

Paula Canalís Martínez

Co-combustión de biomasa forestal en una central térmica de carbón pulverizado de bajo rango : influencia del tamaño de partícula en el comportamiento de la caldera

Departamento
Ingeniería Mecánica

Director/es
Royo Herrer, Francisco Javier

<http://zaguan.unizar.es/collection/Tesis>



Universidad
Zaragoza

Tesis Doctoral

CO-COMBUSTIÓN DE BIOMASA FORESTAL EN
UNA CENTRAL TÉRMICA DE CARBÓN
PULVERIZADO DE BAJO RANGO : INFLUENCIA
DEL TAMAÑO DE PARTÍCULA EN EL
COMPORTAMIENTO DE LA CALDERA

Autor

Paula Canalís Martínez

Director/es

Royo Herrer, Francisco Javier

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

Ingeniería Mecánica

2012



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad Zaragoza



circe
CENTRO DE INVESTIGACIÓN
DE RECURSOS
Y CONSUMOS ENERGÉTICOS

TESIS DOCTORAL

**Co-combustión de biomasa forestal
en una central térmica de carbón
pulverizado de bajo rango.
Influencia del tamaño de partícula
en el comportamiento de la
caldera.**

Realizada por:

Paula Canalís Martínez

Director:

Fco. Javier Royo Herrer

Octubre, 2012



D. *Francisco Javier Royo Herrer*, profesor Titular del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza

CERTIFICA:

Que la presente memoria titulada ***“Co-combustión de biomasa forestal en una central térmica de carbón pulverizado de bajo rango. Influencia del tamaño de partícula en el comportamiento de la caldera”*** presentada por Dña. Paula Canalís Martínez para optar al grado de Doctor, ha sido realizada bajo su dirección y, por tanto, autoriza la presentación de dicha memoria para su defensa.

Zaragoza, octubre de 2012

Fdo. Fco. Javier Royo Herrer

Agradecimientos

A lo largo de estos años, he pensado tantas veces en qué escribiría al llegar este momento, que ahora los nombres, las palabras, los sentimientos, se agolpan de tal forma en mi cabeza que me resulta complicado rellenar esta página. Para no olvidarme de nadie, empezaré diciendo que quiero compartir este trabajo con todas aquellas personas que, durante este tiempo, me han demostrado su confianza y han ayudado, cada uno a su manera, a que no cesara en el empeño. En particular...

Quiero recordar, en estos momentos, a todo el personal de la C.T. de Escucha que participó y colaboró antes, durante o después de las pruebas de co-combustión que han sido la piedra angular de esta tesis. Nunca olvidaré el cariño y el respeto que siempre me demostraron, y su entrega incondicional con el proyecto. A todos y cada uno de ellos, gracias.

También quiero dar las gracias a todos los que a lo largo de estos años han sido mis compañeros en la Fundación CIRCE, especialmente a su Director, Antonio Valero, porque un día me invitó a formar parte de este mundo, a aquellos con los que compartí el proyecto de "la co-co" y a los que en los últimos tiempos me han alentado y apoyado para que terminara.

No quiero olvidarme en estos momentos de dos personas muy importantes para mí y que han estado conmigo desde el comienzo. Fer, Luis, muchas gracias. Gracias por vuestros consejos, por vuestro aliento, por vuestro empeño en que siguiera adelante, sabéis que esto es también un poco vuestro.

Tampoco puedo olvidarme de mi director de tesis, Javier Royo, al que quiero agradecer, sobretodo, su paciencia y comprensión en los momentos más duros de este largo camino. Sin tu perseverancia y tu confianza en mí y en mi trabajo, estoy segura de que nunca habría terminado esta tesis.

También quiero agradecer el apoyo de mis compañeros y amigos del Área de Ingeniería Mecánica, que siempre me han puesto las cosas muy fáciles para poder compatibilizar docencia e investigación. De forma especial, quiero darle las gracias a Javier Abad por su generosidad y su ayuda sin condiciones.

Por último, pero no por ello menos importante, quiero compartir este momento con toda mi familia, en el sentido amplio de la palabra, con todos esos seres queridos que me han ido acompañando a lo largo de mi vida, y que han puesto su granito de arena para que fuera capaz de llegar hasta aquí. Gracias a todos ellos, a los que siguen a mi lado y a los que partieron dejando su huella en mí.

Y especialmente gracias, mil gracias a ti, Alberto, porque has sabido comprender como nadie, como siempre, lo que este trabajo significaba para mí, y a vosotras, Lucía y Laura, mis hijas, por demostrarme cada día que sois, sin lugar a duda, el mejor trabajo de mi vida.

Paula

*A mis mejores maestros,
mis padres, José M^a y Loli.*

INDICE

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN.

1.1	Contexto energético.	1
1.2	La co-combustión.	6
1.3	Definición de biomasa.	10
1.4	Justificación, objetivos y contenido.	11

CAPÍTULO 2:

CO-COMBUSTIÓN EN CENTRALES TÉRMICAS DE CARBÓN.

2.1	Aspectos generales de la co-combustión en centrales térmicas.	15
2.1.1	Introducción.	15
2.1.2	Combustibles y co-combustión.	17
2.1.3	Influencia de la co-combustión en las emisiones de la planta.	20
2.1.4	Influencia de la co-combustión sobre el funcionamiento de la planta.	28
2.1.5	Tecnologías de co-combustión.	37
2.2	Co-combustión en calderas de combustible pulverizado.	42
2.2.1	Particularidades de esta tecnología.	42
2.2.2	Co-combustión directa en calderas de combustible pulverizado.	45
2.2.3	Co-combustión indirecta en calderas de combustible pulverizado.	51
2.2.4	Revisión de experiencias.	56
2.2.5	Experiencias de co-combustión en calderas de fuegos frontales.	70
2.2.6	Comparativa entre tecnologías de co-combustión.	86

CAPÍTULO 3

PRUEBAS DE CO-COMBUSTION.

3.1	Aspectos generales del proyecto “Co-combustión en la C. T. de Escucha”	91
3.2	Determinación y particularidades de los recursos.	94
3.2.1	Evaluación de la biomasa disponible.	94
3.2.2	Características de la biomasa utilizada en las pruebas.	96
3.3	Instalación experimental.	97
3.3.1	Selección de la opción de co-combustión más adecuada.	97
3.3.2	Instalación de pretratamiento de la biomasa.	101
3.3.3	Sistema de almacenamiento de la biomasa.	102
3.3.4	Adecuación de los quemadores de carbón para la alimentación de biomasa. Quemadores mixtos.	105
3.3.5	Sistema neumático de alimentación a caldera.	107
3.4	Pruebas en planta.	108
3.4.1	Objetivos.	108
3.4.2	Logística de la biomasa.	109
3.4.3	Instrumentación y toma de muestras.	111
3.4.4	Protocolo de pruebas.	114
3.4.5	Especificaciones de las pruebas.	115
3.5	Tratamiento y análisis de los datos recogidos durante las pruebas de co-combustión.	117
3.5.1	Análisis de la influencia de la co-combustión sobre la operación de la planta durante las pruebas.	117
3.5.2	Características de los combustibles utilizados en las pruebas.	122
3.5.3	Análisis de la influencia de la co-combustión sobre la composición de cenizas volantes y escorias.	129
3.5.4	Influencia de la co-combustión sobre la variación de emisiones en gases.	149
3.5.5	Análisis de la variación del rendimiento de caldera durante las pruebas.	167

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA DE ANÁLISIS: RENDIMIENTO DE CALDERA Y MODELO DE CICLO.

4.1	Introducción.	171
4.1.1	Necesidad de una metodología de análisis.	171
4.1.2	Cálculo de la energía del combustible.	174
4.1.3	Procedimiento para la aplicación de la metodología.	176

4.2	Cálculo del rendimiento de caldera	178
4.2.1	Aspectos generales sobre el cálculo del rendimiento en calderas.....	178
4.2.2	Cálculo del rendimiento en calderas interiores.....	182
4.2.3	Cálculo del rendimiento de caldera de la C. T. de Escucha.....	191
4.2.4	Cálculo del rendimiento en co-combustión.	204
4.2.5	Corrección del rendimiento por temperatura ambiente.	208
4.3	Modelo de ciclo.	212
4.3.1	Estimación del calor absorbido en caldera por el fluido de trabajo.....	212
4.3.2	La turbina de vapor	214
4.3.3	El aerocondensador	223
4.3.4	Los precalentadores.....	228
4.3.5	La caldera.....	234
4.3.6	Ajuste del modelo final. Validación.....	237
4.4	Aplicación de la metodología a las pruebas de co-combustión realizadas en la C.T. de Escucha.....	253
4.4.1	Definición de la secuencia de aplicación de la metodología.....	253
4.4.2	Procedimiento para el análisis de resultados.	254

CAPÍTULO 5

INFLUENCIA DE LA CO-COMBUSTIÓN SOBRE EL RENDIMIENTO DE CALDERA

5.1	Introducción.....	259
5.2	Aspectos previos.....	262
5.2.1	Variación del porcentaje de oxígeno en gases durante las pruebas.....	262
5.2.2	Variación de la temperatura de gases.....	267
5.2.3	Influencia del contenido de hidrógeno y humedad del combustible.....	276
5.3	Variación de las pérdidas de energía en caldera en co-combustión.....	280
5.3.1	Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en gases secos (L_G).....	281
5.3.2	Influencia sobre las pérdidas por fugas en los precalentadores (L_{fk}).....	287
5.3.3	Influencia sobre las pérdidas por hidrógeno del combustible (L_H).....	293
5.3.4	Influencia sobre las pérdidas por humedad del combustible (L_{mf}).....	300
5.3.5	Influencia sobre las pérdidas por inquemados sólidos (L_{UC}).....	308
5.3.6	Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en escorias (L_p).....	324
5.3.7	Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (L_d).....	328
5.3.8	Variación de los principales factores que influyen sobre las pérdidas y su relación con la co-combustión.	332

5.4	Influencia de la co-combustión sobre el rendimiento.....	336
5.4.1	Rendimiento promedio en co-combustión y en funcionamiento solo con carbón.	336
5.4.2	Variación del rendimiento en co-combustión.	344
5.4.3	Estimación del rendimiento corregido.	349
5.4.4	Comparación con otras experiencias y conclusiones.	355

CAPÍTULO 6

SÍNTESIS, CONCLUSIONES, APORTACIONES Y LÍNEAS FUTURAS

6.1	Síntesis y conclusiones.....	359
6.2	Aportaciones.	368
6.3	Líneas futuras.....	375

REFERENCIAS 377

ANEXOS

Anexo I.	Descripción de la Central Térmica de Escucha	393
Anexo II.	Características de la planta de pretratamiento	401
Anexo III.	Selección del sistema de alimentación para la biomasa	407
Anexo IV.	Resumen de los datos recogidos durante las pruebas de co-combustión	413
Anexo V.	Método general para la clasificación de flujos.....	481
Anexo VI.	Simulación del precalentador aire-gases	495
Anexo VII.	Listado del programa para el cálculo del rendimiento de caldera	507
Anexo VIII.	Listado del programa "Modelo de Ciclo"	521
Anexo IX.	Resumen de resultados obtenidos en la comparativa por prueba	539
Anexo X.	Variación del rendimiento de caldera en experiencias de co-combustión. Análisis.	577

INDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1.1.	La biomasa en los distintos planes de fomento de las energías renovables.	4
-------------------	--------------------------------------------------------------------------------	---

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1.	Análisis elemental e inmediato de varios carbones (b.s.)	18
Tabla 2.2.	Análisis elemental e inmediato de varios tipos de biomasa (b.s)	18
Tabla 2.3.	Tipos de biomasa posibles para el uso de las cenizas.	33
Tabla 2.4.	Experiencias de co-combustión directa con mezcla ante molino (opción a.1)	48
Tabla 2.5.	Experiencias de co-combustión directa: alimentación independiente a través de conductos disponibles (opción b.1)	49
Tabla 2.6.	Experiencias de co-combustión directa: alimentación por quemadores especiales para la biomasa (opción b.2)	50
Tabla 2.7.	Experiencias de co-combustión indirecta con gasificación previa de la biomasa.	55
Tabla 2.8.	Tipos de biomasa utilizados en co-combustión en calderas de combustible pulverizado.	58
Tabla 2.9.	Resumen de experiencias de co-combustión en EE.UU.	60
Tabla 2.10.	Resumen de experiencias de co-combustión en Dinamarca.	63
Tabla 2.11.	Resumen de experiencias de co-combustión en Holanda.	64
Tabla 2.12.	Resumen de experiencias de co-combustión en Austria	65
Tabla 2.13.	Resumen de experiencias de co-combustión en Finlandia	65
Tabla 2.14.	Resumen de experiencias de co-combustión en Bélgica.	66
Tabla 2.15.	Resumen de experiencias de co-combustión con lodos de depuradora en Alemania.	68
Tabla 2.16.	Resumen de experiencias de co-combustión con biomasa residual seca en Alemania.	68

Tabla 2.17.	Resumen de experiencias de co-combustión en Reino Unido.	70
Tabla 2.18.	Análisis en base seca del carbón y la biomasa utilizados en Blount St. G. St. (Aerts et ál., 1997)	75
Tabla 2.19.	Composición de la biomasa utilizada en Kymijärvi Power Plant - Finlandia (Raskin et ál., 2001)	84
Tabla 2.20.	Comparativa de las distintas opciones de co-combustión a partir de datos y resultados recogidos en experiencias reales.	88

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1.	Densidad energética de distintos combustibles (elaboración propia a partir de diversas fuentes)	93
Tabla 3.2.	Especificaciones de las pruebas a plena carga.	116
Tabla 3.3.	Especificaciones de las pruebas a carga parcial.	116
Tabla 3.4.	Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas a plena carga.	124
Tabla 3.5.	Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas a carga parcial.	124
Tabla 3.6.	Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas con biomasa sin secado forzado.	124
Tabla 3.7.	Análisis elemental e inmediato de las muestras diarias del carbón utilizado en las pruebas realizadas a plena carga.	125
Tabla 3.8.	Análisis elemental e inmediato de las muestras diarias del carbón utilizado en las pruebas realizadas a carga parcial.	125
Tabla 3.9.	Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado. Pruebas a plena carga.	126
Tabla 3.10.	Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado. Pruebas a carga parcial.	127
Tabla 3.11.	Análisis elemental e inmediato promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas.	129
Tabla 3.12.	Porcentaje de carbono fijo en cenizas volantes y escorias.	133
Tabla 3.13.	Porcentaje de volátiles en cenizas volantes y escorias.	134
Tabla 3.14.	Porcentaje promedio de oxígeno a la salida de caldera en las etapas de toma de muestras. Pruebas a plena carga.	137
Tabla 3.15.	Porcentaje promedio de oxígeno a la salida de caldera en las etapas de toma de muestras. Pruebas a carga parcial.	137
Tabla 3.16.	Porcentaje de inquemados (Inq) en cenizas volantes y escorias.	138
Tabla 3.17.	Porcentaje de inquemados totales (Inq _{totales}) y su variación en puntos porcentuales (Δ Inq _{totales}). Pruebas a plena carga.	142
Tabla 3.18.	Porcentaje de inquemados totales (Inq _{totales}) y su variación en puntos porcentuales (Δ Inq _{totales}). Pruebas a carga parcial.	146
Tabla 3.19.	Incidencias en la adquisición de datos de emisiones en cada una de las pruebas.	150
Tabla 3.20.	Contenido en azufre promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas.	151
Tabla 3.21.	Resultados de emisiones de SO ₂ en las pruebas.	152
Tabla 3.22.	Emisiones de SO ₂ y contenido en azufre del carbón utilizado en la prueba 8.	153

Tabla 3.23.	Contenido en nitrógeno promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.	157
Tabla 3.24.	Resultados de emisiones de NOx en las pruebas a plena carga.	158
Tabla 3.25.	Influencia del ratio V/CF de la biomasa en las emisiones de NOx	160
Tabla 3.26.	Resultados de emisiones de CO en las pruebas a plena carga.	161
Tabla 3.27.	Resultados de la variación de emisiones de partículas.	164

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1.	Ejemplo.	173
Tabla 4.2.	Aportes de energía al aire desde el ambiente hasta la entrada al precalentador a plena carga.	189
Tabla 4.3.	Influencia en el rendimiento del precalentamiento del aire dentro del edificio	191
Tabla 4.4.	Asignación de inquemados en cenizas volantes y escorias.	194
Tabla 4.5.	Datos de planta utilizados para el cálculo del rendimiento de caldera. Nomenclatura.	195
Tabla 4.6.	Analíticas utilizadas para el cálculo del rendimiento de caldera. Nomenclatura.	196
Tabla 4.7.	PCI de las muestras de carbón tomadas durante la prueba 12.	206
Tabla 4.8.	Combinaciones de funcionamiento del aerocondensador.	225
Tabla 4.9.	Opciones analizadas para la simulación de la turbina de vapor.	238
Tabla 4.10.	Rendimiento estimado para las siete secciones de turbina según el modelo Tipo A modificado	249
Tabla 4.11.	Rendimiento estimado para las siete secciones de turbina según el modelo Tipo C.	249
Tabla 4.12.	Q_{TOTAL} y Rendimiento del ciclo estimado con el modelo Tipo A modificado y con el Tipo C.	251
Tabla 4.13.	Comparación de condiciones estándar y condiciones ambiente.	265

CAPÍTULO 5

Tabla 5.1.	Incidencias durante las pruebas a plena carga. Influencia sobre el porcentaje de O ₂ en caldera.	263
Tabla 5.2.	Incidencias durante las pruebas a carga parcial. Influencia sobre el porcentaje de O ₂ en caldera.	264
Tabla 5.3.	Resumen resultados del análisis de la evolución de la temperatura de gases en las pruebas a plena carga.	274
Tabla 5.4.	Resumen resultados de análisis evolución de la temperatura de gases en las pruebas a carga parcial.	275
Tabla 5.5.	Cálculo del rendimiento sobre el PCS del combustible.	277
Tabla 5.6.	Cálculo del rendimiento sobre el PCI del combustible.	279

Tabla 5.7.	L_G (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	282
Tabla 5.8.	L_G (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	282
Tabla 5.9.	L_{lk} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	288
Tabla 5.10.	L_{lk} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	288
Tabla 5.11.	L_H (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	293
Tabla 5.12.	L_H (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	293
Tabla 5.13.	Contenido de hidrógeno de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.....	295
Tabla 5.14.	Contenido de hidrógeno de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial.....	295
Tabla 5.15.	L_{mf} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	300
Tabla 5.16.	L_{mf} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	300
Tabla 5.17.	Contenido de humedad de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga (a.r.).....	302
Tabla 5.18.	Contenido de humedad de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial (a.r.).....	302
Tabla 5.19.	Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas con biomasa sin secado forzado (Pruebas 14 y 15).....	306
Tabla 5.20.	Pérdidas por humedad en las pruebas a plena carga utilizando biomasa sin secado forzado.....	307
Tabla 5.21.	Pérdidas por humedad en las pruebas a carga parcial utilizando biomasa sin secado forzado.....	307
Tabla 5.22.	Inquemados ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$) en las pruebas a plena carga.....	309
Tabla 5.23.	Inquemados ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$) en las pruebas a carga parcial.....	309
Tabla 5.24.	L_{UC} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	311
Tabla 5.25.	L_{UC} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	315
Tabla 5.26.	Comparación de resultados obtenidos en la etapa de co-combustión para cuatro pruebas distintas.....	321
Tabla 5.27.	Variación de las pérdidas por quemados y del porcentaje de oxígeno en caldera en cuatro pruebas distintas en puntos porcentuales.....	321
Tabla 5.28.	Valor de quemados corregido (Inquemadosc) para las pruebas a carga parcial.....	322
Tabla 5.29.	$L_{UC,c}$ (%) corregidas en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	322
Tabla 5.30.	Contenido en ceniza de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.....	324
Tabla 5.31.	Contenido de ceniza de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial.....	324

Tabla 5.32.	L_p (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	325
Tabla 5.33.	L_p (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	326
Tabla 5.34.	L_d (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	329
Tabla 5.35.	L_d (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	330
Tabla 5.36.	Variación en co-combustión de los factores más influyentes sobre el valor de las pérdidas (pruebas a plena carga).....	333
Tabla 5.37.	Variación en co-combustión de los factores más influyentes sobre el valor de las pérdidas (pruebas a carga parcial).....	333
Tabla 5.38.	Factores que pueden influir sobre el rendimiento y su relación con los parámetros característicos de co-combustión: composición de la biomasa, tamaño de partícula y porcentaje de sustitución.....	335
Tabla 5.39.	Valor promedio de las pérdidas en los periodos de co-combustión (pruebas a plena carga).....	337
Tabla 5.40.	Valor promedio de las pérdidas en los periodos de co-combustión (pruebas a carga parcial).....	337
Tabla 5.41.	Valor promedio de todas las pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de prueba. Pruebas a plena carga.....	339
Tabla 5.42.	Valor promedio de todas las pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de prueba. Pruebas a carga parcial.....	340
Tabla 5.43.	Rendimiento de caldera promedio en periodos de co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).....	342
Tabla 5.44.	Rendimiento de caldera promedio en periodos de co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).....	343
Tabla 5.45.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL) y del rendimiento ($\Delta \eta$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día en las pruebas a plena carga.....	345
Tabla 5.46.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL) y del rendimiento ($\Delta \eta$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día en las pruebas a carga parcial.....	346
Tabla 5.47.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL_c) y del rendimiento ($\Delta \eta_c$) corregidos. Pruebas a plena carga.....	350
Tabla 5.48.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL_c) y del rendimiento ($\Delta \eta_c$) corregidos. Pruebas a carga parcial.....	350
Tabla 5.49.	Resumen de resultados sobre la influencia de la co-combustión en el rendimiento de seis experiencias distintas.....	356

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

- Figura 1.1.** Estructura de generación eléctrica en España (IDAE, 2011). 2
- Figura 1.2.** Participación de las distintas fuentes de energías renovables en el total de la energía eléctrica generada con dichas fuentes (IDAE, 2011) 3
- Figura 1.3.** Evolución de la estructura de generación eléctrica en España (IDAE, 2011) 5

CAPÍTULO 2

- Figura 2.1.** Reducción de emisiones de NOx en función del porcentaje de sustitución obtenidas para distintas experiencias de co-combustión directa (Canalís et ál., 2008) 24
- Figura 2.2.** Contenido en azufre, nitrógeno, cloro, sodio y potasio en muestras de paja, astillas de madera y carbón en base al poder calorífico inferior del combustible (mg/MJ) (Sander, 1997) 30
- Figura 2.3.** Variación del contenido en cloro de los depósitos en función de la relación entre el contenido en azufre del combustible y su potencial para formar cloruros alcalinos (Robinson et ál., 1998a) 31
- Figura 2.4.** Decremento del rendimiento de caldera en función del porcentaje de biomasa (Canalís et ál., 2005b) 37
- Figura 2.5.** Distribución de las experiencias de co-combustión en función de la tecnología de caldera (elaboración propia a partir de Cremers (2009)) 39
- Figura 2.6.** Proceso de combustión de una partícula de biomasa de tamaño pequeño (Robinson et ál., 1998b) 44
- Figura 2.7.** Opciones de co-combustión directa en calderas de carbón pulverizado 45
- Figura 2.8.** Esquema de la integración de los quemadores de parrilla en la Planta de St. Andrä (Austria) (Simader y Moritz, 1999a) 51
- Figura 2.9.** Co-combustión indirecta con integración en el ciclo de vapor 52

Figura 2.10.	Co-combustión indirecta en Ensted Power Plant, Aabenraa – Dinamarca (Caddet, 2000a).....	53
Figura 2.11.	Co-combustión indirecta con gasificación previa de la biomasa.....	54
Figura 2.12.	Distribución de las experiencias de co-combustión en calderas de combustible pulverizado analizadas en función de la opción de co-combustión.....	57
Figura 2.13.	Distribución por países de las centrales con caldera de combustible pulverizado analizadas.....	59
Figura 2.14.	Sistema de pretratamiento y alimentación a caldera de la biomasa en Nijmegen (Holanda) (Caddet, 2000b).....	73
Figura 2.15.	Sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa (Aerts et ál., 1997).....	75
Figura 2.16.	Sistema de tratamiento y alimentación de la biomasa en Vestkraft (Dinamarca) (Petersen and Hansen, 1994).....	77
Figura 2.17.	Quemadores mixtos de carbón y paja en Studstrup Power Plant (Dinamarca) (Wieck-Hasen et ál., 2000).....	78
Figura 2.18.	Detalle de la caldera y quemadores mixtos de Studstrup Power Plant–Unit 4 (Dinamarca) (Friborg et ál., 2005).....	79
Figura 2.19.	Esquema del sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa en Seward G. St. (EE.UU.) (Battista et ál., 2000).....	81
Figura 2.20.	Esquema del sistema de gasificación en Kymijärvi Power Plant (Finlandia) (Järvinen, 1999).....	84
Figura 2.21.	Esquema de co-combustión indirecta en Kymijärvi Power Plant (Finlandia) (Raskin et ál., 2001).....	85

CAPÍTULO 3

Figura 3.1.	Zona de estudio para la estimación de la cantidad de biomasa forestal disponible en el entorno de la planta.....	95
Figura 3.2.	Apilamiento y acordonamiento de los residuos, pasos previos a su recogida.....	96
Figura 3.3.	Almacenamiento de los residuos en la central.....	97
Figura 3.4.	Distribución de quemadores en la pared frontal de caldera.....	100
Figura 3.5.	Esquema del sistema de alimentación de la biomasa a través del conducto central de los quemadores de carbón.....	100
Figura 3.6.	Esquema de la instalación de pretratamiento.....	102
Figura 3.7.	Esquema del silo.....	103
Figura 3.8.	Sistema de alimentación y descarga del silo.....	104
Figura 3.9.	Disposición de equipos de la instalación de pretratamiento y del silo en la planta.....	104
Figura 3.10.	Distribución y modo de operación de los quemadores alimentados con biomasa.....	105
Figura 3.11.	Conductos de alimentación de la biomasa.....	106
Figura 3.12.	Pieza final del conducto central del quemador antes y después de la reforma (esquema aproximado).....	106
Figura 3.13.	Quemador mixto. Distribución de aire y combustibles.....	107
Figura 3.14.	Especificaciones del sistema neumático.....	107
Figura 3.15.	Tolva de almacenamiento de astillas.....	109

Figura 3.16.	Detalle del sistema de descarga del silo.....	111
Figura 3.17.	Evolución de la carga del grupo generada durante una prueba.....	114
Figura 3.18.	Cargas promedio durante las etapas de una de las pruebas.....	115
Figura 3.19.	Evolución de la carga del grupo durante doce horas. Día de pruebas 4 y 5.....	118
Figura 3.20.	Evolución de la temperatura de vapor vivo y la presión de vacío durante doce horas. Día de pruebas 4 y 5.....	118
Figura 3.21.	Evolución de la carga en la prueba 11.....	119
Figura 3.22.	Evolución de la carga durante la prueba 3 (funcionamiento con tres molinos)	120
Figura 3.23.	Evolución de la presión y temperatura de vapor vivo durante la prueba 3.....	120
Figura 3.24.	Respuesta de la caldera ante la caída de un terrón un día de funcionamiento solo con carbón.....	120
Figura 3.25.	Evolución de la temperatura ambiente y la presión de vacío durante la prueba 1.....	121
Figura 3.26.	Evolución de la potencia y el consumo de combustible durante la prueba 1.....	122
Figura 3.27.	Resultados del análisis granulométrico de la muestra de biomasa tomada en la prueba 8.....	123
Figura 3.28.	Esquema de la planta. Puntos de toma de muestras de escorias y cenizas.....	130
Figura 3.29.	Toma de muestras de escorias y cenizas durante la prueba 8.....	131
Figura 3.30.	Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera en los tres periodos a plena carga de la prueba 2.....	135
Figura 3.31.	Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera en los tres periodos a plena carga de la prueba 7.....	136
Figura 3.32.	Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera para cada una de las etapas de la prueba 11.....	136
Figura 3.33.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{esc}).....	139
Figura 3.34.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de volátiles en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔVol_{esc}).....	139
Figura 3.35.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de carbono fijo en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔCF_{esc}).....	140
Figura 3.36.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{cv}).....	140
Figura 3.37.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de volátiles en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔVol_{cv}).....	141
Figura 3.38.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de carbono fijo en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔCF_{cv}).....	141
Figura 3.39.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos en co-combustión frente a la situación con solo carbón. Pruebas a plena carga.....	142
Figura 3.40.	Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales). Pruebas a plena carga.....	143
Figura 3.41.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{esc}). Pruebas a carga parcial.....	145

Figura 3.42.	Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔIn_{cv}). Pruebas a carga parcial.	145
Figura 3.43.	Incremento del porcentaje de inquemados en residuos sólidos en co-combustión frente a la situación con solo carbón. Pruebas a carga parcial.....	146
Figura 3.44.	Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales). Pruebas a carga parcial.....	147
Figura 3.45.	Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales).	148
Figura 3.46.	Reducción de emisiones de SO ₂ en cada prueba frente a la reducción del contenido en azufre del combustible utilizado.....	152
Figura 3.47.	Evolución de las emisiones de SO ₂ en la prueba 8.....	154
Figura 3.48.	Promedio de las emisiones de NO _x frente al porcentaje promedio de oxígeno en gases a la salida de caldera.	155
Figura 3.49.	Promedio de las emisiones de NO _x y del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera para cada una de las etapas de la prueba 10.....	156
Figura 3.50.	Variación de las emisiones de NO _x en co-combustión frente a la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera. Pruebas a carga parcial.....	156
Figura 3.51.	Reducción de emisiones de NO _x en cada prueba frente a la reducción del contenido en nitrógeno del combustible utilizado.	158
Figura 3.52.	Variación de las emisiones de NO _x en co-combustión frente a la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera. Pruebas a plena carga.	159
Figura 3.53.	Evolución de las emisiones de CO durante las pruebas 5 y 7.	162
Figura 3.54.	Evolución de las emisiones de partículas durante la prueba 10.	163
Figura 3.55.	Evolución de las emisiones de partículas durante la prueba 16.	165
Figura 3.56.	Relación entre la emisión de partículas y el tamaño de partícula (pruebas a plena carga)	166

CAPÍTULO 4

Figura 4.1.	Esquema de una planta de generación energía eléctrica	172
Figura 4.2.	Secuencia de trabajo para la estimación del consumo instantáneo de combustible	176
Figura 4.3.	Diagrama de aplicación de la metodología.	177
Figura 4.4.	Esquema general de los flujos de entrada y salida a un generador de vapor.....	178
Figura 4.5.	Esquema del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha.	180
Figura 4.6.	Diferencia entre aporte externo e interno	183
Figura 4.7.	Evolución de la temperatura del aire en su camino a caldera.....	184
Figura 4.8.	Aportes de energía al aire de combustión.	185
Figura 4.9	Esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha. Frontera Edificio de Caldera.	186

Figura 4.10.	Evolución temperatura del aire	190
Figura 4.11.	Esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha. Frontera de cálculo.	192
Figura 4.12.	Balace de energía en la caldera y el circuito aire-gases.	192
Figura 4.13.	Esquema del precalentador aire-gases	197
Figura 4.14.	Evolución de la carga del grupo durante la realización de la prueba 5.	205
Figura 4.15.	Evolución del calor cedido en caldera durante la realización de la prueba 5.	206
Figura 4.16.	Evolución del calor cedido en caldera por cada combustible durante la prueba 5	207
Figura 4.17.	Parámetros de funcionamiento del precalentador aire-gases.	208
Figura 4.18.	Temperatura del aire a lo largo del circuito aire-gases.	209
Figura 4.19.	Incremento de temperatura del aire en el edificio de caldera en función de la temperatura ambiente.	210
Figura 4.20.	Ciclo de vapor C.T. Escucha	212
Figura 4.21.	Subsistemas del ciclo de vapor.	213
Figura 4.22.	Esquema de turbina de vapor de la C.T. de Escucha.	215
Figura 4.23.	Sección de turbina	217
Figura 4.24.	Variación de la relación de presión con el caudal en una tobera.	217
Figura 4.25.	Diagrama HS de la última sección de turbina.	219
Figura 4.26.	Opciones para el cálculo de las condiciones de salida de la última sección de turbina.	222
Figura 4.27.	Esquema del aerocondensador.	223
Figura 4.28.	Imágenes del aerocondensador instalado en la C.T. de Escucha.	224
Figura 4.29.	Disposición de los ventiladores en una de las ramas que componen el aerocondensador.	225
Figura 4.30.	Curvas características del aerocondensador.	226
Figura 4.31.	Curvas del aerocondensador a temperatura ambiente de 10°C.	227
Figura 4.32.	Integración del funcionamiento del aerocondensador dentro del simulador de ciclo.	228
Figura 4.33.	Diagrama del ciclo. Designación de equipos.	229
Figura 4.34.	Perfiles de temperatura en un precalentador de agua de alimentación.	230
Figura 4.35.	Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A1.	231
Figura 4.36.	Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A2.	231
Figura 4.37.	Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A3.	232
Figura 4.38.	Esquema del conjunto tanque-desgasificador y perfil de temperaturas	233
Figura 4.39.	Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A5.	233
Figura 4.40.	Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A6.	234
Figura 4.41.	Esquema de caldera.	235
Figura 4.42.	Pérdida de carga en el Recalentador Intermedio.	236
Figura 4.43.	Pérdida de carga en la cámara.	236
Figura 4.44.	Variables de entrada y salida al modelo de ciclo.	238
Figura 4.45.	Variables de control utilizadas para el ajuste y validación del modelo.	240
Figura 4.46.	Muestra de resultados a plena carga obtenidos con los cuatro tipos de modelos.	241
Figura 4.47.	Cálculo de la última sección de la turbina de alta según el modelo Tipo A	242
Figura 4.48.	Cálculo de la última sección de la turbina de alta según el modelo Tipo B	242

Figura 4.49.	Valor de las temperaturas tIP1s y tIP2s estimada por el modelo Tipo A frente al valor medido.	243
Figura 4.50.	Valor de las temperaturas tIP1s y tIP2s estimada por el modelo Tipo C frente al valor medido.	244
Figura 4.51.	Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la turbina de alta presión (pHPs) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C)	244
Figura 4.52.	Valor de la presión de salida calculada por los modelos de turbina tipo A y C frente al valor de la presión medido en planta.	245
Figura 4.53.	Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la primera sección de la turbina de media presión (pIP1s) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C).....	245
Figura 4.54.	Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la segunda sección de la turbina de media presión (pIP2s) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C).....	246
Figura 4.55.	Error cometido en el cálculo de pHPe para los modelos Tipo A y C a distintas cargas.....	246
Figura 4.56.	Error cometido en el cálculo de pHPe con el modelo Tipo A modificado	247
Figura 4.57.	Valor de las presiones pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo A frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales.	248
Figura 4.58.	Valor de las presiones pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo A modificado, frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales	248
Figura 4.59.	Valores de las presiones pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo C frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales.	249
Figura 4.60.	Variación del rendimiento isoentrópico de la sección de alta presión en función de la carga del grupo para los tres modelos comparados.	250
Figura 4.61.	Esquema simplificado de la metodología para el cálculo de la energía del combustible aplicada a las pruebas de co-combustión.	253
Figura 4.62.	Estimación del rango de variación de la energía del combustible. Datos prueba 1.	255
Figura 4.63.	Periodos válidos para la comparación en funcionamiento solo con carbón el propio día de la prueba. Datos prueba 1.	256

CAPÍTULO 5

Figura 5.1	Incremento del porcentaje de oxígeno a la salida de caldera en función del tamaño de partícula en puntos porcentuales.	264
Figura 5.2	Porcentaje de oxígeno en gases a la entrada y salida del precalentador en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).....	266
Figura 5.3	Porcentaje de oxígeno en gases a la entrada y salida del precalentador en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial)	266
Figura 5.4	Evolución de la temperatura del aire antes de entrar al precalentador y del gas a la salida.	269

Figura 5.5	Temperatura a la salida del precalentador aire-gases corregida en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).....	270
Figura 5.6	Temperatura a la salida del precalentador aire-gases corregida en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	271
Figura 5.7	Incremento de la temperatura de gases a la salida del precalentador aire-gases corregida ($\Delta T_{g, sal, c}$) en función del tamaño de partícula de la biomasa. ...	271
Figura 5.8.	Evolución de la temperatura de gases a la salida del precalentador corregida durante el día en el que se llevaron a cabo las pruebas 4 y 5.	272
Figura 5.9.	Evolución de las pérdidas por humedad e hidrógeno en co-combustión calculadas sobre el PCS, en función del porcentaje de sustitución del carbón por biomasa en energía.	277
Figura 5.10.	Evolución de las pérdidas por humedad e hidrógeno en co-combustión calculadas sobre el PCI, en función del porcentaje de sustitución del carbón por biomasa en energía.	279
Figura 5.11.	Pérdidas por calor sensible en gases secos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).....	283
Figura 5.12.	Pérdidas por calor sensible en gases secos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	283
Figura 5.13.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos durante la etapa de co-combustión (ΔL_G^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).....	284
Figura 5.14.	Variación de las pérdidas por calor sensible en gases secos durante la etapa de co-combustión en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 11).....	284
Figura 5.15.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos (ΔL_G) en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga).....	285
Figura 5.16.	Variación de las pérdidas por calor sensible en gases secos (ΔL_G) en función de la variación del porcentaje de oxígeno a la salida de caldera ($\Delta O_{2, ent}$), ambas variables expresadas en puntos porcentuales (pruebas a plena carga).	286
Figura 5.17.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos en función del tamaño de partícula (pruebas a carga parcial).	286
Figura 5.18.	Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).....	289
Figura 5.19.	Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	290
Figura 5.20.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases (ΔL_{fk}) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).....	290
Figura 5.21.	Variación de la temperatura del aire a la salida del precalentador aire-vapor en función del tamaño de partícula.	291
Figura 5.22.	Variación del caudal de fugas en el precalentador aire gases en en función del tamaño de partícula.....	292
Figura 5.23.	Variación de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases durante la etapa de co-combustión (ΔL_{fk}^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).	292

Figura 5.24.	Pérdidas por hidrógeno en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).	294
Figura 5.25.	Pérdidas por hidrógeno en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).....	294
Figura 5.26.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en la etapa de co-combustión (ΔL_H^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).....	296
Figura 5.27.	Temperatura de gases a la salida corregida y variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en la etapa de co-combustión (ΔL_H^*), en función del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía (prueba 14).	296
Figura 5.28.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en cada prueba (ΔL_H) en función del tamaño de partícula de biomasa.	297
Figura 5.29.	Incremento de hidrógeno en el combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa.	297
Figura 5.30.	Incremento promedio de hidrógeno en el combustible en el periodo de co-combustión para cada prueba.	298
Figura 5.31.	Pérdidas por humedad del combustible en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).	301
Figura 5.32.	Pérdidas por humedad del combustible en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	301
Figura 5.33.	Disminución de la humedad en el combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa.	303
Figura 5.34.	Variación de las pérdidas por humedad en la etapa de co-combustión en puntos porcentuales (ΔL_{mf}^*), en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 4).	304
Figura 5.35.	Variación de las pérdidas por humedad en la etapa de co-combustión en puntos porcentuales (ΔL_{mf}^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 11).....	304
Figura 5.36.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad del combustible en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).	305
Figura 5.37.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad del combustible en función del tamaño de partícula si se utilizara biomasa sin secado forzado ($\Delta L_{mf,c}$).	307
Figura 5.38.	Relación entre el valor del porcentaje de inquemados totales en residuos ($Inq_{totales}$) y el combustible inquemado en co-combustión ($Inquemados$). Pruebas a plena carga.	310
Figura 5.39.	Relación entre la variación, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados totales en residuos ($\Delta Inq_{totales}$) y del combustible inquemado ($\Delta Inquemados$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba.	311
Figura 5.40.	Pérdidas por inquemados sólidos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).	312
Figura 5.41.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga).....	313
Figura 5.42.	Variación de las pérdidas por inquemados en las pruebas a plena carga (ΔL_{UC}) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent}$) (ambas variables en puntos porcentuales).	314
Figura 5.43.	Pérdidas por inquemados sólidos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).....	316

Figura 5.44.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).	317
Figura 5.45.	Variación de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent}$).....	317
Figura 5.46.	Porcentaje de oxígeno en gases en tres periodos distinto - prueba 10.	318
Figura 5.47.	Variación de las pérdidas por inquemados en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera entre las etapas en las que se tomaron las muestras ($\Delta O_{2,ent,muestras}$) (ambas variables en puntos porcentuales).	319
Figura 5.48.	Nueva asignación de inquemados. Procedimiento.	322
Figura 5.49.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).	323
Figura 5.50.	Variación de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent,pruebas}$) (ambas variables en puntos porcentuales).	323
Figura 5.51.	Pérdidas por calor sensible en escorias en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).....	325
Figura 5.52.	Pérdidas por calor sensible en escorias en periodos de funcionamiento con solo carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	326
Figura 5.53.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en escorias (ΔL_p) en función del tamaño de partícula de biomasa.	327
Figura 5.54.	Variación de las pérdidas por calor sensible en escorias (ΔL_p), en puntos porcentuales, en función del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía.	328
Figura 5.55.	Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).	329
Figura 5.56.	Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).	330
Figura 5.57.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (ΔL_d) en función del tamaño de partícula.....	331
Figura 5.58.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (ΔL_d) en función del porcentaje de sustitución en energía.....	332
Figura 5.59.	Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga.	338
Figura 5.60.	Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a carga parcial.	338
Figura 5.61.	Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga (sin L_G).....	339
Figura 5.62.	Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a carga parcial (sin L_G).....	339
Figura 5.63.	Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón en las pruebas a plena carga.	340
Figura 5.64.	Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón en las pruebas a carga parcial.	340
Figura 5.65.	Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo carbón en las pruebas a plena carga (sin L_G).	341
Figura 5.66.	Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo carbón en las pruebas a carga parcial (sin L_G).....	341
Figura 5.67.	Rendimiento promedio de caldera en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).	342
Figura 5.68.	Rendimiento promedio de caldera en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).....	344

Figura 5.69.	Variación del rendimiento ($\Delta\eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga).....	345
Figura 5.70.	Variación del rendimiento ($\Delta\eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (pruebas a carga parcial).....	347
Figura 5.71.	Variación del rendimiento ($\Delta\eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).....	347
Figura 5.72.	Porcentaje de sustitución promedio en energía en el periodo de co-combustión.....	348
Figura 5.73.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases corregidas ($\Delta L_{G,c}$).....	351
Figura 5.74.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases corregidas ($\Delta L_{LK,c}$).....	351
Figura 5.75.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno corregidas ($\Delta L_{H,c}$).....	351
Figura 5.76.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad corregidas ($\Delta L_{mf,c}$).....	352
Figura 5.77.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$).....	352
Figura 5.78.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en escorias corregidas.....	352
Figura 5.79.	Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes corregidas.....	352
Figura 5.80.	Variación, en puntos porcentuales, del rendimiento corregido en función del tamaño de partícula ($\Delta\eta_c$).....	355

NOMENCLATURA

A	Aprovechamiento.
B	Crédito de energía (kW).
b	Energía aportada al sistema (kJ/kg).
B _a	Crédito del aire al cruzar la frontera (kW).
B _{AUX}	Energía aportada al aire (créditos) por el sistema de molienda (ventiladores de aire primario y molinos) (kW).
B _{MOL}	Energía aportada al aire (créditos) por el accionamiento de los molinos (kW).
B _{VAP}	Energía aportada al aire (créditos) por el accionamiento de los ventiladores de aire primario (kW).
C	Fracción másica de carbono en el combustible.
C _e	Fracción másica de cenizas en el combustible. Fracción másica de cenizas en los residuos.
CF	Fracción másica de carbono fijo en el combustible. Fracción másica de carbono fijo en los residuos sólidos.
C _{matriz}	Capacidad calorífica de la matriz (KJ/K)
C _{max}	Capacidad calorífica máxima (kW/K)
C _{min}	Capacidad calorífica mínima (kW/K)
D	Diámetro de partícula (mm)
D _h	Diámetro hidráulico (m)
E	Entrada de energía a la caldera, a un equipo o a un sistema (kW)
E _{combustible}	Energía del combustible (kW)
ELEP	Salto entálpico para la corrección para pasar del punto final de la línea de expansión al punto final en condiciones reales (kJ/kg)
EXLOSS	Pérdidas en el escape (kJ/kg)
f	Fracción en peso del combustible en la mezcla (-)
H	Fracción másica de hidrógeno en el combustible (%)

$h_a(T)$	Entalpía del aire a la temperatura T (kJ/kg).
h_{aire}	Coefficiente de convección en el lado aire del precalentador aire-gases ($W/m^2 \cdot K$)
h_{A6sal}	Entalpía del vapor a la entrada de caldera o a la salida del último precalentador de alta (kJ/kg).
h_{HPe}	Entalpía del vapor a la entrada de la turbina de Alta Presión. Entalpía de vapor vivo (kJ/kg).
h_{HPs}	Entalpía del vapor a la salida de la turbina de Alta Presión (kJ/kg).
h_{Rw}	Entalpía del agua en los gases de combustión a la temperatura de referencia (kJ/kg)
H_u	Fracción másica de humedad en el combustible. Fracción másica de humedad en los residuos.
h_{vG}	Entalpía del vapor de agua contenido en los gases de combustión a la salida a la temperatura de los gases (kJ/kg).
Inq_{cv}	Contenido de inquemados en la muestras de cenizas volantes resultado de sumar el porcentaje de carbono fijo (CF) y volátiles (Vol) del análisis elemental (%)
Inq_{esc}	Contenido de inquemados en la muestras de escorias resultado de sumar el porcentaje de carbono fijo (CF) y volátiles (Vol) del análisis elemental (%)
$Inq_{totales}$	Contenido de inquemados en el total de residuos (%)
Inquemados	Combustible inquemado por cada unidad de combustible ($kg/kg_{combustible}$)
K	Constante de la expresión de la Elipse de Stodola que permite relacionar las condiciones de entrada y de salida del vapor en una sección (-)
K_f	Factor de ensuciamiento del precalentador aire-gases (-).
I	Pérdidas en (kJ/kg)
L	Pérdidas en (kW) o en (%)
L^*	Valor de la pérdida en un punto del periodo de co-combustión (%).
L_d	Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (%).
$L_{d,c}$	Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes corregidas (%).
L_f	Pérdidas fijas (%).
L_G	Pérdidas por calor sensible en gases secos (%).
$L_{G,c}$	Pérdidas por calor sensible en gases secos corregidas (%).
L_H	Pérdidas por humedad proveniente del hidrógeno del combustible (%).
$L_{H,c}$	Pérdidas por humedad proveniente del hidrógeno del combustible corregidas (%).
L_{ik}	Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases (%).
$L_{ik,c}$	Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases corregidas (%).
L_{mf}	Pérdidas por humedad en el combustible (%).
$L_{mf,c}$	Pérdidas por humedad en el combustible corregidas (%).
L_p	Pérdidas por calor sensible en escorias (%).
$L_{p,c}$	Pérdidas por calor sensible en escorias corregidas (%).
L_{total}	Pérdidas totales, resultado de sumar todas las pérdidas de energía en caldera (%).

L_{UC}	Pérdidas por inquemados sólidos en residuos (%).
$L_{UC,c}$	Pérdidas por inquemados sólidos en residuos corregidas (%).
L_{β}	Pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera (%).
m	Caudal de vapor que atraviesa una sección de turbina (kg/s).
M	Muestra.
m_a	Masa de aire por unidad de combustible (kg/kg _{combustible})
$m_{a,combustión}$	Masa de aire por unidad de combustible a la salida del precalentador aire-gases o a la entrada de caldera (kg/kg _{combustible}).
$m_{a,ent}$	Masa de aire por unidad de combustible a la entrada del precalentador aire-gases (kg/kg _{combustible}).
$m_{a,fugado}$	Masa de aire por unidad de combustible que pasa del lado aire al lado gas en el precalentador aire-gases, fugas (kg/kg _{combustible}).
m_{A1}	Caudal de vapor de la tercera extracción de la turbina de baja presión (kg/s).
m_{A2}	Caudal de vapor de la segunda extracción de la turbina de baja presión (kg/s).
m_{A3}	Caudal de vapor de la primera extracción de la turbina de baja presión (kg/s).
m_{A4}	Caudal de vapor de la segunda extracción de la turbina de media presión (kg/s).
m_{A5}	Caudal de vapor de la primera extracción de la turbina de media presión (kg/s).
m_{A6}	Caudal de vapor de la extracción a la salida de la turbina de alta presión (kg/s).
$m_{combustible}$	Caudal de combustible (kg/s).
m_{cv}	Masa de cenizas volantes por unidad de combustible (kg/kg _{combustible})
m_d	Caudal de vapor que atraviesa una sección de turbina en condiciones de diseño (kg/s).
m_{esc}	Masa de escorias por unidad de combustible (kg/kg _{combustible})
$m_{g,ent}$	Masa de gases de combustión por unidad de combustible a la entrada del precalentador aire-gases o salida de caldera (kg/kg _{combustible})
$m_{g,sal}$	Masa de gases de combustión por unidad de combustible a la salida del precalentador aire-gases o salida de caldera (kg/kg _{combustible})
$m_{g,sal}$	Masa de gases de combustión por unidad de combustible a la salida del precalentador aire-gases o salida de caldera (kg/kg _{combustible})
m_{HP}	Caudal de vapor vivo (kg/s).
$m_{HP_{vd}}$	Caudal volumétrico en condiciones de diseño que atraviesa la sección de Alta Presión de la turbina.
m_{IP1}	Caudal a la entrada de la primera etapa de la turbina de media, caudal de vapor recalentado.
m_{IP_v}	Caudal volumétrico que atraviesa una sección de la turbina de media presión (m ³ /s)
$m_{LP_{vd}}$	Caudal volumétrico en condiciones de diseño que atraviesa la sección a condensación de la turbina (m ³ /s)
N	Fracción másica de nitrógeno en el combustible.
NTU	Número de unidades de transferencia de calor.
NTU_0	Número modificado de unidades de transferencia de calor.
Nu	Número de Nusselt

O	Fracción másica de oxígeno en el combustible.
PC	Poder calorífico (kJ/kg).
PC _{combustible}	Poder calorífico del combustible (kJ/kg).
PC _{inquemados}	Poder calorífico del carbono inquemado en los residuos (kJ/kg).
P _e	Presión de entrada del vapor a una sección de turbina (bar).
P _{ed}	Presión de entrada del vapor a una sección de turbina en condiciones de diseño (bar).
pHPe	Presión del vapor a la entrada de la turbina de alta presión. Presión de vapor vivo (bar).
pHPs	Presión del vapor a la salida de la turbina de alta presión (bar).
pHPsd	Presión del vapor a la salida de la turbina de alta presión en condiciones de diseño (bar).
Pr	Número de Prant. Prueba.
P _s	Presión de salida del vapor de una sección de turbina (bar).
Q _{cámara}	Calor absorbido por el vapor en la cámara (MWt).
Q _{RI}	Calor absorbido por el vapor en el Recalentador Intermedio (MWt)
Q _{TOTAL}	Calor absorbido por el vapor en el ciclo (MWt).
R	Recirculación (kW)
r*	Relación de presiones crítica en una sección de turbina (-)
Re	Número de Reynolds.
Rend	Rendimiento estimado para una sección de turbina (%).
r _p	Relación de presiones en una sección de turbina.
S	Fracción másica de azufre en el combustible. Salida (kW)
T _{a,amb}	Temperatura del aire en condiciones ambientales (°C)
T _{a,ante,CAV}	Temperatura del aire ante el precalentador aire-vapor (°C)
T _{a,ante,VTF}	Temperatura del aire antes de pasar por el Ventilador de Tiro Forzado (°C)
T _{a,edificio}	Temperatura del aire dentro del edificio de caldera (°C)
T _{a,tras,CAV}	Temperatura del aire tras su paso por el precalentador aire-vapor (°C)
tA1ent	Temperatura del agua a la entrada del primer precalentador de baja presión (°C).
tA1sal	Temperatura del agua a la salida del primer precalentador de baja presión (°C).
tA2ent	Temperatura del agua a la entrada del segundo precalentador de baja presión (°C).
tA2sal	Temperatura del agua a la salida del segundo precalentador de baja presión (°C).
tA3ent	Temperatura del agua a la entrada del tercer precalentador de baja presión (°C).
tA3sal	Temperatura del agua a la salida del tercer precalentador de baja presión (°C).
tA4ent	Temperatura del agua a la entrada del conjunto desgasificador-tanque de alimentación (°C).

tA5ent	Temperatura del agua a la entrada del primer precalentador de alta presión (°C).
tA5sal	Temperatura del agua a la salida del primer precalentador de alta presión (°C).
tA6ent	Temperatura del agua a la entrada del segundo precalentador de alta presión (°C).
tA6sal	Temperatura del agua a la salida del segundo precalentador de alta presión (°C).
T _{AR}	Temperatura de referencia (25 °C)
TDCA	Diferencia de temperaturas entre la salida del flujo caliente y la de entrada del flujo frío (°C)
T _e	Temperatura de entrada del vapor a una sección de turbina (°C).
T _{esc}	Temperatura a la que las escorias cruzan la frontera (°C)
TFR	Relación del caudal de admisión (Throttle Flow Ratio).
T _{g,ent}	Temperatura del gas a la entrada del precalentador aire-gases o a la salida de caldera (°C).
T _{g,sal}	Temperatura del gas a la salida del precalentador aire-gases (°C).
T _{g,sal,c}	Temperatura del gas a la salida del precalentador aire-gases sin considerar fugas (°C)
tHPe	Temperatura del vapor a la entrada de la turbina de alta presión. Temperatura de vapor vivo (°C).
tHPs	Temperatura del vapor a salida de la turbina de alta presión (°C).
tIPe	Temperatura del vapor a la entrada de la turbina de media presión. Temperatura de vapor recalentado (°C)
T _s	Temperatura de salida del vapor de una sección de turbina(°C).
TTD	Diferencia de temperaturas entre la salida del flujo frío y la de vapor saturado del flujo caliente (°C)
tvA1ent	Temperatura del vapor a la entrada del primer precalentador de baja presión (°C).
tvA1sal	Temperatura del vapor a la salida del primer precalentador de baja presión (°C).
tvA2ent	Temperatura del vapor a la entrada del segundo precalentador de baja presión (°C).
tvA2sal	Temperatura del vapor a la salida del segundo precalentador de baja presión (°C).
tvA3ent	Temperatura del vapor a la entrada del tercer precalentador de baja presión (°C).
tvA3sal	Temperatura del vapor a la salida del tercer precalentador de baja presión (°C).
tvA4ent	Temperatura del vapor a la entrada del conjunto desgasificador-tanque de alimentación (°C).
tvA5ent	Temperatura del vapor a la entrada del primer precalentador de alta presión (°C).
tvA5sal	Temperatura del vapor a la salida del primer precalentador de alta presión (°C).
tvA6sal	Temperatura del vapor a la salida del segundo precalentador de alta presión (°C).
U	Coefficiente global de transferencia (kW/K). Energía útil del sistema (kW)
V _{ed}	Volumen del vapor a la entrada de una sección de turbina en condiciones de diseño (m ³ /kg).
Vol	Fracción másica de volátiles en el combustible. Fracción másica de volátiles en los residuos sólidos.

W_{elect}	Consumo eléctrico de los motores de accionamiento (kW).
$W_{\text{elect,MOL}}$	Consumo eléctrico de los motores de de los molinos (kW).
$W_{\text{elect,VAP}}$	Consumo eléctrico de los motores de de los ventiladores de aire primario (kW).
W_{grupo}	Potencia del grupo (kW).
$W_{\text{grupo, promedio}}$	Potencia del grupo promedio (kW).
$W_{\text{isoentrópico}}$	Cantidad de energía mecánica que se transmitiría al eje de turbina si el proceso fuera isoentrópico (kW).
W_{real}	Cantidad de energía mecánica efectiva que se trasmite al eje de la turbina (kW).
$\Delta H_{1\%}$	Variación del contenido en hidrógeno del combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa.
$\Delta h_{a,CAV}$	Variación de entalpía del aire a su paso por el Precalentador Aire-Vapor (kJ/kg).
$\Delta H_{a,VTF}$	Variación de entalpía del aire a su paso por el Ventilador de Tiro Forzado (kJ/kg).
ΔH_{total}	Variación del contenido en hidrógeno del combustible en cada prueba (%)
$\Delta H_{u1\%}$	Variación del contenido en humedad del combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa (%).
ΔT_{CAV}	Incremento de temperatura que sufre el aire en el Precalentador Aire Gases (°C)
$\Delta T_{\text{edificio}}$	Incremento de temperatura que sufre el aire dentro del edificio de caldera (°C)
ΔT_{VTF}	Incremento de temperatura que sufre el aire en el Ventilador de Tiro Forzado (°C)
η_o	Constante de ajuste del rendimiento.
η_m	Rendimiento del motor de accionamiento de los molinos o los ventiladores aire primario.
η_{caldera}	Rendimiento de la caldera.
$\eta_{\text{caldera,c}}$	Rendimiento de la caldera corregido.
η_{ciclo}	Rendimiento del ciclo de vapor.
η_s	Rendimiento Isoentrópico de una sección de turbina.
h_{IP1e}	Entalpía del vapor a la entrada de la primera etapa de la turbina de Media Presión. Entalpía del vapor recalentado (kJ/kg).
p_{IP1e}	Presión del vapor a la entrada de la primera sección de la turbina de media presión (bar).
A_i	Área de intercambio (m ²).
h_c	Coefficiente de convección lado caliente (W/m ² ·K).
h_f	Coefficiente de convección lado frío (W/m ² ·K).
m_3	Caudal de agua tras su paso por los precalentadores de baja presión y que entra al desgasificador (kg/s).
v_e	Volumen del vapor a la entrada de una sección de turbina (m ³ /kg)
m_5	Caudal de condensado a la salida del primer precalentador de alta presión (A5) (kg/s).
m_6	Caudal de condensado a la salida del segundo precalentador de alta presión (A6) (kg/s).
p_{IP1s}	Presión del vapor a la salida de la primera sección de la turbina de media presión (bar).

pLP1s	Presión del vapor a la salida de la primera sección de la turbina de baja presión (bar).
tIP1s	Temperatura del vapor a salida de la primera sección de la turbina de media presión (°C).
tLP1s	Temperatura del vapor a salida de la primera sección de la turbina de baja presión (°C).
pIP2s	Presión del vapor a la salida de la segunda sección de la turbina de media presión (bar).
pLP2s	Presión del vapor a la salida de la segunda sección de la turbina de baja presión (bar).
tIP2s	Temperatura del vapor a salida de la segunda sección de la turbina de media presión (°C).
tLP2s	Temperatura del vapor a salida de la segunda sección de la turbina de baja presión (°C).
pLP3s	Presión del vapor a la salida de la tercera sección de la turbina de baja presión (bar).
tLP3s	Temperatura del vapor a salida de la tercera sección de la turbina de baja presión (°C).
pLP4s	Presión del vapor a la salida de la última sección de la turbina de baja presión (bar). Presión de vacío (bar).
O _{2,ent}	Porcentaje de oxígeno en los gases a la salida de caldera o a la entrada del precalentador aire-gases. Porcentaje de oxígeno en caldera. (%).
O _{2,sal}	Porcentaje de oxígeno en los gases a la salida del precalentador aire-gases. Porcentaje de oxígeno en chimenea. (%).
ΔO _{2,ent}	Variación, en puntos porcentuales, del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre el periodo de co-combustión de una prueba y el de puntos del mismo día en el que se estuviera trabajando sólo con carbón y que la energía que entrara a caldera con el combustible fuera la misma (-).
ΔO _{2,ent,muestras}	Variación, en puntos porcentuales, del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre dos etapas de una misma prueba en las que se tomaran muestras de residuos (-)
ΔO _{2,ent,prueba}	Variación, en puntos porcentuales, del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre la etapa de co-combustión y el promedio de la etapa inicial y final en funcionamiento solo con carbón de una misma prueba (-)

ABREVIATURAS DE EQUIPOS

A1	Primer precalentador de baja presión.
A2	Segundo precalentador de baja presión.
A3	Tercer precalentador de baja presión.
A5	Primer precalentador de alta presión.
A6	Segundo precalentador de alta presión.
CAV	Precalentador Aire Vapor.
HP	Turbina de Alta Presión.

IP1	Primera sección de la turbina de media presión.
IP2	Segunda sección de la turbina de media presión.
LP1	Primera sección de la turbina de baja presión.
LP2	Segunda sección de la turbina de baja presión.
LP3	Tercera sección de la turbina de baja presión.
LP4	Última sección de la turbina de baja presión.
MOL	Molino.
RI	Recalentador Intermedio.
THP	Turbina de Alta Presión.
TIP	Turbina de Media Presión.
TLP	Turbina de Baja Presión.
TV	Turbina de Vapor.
VAP	Ventilador de Aire Primario.
VTF	Ventilador de Tiro Forzado.
VTI	Ventilador de Tiro Inducido.

ACRÓNIMOS Y SIGLAS

APPA	Asociación de Productores de Energías Renovables
ASME	The American Society of Mechanical Engineers
ASTM	The American Society for Testing Materials
b.h.	Base húmeda.
b.s.	Base seca.
BFB	Lecho fluido burbujeante.
CFB	Lecho fluido circulante.
CHP	Plantas de generación combinada de calor y energía.
CIRCE	Centro de Investigación de Recursos y Consumos Energéticos.
LOI	Loss Of Ignition.
OFA	Overfire Air.
PCI	Poder Calorífico Inferior de un combustible.
PCS	Poder Calorífico Superior de un combustible.
ROCs	Renewables Obligation Certificates
RSU	Residuos sólidos urbanos.
s.m.	Sin muestra
SAD	Sistema de Adquisición de Datos.
SCR	Reducción selectiva catalítica
SNCR	Reducción selectiva no catalítica
VOC	Compuestos Volátiles Orgánicos.

SIMBOLOS GRIEGOS

Δ	Variación
η	Rendimiento
λ	Conductividad térmica (kW/m·K)
μ	Viscosidad (Pa·s)

SUBINDICES

a	Aire.
ar	Condiciones estándar.
Biomasa	Variable referente a ese combustible
c	Corregidas.
Carbón	Datos referentes a puntos de la planta trabajando solo con carbón. Variable referente a ese combustible.
co-co	Datos referentes a puntos de la planta trabajando en co-combustión.
Combustible	Datos referentes a puntos trabajen con cualquier combustible.
cv	Genizas Volantes.
esc	Escorias.
g	Gas.

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto energético.

La búsqueda, el desarrollo y la consolidación de fuentes de energía alternativas a los combustibles fósiles han sido y siguen siendo objetivos prioritarios en los países desarrollados. Con el doble objetivo de disminuir la dependencia energética de terceros países y reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, las políticas energéticas de estos países han impulsado la puesta en marcha de instalaciones que aprovechan la energía del agua, del viento, del sol, de la biomasa, del mar o de la tierra.

En 2010, las energías renovables representaron en España el 13,2% del *consumo final bruto de energía*¹ (Beltrán, 2011), por encima de la media Europea que fue del 12,4% (Euroserv'ER, 2012). El Plan de las Energías Renovables 2011-2020 (IDAE, 2011) fija como objetivo para el 2020 que esta participación sea al menos del 20%, cumpliendo de esta forma lo establecido en la Directiva 2009/28/CE para España (DOCE, 2009). Este objetivo coincide, por otro lado, con el fijado en la misma directiva para la media de la Unión Europea.

La energía procedente de fuentes renovables es utilizada bien para usos térmicos (calefacción, refrigeración o transporte) o bien para la generación de electricidad. En España, en términos de *energía primaria*, la contribución de todas las renovables al balance nacional fue en 2010 del 11,3%, lo que supuso casi 15 millones de tep. De estas, el 64% fue cubierto por energías

¹ Este valor es el consumo final bruto de energía que no debe confundirse con el de energía primaria que aparece después y que, como puede comprobarse es casi dos puntos inferior. Este valor se ha obtenido según la nueva metodología establecida en la Directiva 2009/28 (DOCE, 2009) para el cálculo de los objetivos a 2020 de contribución de las fuentes de energía renovables, debido a que la metodología internacionalmente usada para el cálculo de la energía primaria penalizaba las áreas de generación directa de electricidad (hidráulica, eólica y fotovoltaica), cuyos procesos de transformación a electricidad se considera tienen rendimientos del 100%.

renovables para la generación eléctrica, un 26% fueron recursos renovables destinados a usos térmicos y cerca del 10% fue consumo de biocarburantes en el transporte (IDAE, 2011).

Como queda reflejado en los porcentajes anteriores, las tecnologías de generación eléctrica con energías renovables se han desarrollado, en general, más rápidamente que las orientadas para usos térmicos, en muchos casos debido a que han contado con sistemas de apoyo adecuados que se han mantenido durante un periodo importante de tiempo. En la Unión Europea la cuota de las energías renovables en el *consumo eléctrico total* supuso en 2010 el 19,8%, valor próximo al 22% marcado por la Directiva 2001/77/EC (DOCE, 2001). En España, al igual que en otros once países de la Unión Europea, el objetivo marcado por dicha directiva se superó, siendo de 32,3% frente al 29,4 fijado (IDAE (2011), Euroserv'ER (2012)).

La Figura 1.1 muestra la evolución de la estructura de generación eléctrica por fuentes de energía en España entre 2005 y 2010. Puede comprobarse el incremento de la participación de las energías renovables en dicha estructura, pasando del 14,5% al 32,3%, lo que en términos de energía supuso un incremento de 54.680 GWh. Si se revisan el resto de fuentes, el aumento de las energías renovables habría venido a cubrir la disminución de la participación del carbón, mientras que el gas natural ha sido otra de las fuentes que ha crecido en estos cinco años y también se prevé que siga haciéndolo en el escenario del 2020 (IDAE, 2011).

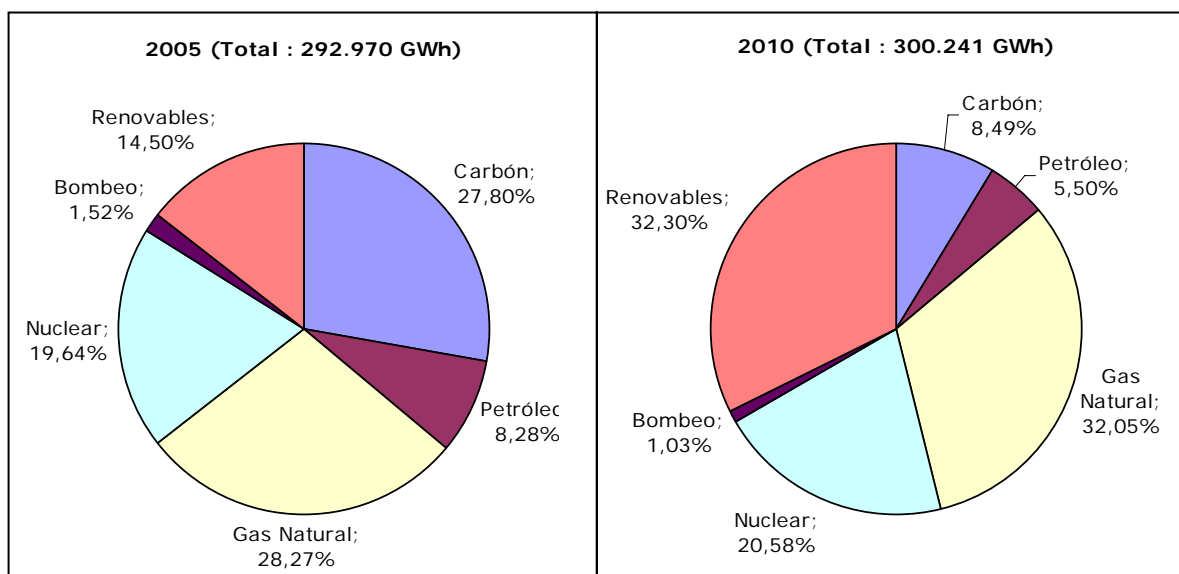


Figura 1.1. Estructura de generación eléctrica en España (IDAE, 2011).

La Figura 1.2 muestra la participación de las distintas fuentes de energía renovable en el total de la generación eléctrica a partir de estas fuentes, tanto en Europa como en España en 2010. En ambos casos el mayor porcentaje corresponde al aprovechamiento de la energía hidroeléctrica y eólica. El Plan de las Energías Renovables 2005-2010 (IDAE, 2005) y sobretodo su posterior desarrollo normativo, ha supuesto el despegue en España de la energía solar, tanto por la puesta en marcha de instalaciones termoeléctricas como fotovoltaicas. En cinco años la participación de la solar sobre el total de energía eléctrica generada a partir de fuentes renovables ha pasado de ser inferior al 1% a situarse por encima del 7%. El caso contrario ocurre con la biomasa, mucho menos protagonista en el reparto si se compara con la media europea y que, además, no ha evolucionado en los últimos años según lo que se había previsto.

Así, aunque la generación total a partir de esta fuente ha aumentado en 1.500 GWh, su participación sobre el total ha disminuido, pasando del 6,28% en 2005 al 4,37% en 2010, lo que indica el pobre desarrollo alcanzado frente al resto.

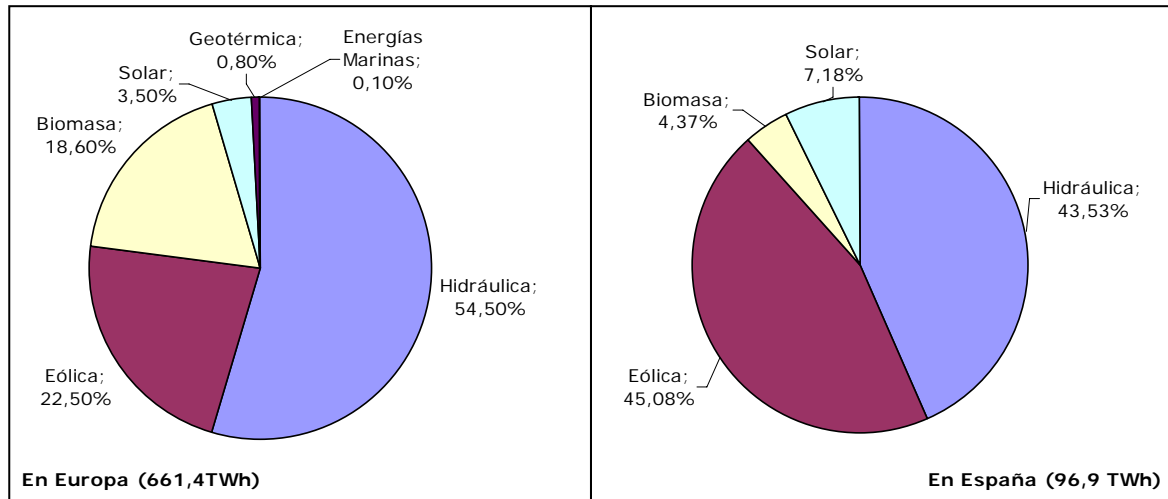


Figura 1.2. Participación de las distintas fuentes de energías renovables en el total de la energía eléctrica generada con dichas fuentes (IDAE, 2011)

Si se analizan los dos planes desarrollados en la última década para el fomento de las energías renovables, el Plan de Fomento de las Energías Renovables 2000-2010 (IDAE, 1999) y el Plan de las Energías Renovables 2005-2010 (IDAE, 2005), se comprueba como los resultados obtenidos para la biomasa están muy alejados de los objetivos inicialmente marcados en ambos casos. A partir de la información recogida en estos planes junto con la del nuevo Plan de Energías Renovables 2011-2020 (IDAE, 2011) se ha elaborado la Tabla 1.1. En esta aparecen resumidos los objetivos marcados para la biomasa en términos de potencia instalada, así como el valor alcanzado en tres años de referencia (inicial 1998, intermedio 2004 y el inmediatamente anterior al de la publicación del último de ellos, 2010). La forma de designar la biomasa incluida en cada uno de los planes ha ido cambiando, pero se ha considerado adecuado mantener la denominación que aparece en cada documento para evitar errores de interpretación, aunque esto pueda dificultar el análisis de su evolución. A la vista de los resultados presentados en la Tabla 1.1 cabría extraer las siguientes conclusiones:

- 1º. La potencia instalada con biomasa en 2010 era menos del 40% de la prevista inicialmente por el Plan de Fomento de las Energías Renovables 2000-2010 (IDAE, 1999), lo que puede tener una doble lectura, o bien los objetivos fijados eran muy ambiciosos, o bien las medidas tomadas para incentivar el aprovechamiento de este recurso no fueron las adecuadas.
- 2º. Siguiendo con el análisis por esta línea, cuatro años después de publicarse este primer plan, el incremento de la potencia instalada había sido de 250 MW, lo que suponía solo el 13% de la prevista para todo el periodo (diez años). Otras fuentes como la eólica o la hidroeléctrica ya habían logrado, para esa misma fecha, los objetivos totales o estaban próximos a conseguirlos.
- 3º. A pesar de la revisión de objetivos que supuso el Plan de la Energías Renovables 2005-2010 (IDAE, 2005), tampoco se ha conseguido cubrir las expectativas previstas en el

mismo. Así, en relación al biogás se habría alcanzado el 75% de la potencia prevista (177 MW frente a los 235 MW previstos), mientras que en el caso de los residuos esta habría disminuido. Para la biomasa sólida, donde los objetivos iniciales eran muy ambiciosos, la potencia instalada en 2010 era menos de la tercera parte de la fijada como objetivo (de los 1.849 MW previstos solo había instalados 533).

4°. El objetivo fijado para 2020 por el último Plan de las Energías Renovables 2011-2020 (IDAE, 2011) es inferior al previsto inicialmente para 2010, pero hay que tener en cuenta que supone un incremento para la década de 2,3 veces en el total de la potencia instalada para el aprovechamiento de biogás, residuos y biomasa sólida y más de 2,5 veces si se atiende solo a esta última (se pretende pasar de 533 a 1350 MW).

Tabla 1.1. La biomasa en los distintos planes de fomento de las energías renovables.

	Año de referencia	Situación de partida Potencia instalada (MW)	Potencia Total Instalada en el año de referencia (MW)	Objetivos de crecimiento marcados por el plan	Objetivo de Potencia Total Instalada al final del Plan (MW)
Plan de fomento de las energías renovables 2000-2010	1998	Biomasa + biogás: 189 MW RSU: 84 MW	283	Biomasa: 1.708 MW Biogás: 78 MW RSU: 168 MW	2.237 MW
Plan de las energías renovables 2005-2010	2004	Biomasa: 344 MW Biogás: 141 MW RSU: 189 MW	533	Biomasa { Centrales de biomasa: 973MW Co-combustión: 722 MW Biogás: 94 MW RSU: 0 MW	2.463 MW
Plan de las energías renovables 2011-2020	2010	Biomasa sólida { Centrales de generación: 291MW Cogeneración: 242 MW Biogás: 177 MW Residuos: 115 MW	825	Biomasa sólida { Centrales de generación: 518MW Cogeneración: 299 MW Biogás: 223 MW Residuos: 85 MW	1.950 MW

¿Qué ocurre con la biomasa? Existen distintas razones asociadas a las características del propio recurso, a las tecnologías de aprovechamiento disponibles así como a la normativa y trámites administrativos que están dificultando el despegue del sector de la biomasa en España. En relación a la generación eléctrica dentro de las barreras para su desarrollo podrían destacarse (IDAE, 2011):

- La necesidad de asegurar un suministro de calidad, cantidad y precio de la biomasa para poder conseguir la viabilidad de los proyectos en centrales de gran tamaño, lo que resulta complicado si se tiene en cuenta la dispersión del recurso, la estacionalidad de su generación en muchos casos y la falta de un mercado maduro para su comercialización.
- Se trata de un recurso que, a diferencia de otras fuentes de energía renovables, puede entrar en competencia con otros usos distintos al aprovechamiento energético, lo que puede hacer variar su precio.

- Se ha detectado también la falta de desarrollo tecnológico, implantación y madurez para determinadas tecnologías y proyectos.
- Por otro lado, los trámites administrativos son complejos y largos lo que dificulta la puesta en marcha de los proyectos. Además, no siempre es sencillo el acceso a las líneas de evacuación desde el punto en el que se dispone del recurso y por tanto en el que se planea instalar la central.

Parece claro que hay que buscar opciones que permitan superar estas barreras si se quieren llegar a cumplir los objetivos marcados para el aprovechamiento eléctrico de la biomasa.

Por otro lado, no hay que olvidar que pese a la participación creciente de las energías renovables en la generación total de energía eléctrica, sigue siendo necesario el uso de fuentes fósiles para cubrir la demanda, sobre todo si se tiene en cuenta el ritmo de crecimiento de esta a pesar de las medidas tomadas en relación a la eficiencia energética (en 2010 la demanda energética mundial aumentó un 5% (IDAE, 2011))

La Figura 1.3 representa la evolución del balance eléctrico nacional desde 2005 y como está previsto que evolucione hasta 2020 en un escenario en el que se llevaran a la práctica las medidas de eficiencia energética propuestas en el Plan de las Energía Renovables 2011-2020 (IDAE, 2011). Las energías renovables podrían llegar a cubrir más del 38% de la producción eléctrica y junto con el gas natural casi el 73%. El petróleo y la energía nuclear serían las dos fuentes que se prevé que sufran un retroceso.

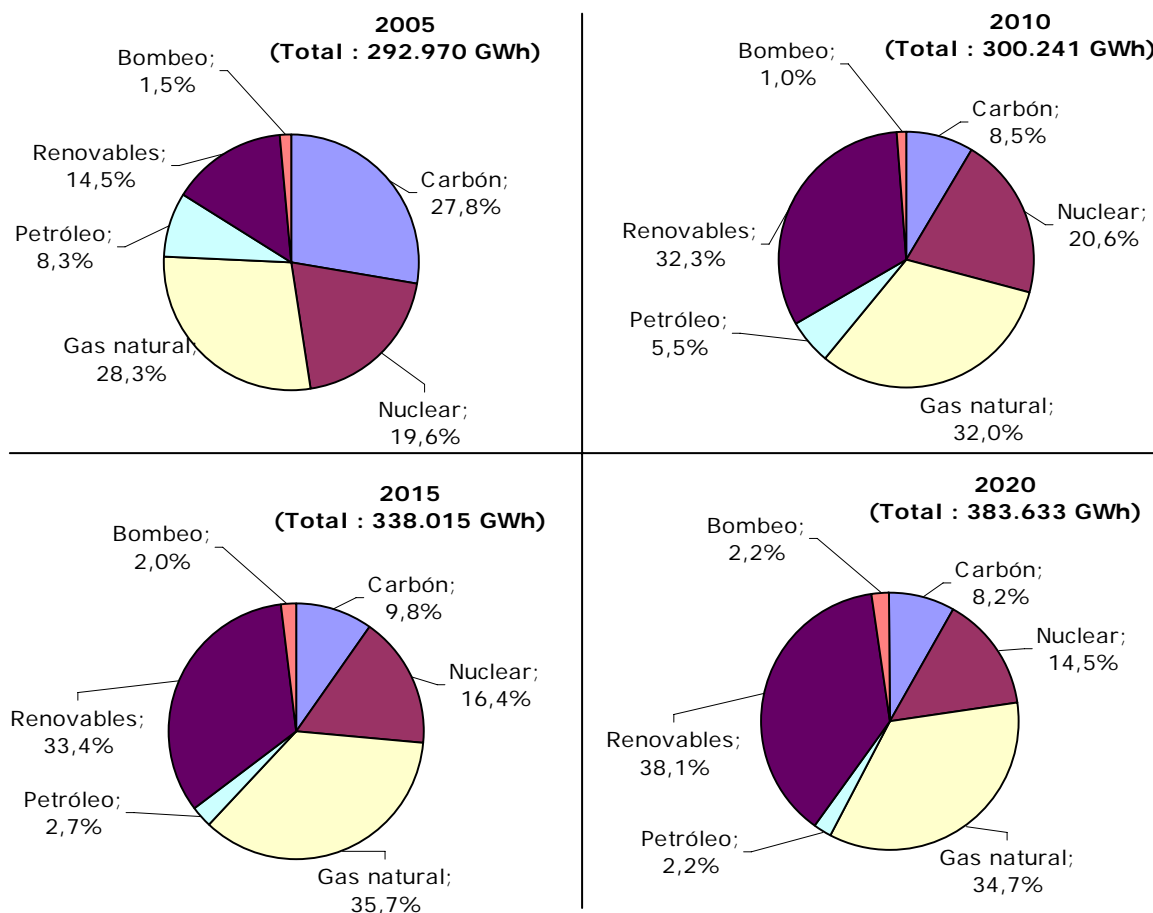


Figura 1.3. Evolución de la estructura de generación eléctrica en España (IDAE, 2011)

En el caso particular del carbón, se comprueba como, en los últimos años ha disminuido la contribución de este combustible a la producción total de energía eléctrica en España. Así se ha pasado de más de 81 TWh en 2005 a solo algo más 25 TWh en 2010. Sin embargo, se ha previsto que el consumo de carbón se estabilice e incluso aumente en el horizonte del plan, según queda reflejado en la figura anterior. En 2020 la contribución del carbón seguiría siendo de más de 31 TWh. En este panorama la co-combustión de carbón y biomasa en centrales térmicas ya existentes, se presenta como una alternativa para el aprovechamiento eléctrico de la biomasa.

1.2 La co-combustión.

La co-combustión consiste en sustituir, generalmente en una planta ya existente, un porcentaje del combustible fósil habitual por biomasa (entre el 2 y el 20 % en energía). Aunque este porcentaje pueda parecer pequeño, debido al gran tamaño de las centrales, el resultado final es la producción de una cantidad de energía eléctrica muy importante con combustible renovable. Esta tecnología es aplicable también a otros equipos de combustión que utilicen combustibles fósiles sólidos, como pueden ser los hornos rotatorios de las plantas cementeras o los altos hornos de siderurgia, sin embargo en esta tesis solo se van a estudiar y analizar los aspectos relacionados con esta tecnología aplicada a calderas de potencia para la generación eléctrica.

Se trata de una tecnología que ya se ha utilizado con éxito en un gran número de centrales tanto en Europa como en Estados Unidos (IEA Bioenergy, 2012) y que se ha implantado a nivel comercial en muchas de ellas, quedando demostrada su viabilidad técnica y medioambiental. Se ha probado en todo tipo de calderas (combustible pulverizado –tangenciales, frontales, ciclónicas- lecho fluido y parrilla) y con los más diversos tipos de biomasa (residuos forestales y agrícolas, cultivos energéticos, residuos de empresas madereras, serrín, residuos de demolición, lodos de depuradora, orujillo, etc.).

Dentro de las ventajas que supone la utilización de una fuente de energía renovable frente a las que no lo son, si se particulariza al caso del aprovechamiento de la biomasa usando la tecnología de la co-combustión frente a la combustión de combustibles fósiles, cabría destacar dos (Canalís y Royo, 2010):

- *Reducción de emisiones contaminantes:* En co-combustión esta reducción depende directamente de la composición del combustible, del sistema de combustión utilizado y de las condiciones particulares de operación. En este sentido, mientras que las reducciones de CO₂ y SO₂ parecen claras, también se ha comprobado que disminuyen las emisiones de NOx.
- *Beneficios medioambientales y sociales para la zona:* Dado que se sustituye parte del carbón por un combustible autóctono pueden generarse puestos de trabajo en la zona unidos principalmente a las tareas de recolección, transporte y adecuación de la biomasa. A esto hay que sumar las ventajas medioambientales para los bosques, en el caso de usar este tipo de biomasa, o de la alternativa que puede suponer para algunos residuos agrícolas.

Por otro lado, el aprovechamiento de la biomasa utilizando co-combustión presenta una serie de ventajas frente a la combustión exclusiva de este recurso, ventajas que pueden permitir superar

las barreras para el desarrollo de la biomasa que se han señalado anteriormente. Estas ventajas son, principalmente (Canalís y Royo, 2010):

- *Menor inversión por unidad de potencia instalada*, al aprovecharse gran parte de la infraestructura existente en cada central (ciclo de vapor, sistemas eléctricos, sistema de refrigeración y, al menos, parte de la caldera)
- *Aprovechamiento de la biomasa en plantas de mayor rendimiento*, debido, principalmente, al mayor tamaño de la planta en la que se realiza co-combustión.
- *Incremento en la flexibilidad de operación*. La variación del porcentaje de biomasa introducido facilita la adaptación de la planta a la disponibilidad de biomasa en cada momento y ajustarse a las fluctuaciones estacionales de este recurso
- *Mayor reducción de emisiones de NO_x*. El aprovechamiento de la biomasa mediante co-combustión puede suponer una reducción mayor de estas emisiones frente al uso de combustibles fósiles que si la misma biomasa se utilizara en una planta de forma independiente, según se verá detalladamente en el siguiente capítulo

A pesar de todas las ventajas señaladas, no hay que olvidar que la implantación definitiva de esta tecnología lleva asociados ciertos problemas técnicos que es necesario tener en cuenta a la hora de analizar su viabilidad. Se encuentran relacionados, principalmente con el tipo de combustible utilizado y con el hecho de estar trabajando con equipos que fueron diseñados para utilizar un combustible diferente. Los principales problemas que pueden aparecer son (European Commission, 2000b):

- Problemas en el sistema de almacenamiento y alimentación de la biomasa: formación de polvo, riesgo de autoignición, problemas por atascos y apelmazamiento de la biomasa, aumento de consumos propios.
- Incidencias sobre la planta: aumento de los problemas por ensuciamiento y corrosión en caldera, pérdida de rendimiento, aumento del caudal de gases o empeoramiento del funcionamiento de los sistemas de limpieza de gases (precipitadores electrostáticos, planta de desulfuración, etc.).
- Incidencias sobre las emisiones y los residuos: aumento de las emisiones de CO y/o partículas, aparición de emisiones relacionadas directamente con el uso de ciertos tipos de biomasa (HCl, dioxinas y furanos, aerosoles, etc.), influencia sobre la cantidad de residuos (cenizas volantes y escorias) y de sus propiedades.

Además de estas barreras técnicas que en muchos casos, como se verá en el siguiente capítulo pueden superarse con un ajuste adecuado de los parámetros de funcionamiento de la planta a la nueva situación y fijando el porcentaje de sustitución más conveniente en cada caso, la tecnología de la co-combustión se enfrenta también a barreras desde el punto de vista económico.

Existen un gran número de países que han apostado ya por la co-combustión, países donde no solo se han llevado a cabo experiencias de corta duración sino en los que existen ya múltiples plantas que se encuentran actualmente funcionando con esta tecnología. Ha sido probada satisfactoriamente en más de 230 instalaciones en todo el mundo, de ellas, aproximadamente 150 en Europa, 40 en EE.UU. y el resto en Canadá, Australia y Asia (Cremers, 2009).

En muchos de estos países el desarrollo ha venido ligado a una apuesta fuerte de los propios gobiernos y las empresas eléctricas involucradas por esta tecnología. Así, en EE.UU. durante los últimos quince años se han puesto en marcha múltiples programas de investigación financiados por el gobierno y con la participación de las principales empresas eléctricas. Estos programas han supuesto la realización de más de 40 experiencias en instalaciones comerciales en las que se ha trabajado con una amplia variedad de combustibles (biomasas residuales y cultivos energéticos principalmente), en distintos tipos de calderas (combustible pulverizado, de parrilla y ciclónicas) y con porcentajes de sustitución que van desde el 1 al 20% (Baxter, 2004). Con ello se ha conseguido una basta experiencia en esta tecnología y como consecuencia el funcionamiento comercial de un gran número de plantas.

En Europa, en países como Holanda, las empresas eléctricas se han comprometido a que el 50% de los objetivos marcados para la reducción de emisiones de CO₂ en centrales de producción de energía eléctrica a partir de combustibles fósiles, se realice sustituyendo en torno al 20% por biomasa (Van Ree, 2000). Finlandia es uno de los países europeos donde tradicionalmente el aprovechamiento energético de la biomasa ha estado más extendido, en 2003 más del 50% de esa biomasa era utilizada en instalaciones de co-combustión, principalmente en calderas de lecho fluido (NetBiocof, 2006). Dinamarca sigue trabajando e investigando en co-combustión tanto directa como indirecta como una forma de aprovechar energéticamente sus excedentes en la producción de paja (NetBiocof (2006), Raven (2005)). En Alemania, la co-combustión de lodos de depuradora y RSU es una tecnología totalmente implantada y estrictamente regulada, aunque también se utilizan como combustible sustitutorio madera residual y paja (NetBiocof, 2006). En Reino Unido, debido al escaso potencial de co-combustión, esta tecnología se considera, no como una opción a largo plazo, sino como una medida para estimular el mercado de la biomasa (Thorney, 2006), lo que justifica el desarrollo de esta tecnología en este país durante los últimos años.

A diferencia de estos países, en España no hay en funcionamiento ninguna instalación de estas características en la actualidad. Sí se han realizado pruebas a escala de laboratorio (Armesto et ál. (2003), Gayan et ál. (2004)) y en varias plantas, una de ellas la que es objeto de análisis en esta tesis (Fundación CIRCE, 2002). La falta de este tipo de instalaciones resulta más extraño si se tiene en cuenta que el potencial de co-combustión en España no es desdeñable. Se ha estimado que la cantidad total de energía que podría generarse mediante co-combustión en el conjunto de las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado españolas sería de 15 PJe anuales si se aprovecharan los recursos disponibles en sus alrededores (considerando exclusivamente biomasa residual de origen agrícola y forestal) y suponiendo los porcentajes de sustitución de carbón por biomasa habituales en función del recurso y la tecnología (Royo et ál., 2012). Esta producción supondría, sustituir un promedio del 7,7% de la producción eléctrica de carbón por biomasa y llegar a cubrir el 75% de los objetivos marcados para este recurso en 2020 (IDAE, 2011). Además, aplicando las herramientas de análisis de ciclo de vida, se ha estimado que esta sustitución podría suponer una reducción de emisiones de CO₂ equivalente de 3,4 Mt, lo que equivale a casi el 1% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero en España (Royo et ál., 2012)

Teniendo en cuenta estos valores y las ventajas de esta tecnología, cabría preguntarse por qué no se invierte en co-combustión en España. Hay que tener en cuenta que, a pesar de las ventajas medioambientales que supone el uso de la biomasa frente a otros combustibles y lo

adecuada que resulta técnicamente la co-combustión para su aprovechamiento, la implantación definitiva requiere que la inversión sea económicamente atractiva para sus potenciales promotores, al igual que ocurre con cualquier planta de energía independientemente del combustible o de la fuente de energía que utilice.

Según se ha señalado anteriormente una de las claves para el desarrollo de las tecnologías de generación eléctrica con energías renovables ha sido el haber contado con sistemas de apoyo a la retribución adecuados. En el caso de España el sistema elegido fue el de tarifas o primas mínimas, conocido bajo la denominación genérica inglesa de REFIT (Renewable Energy Feed-In Tariffs) (APPA, 2005). Este sistema consiste, básicamente, en que los generadores de electricidad a partir de energías renovables tienen la opción de vender dicha electricidad a un precio fijado legalmente en su totalidad (tarifa fija total) o en parte (prima o incentivo fijo).

En los primeros decretos en los que se regularizó la generación con energías renovables y el régimen retributivo de estas instalaciones, la co-combustión no aparecía incluida como una opción para la biomasa. Esto suponía que si una planta invertía en esta tecnología no recibía ningún ingreso adicional. En este marco, si se comparan distintas opciones de co-combustión con el aprovechamiento de la biomasa en una planta independiente, para el rango de precios habituales de este recurso, la co-combustión sin prima no resulta económicamente viable (Canalís et ál., 2005a). Esta pudo ser la razón por la que, a pesar del potencial existente, este tipo de instalaciones no tuvieron, en ese momento, el desarrollo que sí estaban teniendo en otros países.

Es en el Plan de Energías Renovables 2005-2010 (IDAE, 2005) donde se empieza a apostar firmemente por esta opción para la biomasa. De los 1.695 MW fijados como crecimiento para el periodo 2005-2010 en el apartado relativo a la producción de energía eléctrica a partir de biomasa, 722 MW debían ser utilizando la co-combustión en centrales térmicas de carbón (ver Tabla 1.1). Como desarrollo normativo de este plan, el RD 661/2007 (BOE, 2007) ya incluye las instalaciones de co-combustión dentro del régimen especial, estableciendo que estas podrán recibir una prima para la energía eléctrica que se produzca a partir de biomasa. Sin embargo, este real decreto deja abierta la cuantía específica para cada instalación, lo que ha seguido manteniendo el clima de incertidumbre.

Por ello, y a pesar de la apuesta hecha por dicho plan, la co-combustión sigue sin despegar en España, no existiendo actualmente ninguna central térmica que esté utilizando esta tecnología, encontrándose, por tanto, en la fase de experimentación y análisis. El Plan de las Energías Renovables 2011-2020 (IDAE, 2011) señala que es de esperar un desarrollo de las primeras plantas de co-combustión en esta década pero que para ello es necesario contar con el apoyo de las grandes empresas eléctricas, propietarias de las plantas de carbón donde podría implantarse. Sin embargo, la falta de garantía del suministro del combustible renovable y la incertidumbre del régimen retributivo actual, no les impulsa a apostar por este tipo de instalaciones que, no obstante podrían utilizar como un medio para cumplir los objetivos marcados en cuanto a reducción de emisiones contaminantes (principalmente CO₂, pero también SO₂ y NO_x).

En este contexto, esta tesis pretende profundizar en los principales aspectos de esta tecnología y ayudar a superar uno de los problemas que presenta como es el desconocimiento de la influencia del cambio de combustible sobre los principales parámetros de funcionamiento de la planta, y en particular de la caldera.

1.3 Definición de biomasa.

Según se ha definido en el apartado anterior, la co-combustión consiste en sustituir, en una planta ya existente, un porcentaje del combustible fósil habitual por biomasa. Dentro del término biomasa se pueden incluir recursos con unas propiedades y una composición muy diferente, por lo que es necesario fijar, antes de entrar en otros aspectos, que es lo que se entiende por biomasa en cada momento.

La definición adoptada en esta tesis, por ser una de las más completas y precisas, es la de Sebastián et ál. (2010): *"biomasa es la materia orgánica originada en un proceso biológico espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía renovable, entendiéndose como tal que, al menos, se consume a un ritmo inferior o igual al que se produce"*. Esta definición deja fuera algunos residuos que sí son considerados dentro del término biomasa en otras e incluye el concepto de renovabilidad que resulta muy interesante sobre todo cuando se está comparando el aprovechamiento de estos recursos frente al uso de combustibles fósiles, como ocurre en el caso de la co-combustión. En la experiencia que se va a analizar en esta tesis se utilizó biomasa forestal que estaría incluida en esta definición.

Sin embargo, en co-combustión se ha utilizado biomasa que cubre prácticamente toda los recursos incluidos en la definición anterior pero también otros que no lo estarían. Así, se han realizado experiencias con cultivos energéticos tanto leñosos como herbáceos (chopo, sauce, switchgrass, Miscanthus, etc.), con residuos agrícolas y forestales (paja, orujillo, cáscaras de diversos frutos, residuos de podas y de limpieza de bosques, etc.), así como con otro tipo de biomasa residuales (lodos de depuradora y de papeleras). Además se han llevado a cabo múltiples experiencias con RSU, residuos de la empresa maderera y de la construcción.

Por ello, aunque la definición anterior sea la que se considera más adecuada y es la que se utilizará de forma general en esta tesis, puede ocurrir que cuando se esté hablando de las experiencias de co-combustión el término biomasa esté más próximo a la definición recogida en la Directiva 2001/77/EC (DOCE, 2001a) que es una de las dos que se suelen manejar en el marco de la Unión Europea². Atendiendo a dicha directiva bajo el término biomasa se incluiría *"la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos procedentes de la agricultura (incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal), de la silvicultura y de las industrias conexas, así como la fracción biodegradable de los residuos industriales y municipales"*. Esta será la que se utilizará en el Capítulo 2 donde se presenta el estado del arte de esta tecnología, mientras que para el resto, como ya se ha señalado, cuando se utilice el término biomasa se entenderá que hace referencia a la definición de Sebastián et ál. (2010).

² La Directiva 2001/80/CE (DOCE, 2001b) presenta una segunda definición, más restrictiva, que podría decirse que incluiría los mismos tipos de biomasa que la Directiva 2001/77/EC (DOCE, 2001a), pero eliminando los residuos municipales e industriales, en general, así como la madera de demolición y que, por lo tanto no serviría para incluir a todas las experiencias de co-combustión por lo que se ha desestimado.

1.4 Justificación, objetivos y contenido.

A la vista de todo lo expuesto, y avalada por las numerosas experiencias llevadas a cabo, la co-combustión se presenta como una de las mejores opciones para el aprovechamiento eléctrico de la biomasa. Aunque resulta una tecnología relativamente sencilla, su implantación definitiva puede suponer una serie de problemas para la planta origen que, siempre que sea posible, deben evitarse o al menos acotarse con el fin de lograr la viabilidad prevista para el proyecto. Estos problemas se encuentran directamente relacionados con las características de los combustibles utilizados y dependen de la tecnología de co-combustión elegida. Desde un punto de vista técnico, y sin entrar en los aspectos económicos ligados a este tipo de proyectos, antes de realizar co-combustión en una central, será necesario tener en cuenta:

- *La disponibilidad de biomasa y las características concretas de ambos combustibles* (poder calorífico, humedad, composición etc.). Estos factores incidirán en el porcentaje de combustible sustituido, en la necesidad de pretratamiento de la biomasa, pero también en la variación de emisiones y en los posibles cambios en el funcionamiento de caldera.
- *El tipo de caldera.* Las características particulares de cada tecnología, además de incidir sobre el porcentaje de sustitución, determinarán la forma idónea para la alimentación del nuevo combustible y las especificaciones necesarias en el mismo para su correcta combustión.
- *Las consecuencias sobre la operación de la planta.* Utilizar un combustible para el que no fue diseñada puede hacer variar su forma de operación y el control de la misma. Es importante conocer a qué parámetros pueden afectar las distintas formas de co-combustión (sistema de molienda, ventiladores, caldera, etc.)

Cada experiencia de co-combustión tendrá, por tanto, sus particularidades y resulta prácticamente imposible conocer *a priori* cuanto va a influir en el funcionamiento de cada planta. Sin embargo, conocer que parámetros pueden variar y en qué rango van a estar esas posibles variaciones en función del tipo de co-combustión o de los combustibles utilizados, puede resultar determinante a la hora de poner en marcha un determinado proyecto.

En este contexto, el objetivo principal de esta tesis es **determinar qué influencia tiene sobre el comportamiento de una caldera de una central térmica diseñada para el uso exclusivo de carbón pulverizado de bajo rango, sustituir un porcentaje de este combustible por biomasa forestal.**

El trabajo desarrollado en esta tesis se basa en la experiencia de co-combustión realizada en la C. T. de Escucha durante el desarrollo del proyecto "Co-combustión en el C.T. de Escucha" referencia 2FD97-0764 (Fundación CIRCE, 2002). Se trata de una planta de 160 MWe que habitualmente utiliza carbón de bajo rango y en la que se llevó a cabo una campaña de pruebas para estimar la viabilidad técnica, económica y medioambiental de la co-combustión con biomasa forestal. Como quedará reflejado en el desarrollo de la tesis las pruebas se definieron con el objetivo de comprobar posibles incidencias sobre la operación de la planta, las emisiones (NO_x, SO₂, CO y partículas) y el rendimiento. El análisis posterior de los datos que se realiza en esta tesis pretende, no solo determinar y cuantificar esta incidencia sino también buscar una

posible relación con los parámetros de la co-combustión: características del carbón, tamaño de la partícula de biomasa y porcentaje de sustitución.

Poder trabajar en una planta real supone una gran ventaja. El funcionamiento y los resultados obtenidos se encuentran mucho más próximos a los de la instalación definitiva que los que se obtendrían en un laboratorio. Además, se adquiere experiencia a gran escala, existe la posibilidad de plantear soluciones a problemas *in situ*, sin realizar hipótesis, se miden parámetros reales de funcionamiento etc. Sin embargo, aparecen también una serie de inconvenientes. En el caso particular de las pruebas cuyos resultados van a utilizarse en esta tesis, la planta debía seguir funcionando en el modo habitual de operación, lo que supuso que las condiciones de trabajo en cada una de ellas no pudieron controlarse de la misma forma que se habría hecho en un laboratorio y que, por lo tanto, existan factores ajenos a la co-combustión que influyan sobre los resultados. Será necesario por tanto filtrar el efecto de estos factores antes de poder llegar a extraer conclusiones.

Dentro de estos factores externos, entendiendo como tales aquellos que pueden influir sobre la caldera durante las pruebas en co-combustión distintos al cambio de combustible, cabe destacar la variación de los parámetros de funcionamiento del ciclo. Para evitar que estas variaciones en el ciclo puedan desvirtuar los resultados obtenidos en el análisis de la caldera, se ha desarrollado una metodología que permite estimar la energía que entra a caldera con el combustible y a partir de allí comparar situaciones en las que esta fuera la misma, independientemente del combustible utilizado y del rendimiento del ciclo. De esta forma se consigue independizar el comportamiento de caldera del funcionamiento del ciclo. Para situaciones en las que la cantidad de energía que entre a caldera con el combustible sea la misma se podrá comprobar si cuando un porcentaje de esa energía proviene de la biomasa, es decir, si cuando en la caldera se trabaja en co-combustión, el rendimiento no cambia o si, por el contrario, aumenta o disminuye y cuantificar esa variación. Siguiendo el mismo razonamiento y metodología, se pretende estimar cómo influyen en el rendimiento el porcentaje de biomasa o las propiedades de las partículas (humedad y tamaño) que en cada caso se estén utilizando.

Se han desarrollado dos herramientas de cálculo: una que permitirá obtener el rendimiento de caldera y otra que, además de modelizar el ciclo, se utilizará para calcular su rendimiento y el calor absorbido en caldera. A partir de datos de planta e integrando convenientemente estas dos herramientas se estimará la energía del combustible. Por último se aplicará la metodología a los datos recogidos en las pruebas de co-combustión realizadas en la C.T. de Escucha, y podrá compararse el valor del rendimiento de caldera o las emisiones cuando se trabaja con solo carbón y en co-combustión.

Además del funcionamiento partícula del ciclo, al tratarse de una instalación real, existen otra serie de cambios que son imposibles de predecir y difíciles de evitar, que complican considerablemente la obtención final de conclusiones (variabilidad del combustible, nivel de ensuciamiento de la caldera o de los precalentadores, temperatura ambiente etc.) y que será necesario también tener en cuenta. Todos ellos se irán analizando a lo largo del desarrollo de la tesis y estimando su influencia sobre los resultados finales.

La memoria se ha estructurado en seis capítulos. El contenido de los cinco capítulos adicionales al presente es el siguiente:

- El **Capítulo 2** aborda los principales aspectos de la co-combustión en centrales térmicas de carbón. En la primera parte de este capítulo se presentan las tecnologías de co-combustión y sus particularidades, se analizan en profundidad los principales problemas que pueden aparecer en la planta origen, así como la influencia del cambio de combustible sobre las emisiones en función de distintos parámetros (tipo de co-combustión y características de los combustible, principalmente). En la segunda parte, el análisis se particulariza a la co-combustión en calderas de combustible pulverizado dado que la caldera en la que se realizaron las pruebas en las que se basa esta tesis es de este tipo. Se presentan las distintas opciones existentes para adaptar las calderas de combustible pulverizado a la co-combustión, sus particularidades y las limitaciones que presentan cada una de estas opciones. Además se realiza una comparativa entre las mismas que permite hacer una primera aproximación sobre la tecnología más adecuada en función de distintos parámetros (porcentaje de sustitución, tipo de biomasa, tipo de carbón). En este capítulo se presenta también el análisis de numerosas experiencias de co-combustión en calderas de combustible pulverizado profundizando en los resultados obtenidos en las experiencias más significativas y que pueden tener puntos en común con la llevada a cabo en la C. T. de Escucha.
- En el **Capítulo 3** se describe el trabajo llevado a cabo en el marco del proyecto “Co-combustión en la C. T. de Escucha” (2FD97-0764) haciendo especial hincapié en todo lo relacionado con las pruebas de co-combustión realizadas en planta, así como en el tratamiento y posterior análisis de los datos recogidos en las mismas. La primera parte del capítulo se ha dedicado a presentar los principales hitos del proyecto y todo el trabajo previo a la realización de las pruebas y durante las mismas. Se pretende con ello presentar el marco en el que tuvieron lugar así como las principales características y particularidades de la experiencia de co-combustión cuyos resultados van a analizarse. En la segunda parte del capítulo se presenta el tratamiento de los datos recogidos durante las pruebas y un primer análisis de los mismos. En este capítulo se presentan las principales características de los combustibles y se extraen conclusiones sobre la evolución del contenido en inquemados de los residuos sólidos y de las emisiones. Además, es a partir de este análisis donde se observa la necesidad de buscar y aplicar una metodología que permita comparar el funcionamiento de la caldera en y sin co-combustión con el fin de cuantificar, de forma precisa, la influencia del cambio de combustible sobre el mismo.
- En el **Capítulo 4** se presenta la metodología desarrollada para estimar la energía del combustible que entra a caldera y a partir de ella llegar a comparar el comportamiento de caldera en situaciones de funcionamiento distintas. Esta metodología, aplicada a los datos recogidos durante la campaña de pruebas, va a permitir cuantificar la variación del rendimiento de caldera en co-combustión frente al que se tiene trabajando en la misma caldera solo con carbón. En este capítulo se presentan también las dos herramientas de cálculo que se han desarrollado para poder aplicar la metodología al caso particular de la C.T. de Escucha.

- La primera permite calcular el rendimiento de caldera aplicando las normas ASME referentes a dicho cálculo pero teniendo en cuenta las particularidades de la planta, principalmente el hecho de que la caldera se encuentre dentro de un edificio, los datos disponibles para su estimación, así como el hecho de estar trabajando en co-combustión.
- La segunda herramienta es un modelo del ciclo que permite estimar, a partir de datos de planta, el calor absorbido por el vapor en caldera además del resto de variables del ciclo. En este capítulo se expone como se han seleccionado, adaptado y ajustado a partir de datos reales, los distintos modelos matemáticos que caracterizarán el funcionamiento de los equipos que forman parte del ciclo, principalmente la turbina por ser la parte más crítica, así como todo el proceso de validación del modelo completo.
- En el **Capítulo 5** se presentan los resultados obtenidos para la variación del rendimiento y de las distintas pérdidas tras aplicar la metodología desarrollada en el Capítulo 4 a los datos recogidos durante las pruebas de co-combustión. Además de cuantificar esa variación, se ha realizado un minucioso análisis de todos los posibles factores que han podido influir sobre cada una de las pérdidas, primero, y finalmente sobre el rendimiento, y se ha buscado la relación con el cambio de combustible.
- Por último el **Capítulo 6** recopila una síntesis del contenido de la tesis y las principales conclusiones que se han obtenido a partir del trabajo desarrollado. Además se incluyen las aportaciones más importantes y se presentan una serie de líneas de investigación que esta tesis ha permitido abrir para desarrollos futuros.

CAPÍTULO 2.

CO-COMBUSTIÓN EN CENTRALES TÉRMICAS DE CARBÓN

2.1 Aspectos generales de la co-combustión en centrales térmicas.

2.1.1 Introducción.

La co-combustión en centrales térmicas consiste en sustituir un porcentaje del combustible habitual, generalmente carbón (y así se supondrá en esta tesis), por biomasa. El porcentaje final dependerá tanto de la disponibilidad de combustible renovable, como de sus características y de la opción elegida para adaptar la planta origen a esta tecnología.

Como ya se ha comentado en el capítulo anterior, esta tecnología comparte con el resto de tecnologías de aprovechamiento de la biomasa las mismas ventajas frente al uso de combustibles fósiles, pero además presenta otras que la han convertido en una de las mejores opciones para la generación eléctrica a partir de biomasa, principalmente una menor inversión específica y un mayor rendimiento en la transformación.

Respecto a la primera, aunque la adaptación de una central térmica a la co-combustión no está exenta de un coste para la planta origen, mediante esta tecnología se puede aprovechar gran parte de la infraestructura existente en cada planta (ciclo de vapor, sistemas eléctricos, sistema de refrigeración y, al menos, parte de la caldera), lo que repercute en una drástica reducción de la inversión específica respecto a lo que supondría construir una planta para el aprovechamiento exclusivo de biomasa, a pesar de que las instalaciones de pretratamiento necesarias en co-combustión puedan ser más complejas que en la planta de biomasa. Los costes finales dependerán principalmente del sistema de alimentación elegido para la biomasa y de la tecnología de la planta origen. Un estudio realizado por the Electric Power Research Institute (EPRI) (Hughes, 1998) estima que los costes de reconversión de la planta de carbón cuando la biomasa se alimenta mezclada con el carbón aprovechando los sistemas de alimentación ya

existentes, se encuentran entre 40 y 50 €/kW sustituido, mientras que cuando se quiere trabajar con porcentajes de sustitución mayores, para los que la mezcla de combustibles ya no resulta adecuada, los costes aumentarían variando entre 150 y 200 €/kW. Estos valores se encuentran dentro del rango estimado por Demeter et ál. (1999), que fijaría los costes de inversión para adaptar una planta a la co-combustión entre 50 y 350 €/kW, donde el límite superior correspondería a situaciones de mayor dificultad para la alimentación. En estudios más recientes (Royo et ál., 2004), el rango de variación se fija ya entre 150 y 500 €/kW (en este caso no se contemplan las opciones de alimentación conjunta de los dos combustibles, que son las más económicas, lo que justificaría el coste mínimo de 150 €/kW). En todos los casos analizados el coste de inversión que debería realizarse en co-combustión resulta ser muy inferior al que se necesitaría para la construcción de una nueva planta que utilizase exclusivamente biomasa (entre 2.600 y 2.700 €/kWe instalado (Carrasco, 2010)).

Si se compara el aprovechamiento de biomasa en una planta independiente o mediante co-combustión, con esta segunda opción, además de suponer una menor inversión específica, el rendimiento de la transformación es mayor debido al hecho de trabajar en plantas más grandes. Una de los problemas asociados a la biomasa es que se trata de un recurso con gran dispersión geográfica por lo que resulta complicado el acopio suficiente de este combustible a un coste adecuado para realizar plantas de gran potencia. Por ello, en general, se opta por plantas de una potencia usualmente inferior a 25 MWe que puedan alimentarse con los recursos disponibles cerca de la planta y, por tanto, con unos costes de transporte menores, aunque eso suponga un rendimiento inferior al que se obtendría en plantas de mayor tamaño (entre el 18 y el 30%). En el caso de la co-combustión la biomasa se aprovecha en plantas de gran tamaño, con mayores rendimientos y sustituyendo solo el porcentaje de combustible que puede obtenerse a un coste adecuado. La flexibilidad que esta tecnología presenta ante la disponibilidad de recurso, debido a este posible ajuste del porcentaje de sustitución, sin incidir negativamente sobre la electricidad final generada, supone también una ventaja tanto a nivel económico como medioambiental y social (Canalís y Royo, 2010). No hay que olvidar, sin embargo que, como se verá en este capítulo, el cambio de combustible puede incidir negativamente sobre el rendimiento de la caldera, lo que penalizaría finalmente el rendimiento de la planta y por tanto, minoraría la ventaja que acaba de señalarse. En función de las particularidades de cada experiencia, es necesario controlar y ajustar el proceso de combustión con el fin de disminuir dicha incidencia negativa en caso de presentarse.

Como se pondrá de manifiesto a lo largo de este capítulo la co-combustión en centrales térmicas de carbón es una tecnología relativamente sencilla y cuya viabilidad se encuentra probada en multitud de experiencias realizadas principalmente en EE.UU y Europa. En España no existe todavía ninguna instalación de estas características, sin embargo se espera que arranque en esta década y que pueda servir para impulsar la participación de la biomasa en el sector eléctrico que se encuentra, hoy en día, muy lejos de los objetivos marcados para la misma.

A pesar de las ventajas que presenta la co-combustión, la implantación definitiva de esta tecnología implica una serie de cambios para la planta origen, cambios que en ocasiones pueden llegar a suponer una barrera para su puesta en marcha. En la mayoría de los casos estas incidencias se encuentran relacionadas con las características de los combustibles y con el hecho de estar utilizando unos equipos que fueron diseñados para el uso exclusivo de carbón.

Como se pondrá de manifiesto en este capítulo muchos de los problemas que pueden aparecer son relativamente fáciles de superar con un ajuste adecuado de los parámetros de la co-combustión en cada caso, aunque en ocasiones pueden llegar a limitar el porcentaje de sustitución. Aunque resulta complicado cuantificar *a priori* la incidencia sobre el funcionamiento de la planta, conocer los cambios que puede conllevar el nuevo combustible a partir de los resultados obtenidos en distintas investigaciones o en experiencias realizadas en otras plantas puede ayudar a seleccionar la mejor opción en función de las características de la biomasa y de las particularidades de la planta en la que se pretende implantar.

El objetivo de este capítulo es presentar una amplia perspectiva de la co-combustión en centrales térmicas de carbón, a partir de la información recogida en numerosas fuentes bibliográficas, para acabar particularizando al caso de aquellas que tengan calderas de combustible pulverizado. Como se verá en el siguiente capítulo, la central en la que se realizaron las pruebas sobre las que se basa el trabajo desarrollado en esta tesis dispone de este tipo de calderas por lo que se ha considerado oportuno conocer más a fondo los problemas concretos que supone trabajar en co-combustión en calderas de combustible pulverizado, que son, por otra parte, las más habituales.

Sabiendo que las incidencias sobre la planta están relacionadas, entre otras cosas, con las características de los combustibles, en este apartado se va a analizar, partiendo de la comparativa entre los principales tipos de biomasa y carbón, como influyen sus diferencias en la co-combustión (emisiones, ensuciamiento, selección de la opción de co-combustión etc.). Después se explicarán y analizarán las principales incidencias que la co-combustión supone para la planta origen: variación de emisiones contaminantes, influencia sobre el funcionamiento de equipos como la caldera o los sistemas de limpieza de gases y cambios en la composición de los residuos. Se presentarán sus causas, se cuantificará su valor cuando sea posible y se expondrán las soluciones que se han adoptado para superar o minorar aquellas que puedan suponer un problema.

Por último, y antes de pasar a profundizar en la co-combustión en calderas de combustible pulverizado, se presentarán las distintas opciones de co-combustión y las particularidades de sustituir un porcentaje del combustible por biomasa en otros tipos de calderas.

2.1.2 Combustibles y co-combustión.

Cuando se pretende aprovechar energéticamente un combustible es necesario conocer su composición y sus propiedades con el fin de diseñar y adaptar el equipo (caldera en este caso) a sus características, y obtener de esta forma el máximo rendimiento, minimizando los problemas asociados a dicho aprovechamiento. En el caso de la tecnología de la co-combustión, esto no resulta tan sencillo. Las diferencias existentes entre los dos combustibles que van a ser utilizados, en las que reside una de las principales ventajas de esta tecnología asociada a la disminución de emisiones contaminantes, van también a condicionarla, limitando tanto el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa como las posibilidades de adaptar la planta a esta tecnología.

En el caso de la co-combustión se ha utilizado biomasa que cubre prácticamente toda la tipología existente. El uso de un combustible u otro depende no solo de su disponibilidad sino también de la tecnología de la planta que va a adaptarse a la co-combustión. Así pues, mientras

que en calderas de lecho fluido o parrilla puede utilizarse prácticamente cualquier tipo de biomasa, las calderas de combustible pulverizado pueden resultar más restrictivas al respecto.

Antes de poner en marcha una experiencia de co-combustión, y una vez que se ha determinado el tipo de biomasa disponible, es necesario conocer la mayor información posible de ambos combustibles (fósil habitual y renovable): poder calorífico superior e inferior, composición elemental e inmediata, composición de cenizas, densidad, temperatura de fusión de escorias, etc. Las diferencias entre ambos combustibles van a delimitar la opción u opciones de co-combustión más aconsejables en cada planta.

Las dos siguientes tablas, elaboradas a partir de datos recogidos de distintas fuentes, muestran la composición elemental e inmediata de tres tipos de carbón y de varias biomásas utilizadas en co-combustión, así como su poder calorífico y el ratio volátiles-carbono fijo.

Tabla 2.1. Análisis elemental e inmediato de varios carbonos (b.s.)

	Análisis inmediato (%)			Análisis elemental (%)						PCS (kJ/kg)	Ratio V/CF
	Cenizas	Volátiles	Carbono Fijo	C	H	N	S	Cl	O		
Lignito ⁽¹⁾	5,10	52,11	42,83	65,90	4,98	0,69	0,39	-	23	23.200	1,21
Antracita ⁽¹⁾	8,25	34,70	57,10	72,48	5,64	1,28	0,94	0,13	11,1	30.140	0,60
Carbón ⁽²⁾	34,50	28,01	37,49	47,85	3,00	0,73	5,08	0,13	8,77	18.956	0,74

(1) Spliethoff y Hein (1998) (2) Mezcla de carbonos utilizada en las pruebas.

Tabla 2.2. Análisis elemental e inmediato de varios tipos de biomasa (b.s.)

	Análisis inmediato (%)			Análisis elemental (%)						PCS (kJ/kg)	Ratio V/CF
	Cenizas	Volátiles	Carbono Fijo	C	H	N	S	Cl	O		
Switchgras ⁽¹⁾	8,97	76,69	14,34	46,68	5,82	0,77	0,19	0,19	37,38	18.060	5,35
Sauce ⁽¹⁾	1,71	82,22	16,07	49,90	5,90	0,61	0,07	0,01	41,80	19.590	5,12
Chopo ⁽¹⁾	2,70	84,81	12,49	50,18	6,06	0,60	0,02	0,01	40,43	19.020	6,69
Paja de trigo ⁽¹⁾	7,02	75,27	17,71	44,92	5,46	0,44	0,16	0,23	41,77	17.940	4,25
Paja de cereal ⁽²⁾	6,10	74,40	10,60	47,40	4,50	0,4 0,8	0,05 0,11	0,4 0,73	40,40	17.090	7,01
Cáscara de almendra ⁽¹⁾	3,29	76,00	20,71	49,30	5,97	0,76	0,04	0,01	40,63	19.490	3,67
Hueso de oliva ⁽¹⁾	1,72	82,00	16,28	52,80	6,69	0,45	0,05	0,04	38,25	21.590	5,04
Poda de frutal ⁽³⁾	1,60	76,80	21,60	51,30	5,29	0,66	0,01	0,04	40,90	20.010	3,50
Serrín ⁽³⁾	0,40	84,40	15,20	51,30	6,30	0,12	0,02	0,07	42,00	20.482	5,55
Madera de demolición ⁽¹⁾	13,12	74,56	12,32	46,30	5,39	0,57	0,12	0,05	34,45	18.410	6,05
Lodos de aguas residuales ⁽²⁾	47,50	45,90	6,60	24,40	4,30	3,54	0,94	-	19,00	10.510	6,95
RDF ⁽²⁾	26,13	73,40	0,47	39,70	5,78	0,80	0,35	-	27,24	15.540	-
Residuos forestales ⁽⁴⁾	0,61	80,02	19,36	51,73	5,69	0,20	0,02	-	41,75	20.433	4,13

(1) Jenkins et ál. (1998) (2) Spliethoff y Hein (1998) (4) ECN Database (2012) (4) Biomasa utilizada en las pruebas.

A grandes rasgos, si se compara la biomasa con el carbón las diferencias más destacables serían: el contenido energético de la biomasa es menor, esta contiene muchos más volátiles y oxígeno, y menos cenizas que el carbón, el contenido en azufre de la biomasa suele ser prácticamente despreciable frente al del combustible fósil, mientras que puede contener porcentajes significativos de cloro.

Teniendo en cuenta que la composición y propiedades de los combustibles afectan directamente al diseño, a la operación y al rendimiento de los sistemas de co-combustión, se va a analizar en qué pueden influir cada una de estas diferencias.

- *Densidad energética (kJ/m^3):* Se define como la cantidad de energía por unidad de volumen que contiene el combustible y resulta del producto de su poder calorífico (kJ/kg) y su densidad (kg/m^3). Ambos factores son, en general, inferiores en la biomasa, lo que implica que su densidad energética sea menor que la del carbón al que sustituye. Esto supone que, para alimentar la misma cantidad de energía a caldera, sea necesario procesar más combustible y además que este ocupe mucho más volumen. Por ejemplo, la densidad energética de la biomasa forestal se encuentra entorno a los $10 \text{ GJ}/\text{m}^3$ ($20 \text{ MJ}/\text{kg} - 500 \text{ kg}/\text{m}^3$) frente a $30 \text{ GJ}/\text{m}^3$ que puede tener un carbón de alto poder energético ($30 \text{ MJ}/\text{kg} - 1.000 \text{ kg}/\text{m}^3$). Esta diferencia impide que en muchos casos puedan utilizarse los sistemas de alimentación del carbón para la biomasa, a no ser que se trabaje con porcentajes de sustitución pequeños (no superiores al 2% en energía (Tillman, 2000)). Para mayores porcentajes es necesario buscar otras opciones como instalar quemadores específicos para el nuevo combustible, lo que supone una mayor inversión. Para los denominados carbones de bajo rango (sería el caso del tercer carbón de la Tabla 2.1, cuya densidad energética estaría entorno a $18-19 \text{ GJ}/\text{m}^3$ (estimada sobre el PCS y suponiendo una densidad $1.000 \text{ kg}/\text{m}^3$)), la diferencia con la biomasa no es tan importante, lo que facilita y abarata la adaptación de la planta a esta tecnología.
- *Contenido en volátiles:* Mientras que en la biomasa este contenido puede superar el 70% en base seca, para el carbón se encuentra entorno al 30%. Esta diferencia va a influir directamente en el proceso de combustión de ambos combustibles. El mayor contenido en volátiles de la biomasa va a suponer también un mayor ratio Volátiles/Carbono fijo (ratio V/CF). Como puede comprobarse en las Tablas 2.1 y 2.2, mientras que para el carbón este ratio no llega a la unidad, en el caso de la biomasa puede tener valores superiores a 6. Aunque existen otros factores como el tamaño de partícula o la temperatura de combustión que pueden influir sobre la volatilidad del combustible, los diagramas TGA realizados a distintos combustibles, indican que cuanto mayor es el ratio V/CF, más rápido es el proceso de combustión (Tillman, 2000). En ese trabajo, D.A. Tillman presenta los diagramas TGA realizados a varias biomásas con diferentes ratios V/CF. Los resultados obtenidos muestran que para valores de dicho ratio entre 4 y 5, la fase dominante en el proceso de combustión es la oxidación de las especies volátiles, mientras que el mismo análisis realizado al carbón (ratio V/CF < 1) indica una reacción más lenta de los volátiles y como la combustión de las partículas de carbón tiene lugar principalmente mediante reacciones sólido-gas. Como se verá posteriormente este hecho va a incidir directamente en la reducción de emisiones de NOx que supone la co-combustión frente al uso exclusivo del carbón.

- *Contenido de oxígeno*: La biomasa tiene un mayor contenido en oxígeno que el carbón, lo que compensa en parte la necesidad de aire primario que se ha señalado anteriormente.
- La biomasa tiene menor *contenido de azufre y de nitrógeno*, lo que va a influir en las emisiones de SO₂ y NO_x del combustible respectivamente.
- El *contenido en cenizas* de la biomasa es menor, lo que va a suponer que disminuya la cantidad de cenizas totales que se generen. Este hecho puede influir sobre los sistemas de limpieza de gases de los que dispusiera inicialmente la planta. Hay que tener en cuenta, además, que en el caso de la biomasa de tipo herbáceo como puede ser la paja:
 - Las cenizas tienen *mayor contenido en metales alcalinos* lo que puede dar problemas de deposiciones y fusión de escorias en las superficies de caldera.
 - La *presencia de cloro* supone un riesgo de aumento de la corrosión.

Todas estas diferencias van a influir sobre la viabilidad final de la co-combustión, como se irá viendo con mayor profundidad en los siguientes apartados, y es necesario valorarlas antes de poner en marcha esta tecnología.

2.1.3 Influencia de la co-combustión en las emisiones de la planta.

2.1.3.1 Emisiones de CO₂.

La sustitución de un porcentaje de carbón por un combustible renovable como la biomasa supone una reducción de las emisiones de CO₂, gas de efecto invernadero que contribuye al cambio climático. A largo plazo, la biomasa se considera como un recurso neutro en emisiones de CO₂, ya que el que se libera durante su combustión es el mismo que el que se ha fijado durante su crecimiento (Weisser, 2007). Sin embargo, si se atiende a todo el ciclo de vida de este recurso, y se consideran las etapas de cultivo, transporte y preparación de la biomasa, este balance nulo no es del todo cierto, y el valor finalmente alcanzado depende del tipo de biomasa (cultivo energético, biomasa residual, etc.) así como de la eficiencia total del aprovechamiento.

Si, por un lado, se tienen en cuenta las emisiones debidas a los trabajos previos a la combustión (cultivo, extracción, transporte y pretratamiento) y por otro, las evitadas en el caso de tratarse de biomasa residual (ya que si no se usara en co-combustión habría que eliminarla utilizando otros métodos que supondrían emisiones a la atmósfera), los estudios llevados a cabo aplicando la herramienta de ciclo de vida, demuestran que la emisiones de CO₂ equivalente siguen siendo menores en co-combustión frente a la combustión exclusiva de carbón. En este caso, para un 10% en energía de una mezcla de biomasa residual y sauce se ha estimado que estas emisiones disminuyen entre un 7 y un 10% (Heller et ál., 2004).

Estudios más recientes han permitido comparar, utilizando de nuevo la herramienta de análisis de ciclo de vida, las toneladas de CO₂ equivalente que se emitirían a la atmósfera considerando tres escenarios distintos en los que se generara la misma electricidad (Sebastián et ál., 2011). En el primer escenario toda la electricidad se produciría en una planta de carbón, en el segundo la misma planta trabajaría en co-combustión, sustituyendo un 10% en energía del carbón por biomasa y en un tercer escenario la energía eléctrica se generaría entre dos plantas: una de biomasa (consumiendo la misma cantidad de este combustible que en el escenario anterior) y

otra de carbón. El análisis se ha realizado, además, suponiendo dos tipos de biomasa distintos: un cultivo energético (*Brassica carinata*) o paja de trigo. El resultado de aplicar la herramienta de ciclo de vida a los tres escenarios demuestra que, la mejor opción, entendiendo como mejor opción aquella que emita menos gases de efecto invernadero a la atmósfera, es la co-combustión, consiguiéndose con ella una disminución frente al uso de carbón exclusivamente por encima del 7% en función del tipo de biomasa (7,02% para la paja y 6,31% para el cultivo energético) cuando se reemplaza un 10% de carbón por biomasa en energía. Además, en el mismo trabajo se comprueba como los dos factores que tienen una mayor influencia sobre el valor de esta reducción son la necesidad de pretratamiento de la biomasa y la influencia que sobre el rendimiento de caldera pueda tener el cambio de combustible, de forma que un ajuste adecuado de ambos factores puede suponer que la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero llegue a alcanzar el 8,6%. Si se compara este resultado con el obtenido para el escenario en el que la energía eléctrica a partir de biomasa se hubiera generado en una planta independiente y el resto en la de carbón, para conseguir la misma reducción sería necesario que la planta de biomasa trabajara con un rendimiento por encima del 29%.

En otros escenarios, en los que se ha considerado exclusivamente biomasa residual y teniendo en cuenta ciertas condiciones, como las emisiones emitidas durante la degradación anaeróbica de los residuos, se ha demostrado la existencia de un factor multiplicador en el aprovechamiento de la biomasa en co-combustión, es decir, el porcentaje de disminución de emisiones es mayor que el de sustitución del combustible fósil por renovable. Para un 5% y un 15% de sustitución en energía, las emisiones de CO₂ equivalente disminuyen, respecto al caso de uso exclusivo de carbón, un 5,4% y un 18,2% respectivamente (Mann y Spath, 2001). Es importante tener en cuenta, sin embargo, que todos estos valores es necesario que sean calculados y comprobados para cada experiencia en particular, dado que dependen directamente de características que varían de unas a otras tales como el tipo de biomasa, la necesidad de pretratamiento o la incidencia sobre el rendimiento de la planta origen, principalmente.

2.1.3.2 Emisiones de SO₂.

Las fuentes principales de dióxido de azufre (SO₂) son la generación eléctrica, la industria y el sector doméstico (calefacción). Durante los últimos 20 años se ha hecho un gran esfuerzo para la reducción de estas emisiones, que siguen siendo, sin embargo, de gran importancia en las grandes plantas de generación eléctrica. La Directiva Europea 2001/80/CE (DOCE, 2001b) fija los límites de emisiones a la atmósfera de SO₂, NO_x y partículas procedentes de grandes instalaciones de combustión, con el fin de llegar a conseguir una reducción significativa de las mismas. Tanto las plantas ya existentes (aprobadas antes del 1 de Julio de 1987) como las nuevas deberán ajustarse a dichos límites y los estados miembros deberán poner en marcha sus planes nacionales de reducción de emisiones trasponiendo dicha directiva al caso particular de cada país (en España, Plan Nacional de Reducción de Emisiones de las Grandes Instalaciones de Combustión Existentes, MITYC (2007)).

La aplicación de la co-combustión de carbón y biomasa se considera como una de las mejores prácticas para la reducción de las emisiones de SO₂ (Colechin, 2005). Estas emisiones se encuentran fuertemente relacionadas con el contenido en azufre del combustible, principalmente en las calderas de pulverizado. En el caso de combustión exclusiva de carbón,

entre el 80 y el 100% del azufre que entra con el combustible se transforma en SO_2 (Spliethoff y Hein (1998)). Por ello, debido al menor contenido en azufre de la biomasa (ver Tablas 2.1 y 2.2) y por tanto del combustible total que entra a caldera, las emisiones de SO_2 se reducen en co-combustión y, en la mayoría de los casos, lo hacen de forma proporcional al porcentaje de sustitución en energía (Zemo et ál. (2002), Battista Jr. et ál. (2000))

Adicionalmente, se ha comprobado que existen algunas biomásas que tienen una influencia todavía más positiva sobre estas emisiones, haciendo que la disminución de SO_2 en gases sea superior al porcentaje de sustitución. Se trata de biomásas cuyas cenizas contienen CaO y MgO , compuestos que son capaces de fijar parte del azufre, lo que hace disminuir las emisiones a la atmósfera de SO_2 . Es el caso, por ejemplo, del pino, la paja o el *Miscanthus*, cuya adicción a la caldera reduce el ratio de conversión del azufre en SO_2 , de forma que cuanto mayor es el porcentaje de sustitución mayor es el azufre capturado en las cenizas y por tanto no emitido (Spliethoff y Hein, 1998). Este fenómeno se ha observado y estudiado en experiencias tales como la llevada a cabo en Midtkraft Studstrup Power Plant (Dinamarca) (Wieck-Hansen et ál., 2000), donde la reducción de emisiones de SO_2 que se obtuvo fue superior a la disminución en el contenido de azufre del combustible. Las pruebas se llevaron a cabo con paja de cereal y dos tipos de carbones (con un contenido en azufre significativamente diferente). Se realizaron análisis de muestras de cenizas volantes en las que pudo comprobarse como el azufre capturado en las mismas aumentó en co-combustión entre un 3 y un 4% cuando se usaba el carbón con bajo contenido en azufre y más de un 7% cuando las pruebas se realizaron con el carbón de mayor contenido. El azufre aparecía en las cenizas en forma de sulfato potásico. Pudo cuantificarse también el impacto sobre el sistema de desulfuración en seco que existía en la planta que resultó ser muy positivo (Wieck-Hansen et ál., 2000).

Es preciso señalar, sin embargo, que a pesar de que si se realiza un balance de la cantidad de azufre que se prevé que entre a caldera en co-combustión frente a la que entra en funcionamiento con solo carbón, la disminución de dicha cantidad implicaría una disminución directa de emisiones de SO_2 , esta no siempre se ha detectado. Existen experiencias en las que, debido bien a cuestiones de operación durante las pruebas, bien a la propia variabilidad del contenido en azufre del carbón utilizado, no se obtuvieron las disminuciones en las emisiones de SO_2 que cabría esperar (Aerts et ál. (1997), Boylan (1996)).

2.1.3.3 Emisiones de NO_x .

Durante el proceso de combustión, parte del nitrógeno del aire y el del combustible se transforman en una serie de compuestos contaminantes tales como NO , NO_2 , N_2O , NH_3 o HCN . A la suma de NO y NO_2 se le conoce comúnmente como emisiones de NO_x , de las que el 95% es NO (Zevenhoven y Kilpinen, 2004). En las calderas de combustible pulverizado, los NO_x son las emisiones contaminantes provenientes del nitrógeno más importantes (Hill y Douglas Smoot, 2000) mientras que en otras tecnologías de combustión como el lecho fluido aparecen contribuciones significativas de N_2O (estas se tratarán en el siguiente apartado). La producción de calor y energía a partir de la combustión de combustibles fósiles es la causante del 30% de las emisiones de NO_x a la atmósfera (Zevenhoven y Kilpinen, 2004). Las restricciones impuestas por la legislación vigente para estas emisiones hacen que las centrales estén poniendo en marcha distintas medidas para su control. Dichas medidas pueden agruparse en primarias y secundarias (Alzueta y Abián, 2010). Las primeras están dirigidas fundamentalmente a la

optimización de las condiciones de operación, y entre ellas se encuentran la utilización de quemadores denominados de bajo NO_x (low-NO_x) o el uso de técnicas de escalonamiento de aire en la propia caldera (OFA). Dentro de las medidas secundarias se incluirían las tecnologías de reburning o la instalación de sistemas de limpieza de gases (sistemas SCR y SNCR). La correcta implantación de la tecnología de co-combustión puede ayudar también al control de estas emisiones, pudiéndose incluir dentro de las medidas primarias.

Los procesos de formación y destrucción de NO_x son muy complejos y dependen principalmente de la temperatura, del ratio combustible/oxígeno y del contenido en nitrógeno del propio combustible. En los sistemas de combustión se distinguen tres tipos de NO_x en función del proceso a partir del que se han generado: el *NO_x del combustible* que se forma, como su propio nombre indica, a partir de la oxidación del nitrógeno que contiene el combustible, el *NO_x térmico*, que se forma a partir de la oxidación de nitrógeno del aire y el *NO_x inmediato* que se genera a partir de la reacción del nitrógeno del aire con radicales de hidrocarburo en zonas de la llama ricas en combustible. Todos ellos dependen de cómo tenga lugar el proceso de combustión y además el primero está directamente relacionado con el contenido en nitrógeno del combustible.

A la vista de estos procesos de formación y de los factores que influyen sobre los mismos, parece claro que la co-combustión va a influir sobre las emisiones de NO_x, y así lo avalan las experiencias llevadas a cabo con esta tecnología. Por un lado, hay que tener en cuenta que la composición del combustible va a cambiar en co-combustión. Dado que el contenido en nitrógeno de la biomasa y el carbón varían de unos tipos a otros (ver Tablas 2.1 y 2.2), las emisiones de *NO_x del combustible* podrán aumentar o disminuir en co-combustión en función de lo ocurrido con el contenido en nitrógeno de la mezcla respecto al del combustible habitual. En el caso del *NO_x térmico e inmediato* su formación depende del exceso de aire y de la temperatura, y por lo tanto del proceso de combustión y no del combustible. Si se controla adecuadamente dicho proceso puede limitarse su formación, por lo que, tomando las medidas oportunas en co-combustión, las emisiones de estos tipos de NO_x no deberían variar respecto a los valores habituales obtenidos cuando se utilizaba exclusivamente carbón.

Particularizando al caso de la aplicación de la tecnología de co-combustión en calderas de combustible pulverizado, las experiencias llevadas a cabo han demostrado la existencia de un efecto sinérgico entre los dos combustibles que supone una disminución mayor de la que cabría esperar por el hecho de trabajar con un combustible de menor contenido en nitrógeno (Robinson et ál., 1998b).

En el caso de la *co-combustión indirecta* con gasificación previa de la biomasa que, como se explica al final de este capítulo, consiste en la gasificación del combustible renovable en un equipo externo para alimentar posteriormente el gas generado en la caldera de carbón donde finaliza su proceso de combustión, se han conseguido reducciones significativas en las emisiones de NO_x debido a la utilización del gas de biomasa como gas de reburning (Raskin et ál. (2001), Granatstein (2002)). En el caso de la *co-combustión directa*, es decir cuando ambos combustibles son alimentados en la misma caldera sin sufrir una transformación termoquímica previa, los resultados obtenidos no son tan contundentes, variando de forma significativa de unas experiencias a otras (Sondreal et ál., 2001). En función del combustible, de las condiciones de operación y del proceso de combustión existen experiencias en las que dichas emisiones disminuyeron, permanecieron sin cambios e incluso aumentaron (Baxter, 2005). En Hughes (1998), donde se comparan los resultados obtenidos en varias experiencias de co-combustión

llevadas a cabo en EE.UU., se comprobó que la disminución de emisiones de NO_x, que variaba entre 0 y el 20%, era el resultado de la influencia de distintos factores incluyendo la reducción total del nitrógeno del combustible, la disminución de la temperatura de combustión debido al incremento de la humedad del combustible o la estratificación de la combustión causada por la mayor volatilidad de la biomasa. El estudio muestra como para un porcentaje de sustitución en energía superior al 7% se consigue disminuir las emisiones de NO_x más de un 15% en función de la opción de co-combustión.

A la luz de estos resultados, y a partir del tratamiento y análisis de los obtenidos en distintas experiencias de co-combustión directa en las que las emisiones de NO_x disminuían, en Canalís et ál. (2008) se constata la existencia de una serie de variables relacionadas bien con el propio combustible (ratio V/CF y tamaño de partícula, por ejemplo) bien con la tecnología de co-combustión (tipo de caldera, punto de alimentación de la biomasa, porcentaje de sustitución) que pueden influir positivamente en las emisiones de NO_x y hacer que estas disminuyan más de lo que supondría la sustitución de un combustible por otro de menor contenido en nitrógeno. La Figura 2.1 representa la reducción de NO_x obtenida en dichas experiencias (%RNO_x) en función del porcentaje de sustitución en energía (%co-co). Puede comprobarse como la reducción de emisiones es, en todos los casos analizados, mayor que dicho porcentaje (todos los puntos se encuentran por encima de la línea marcada en la figura en la que ambos valores serían iguales), siendo, en varios casos, superior a dos veces el porcentaje de sustitución en energía. Estos resultados confirmarían la existencia de otros factores que también influyen sobre las emisiones de NO_x.

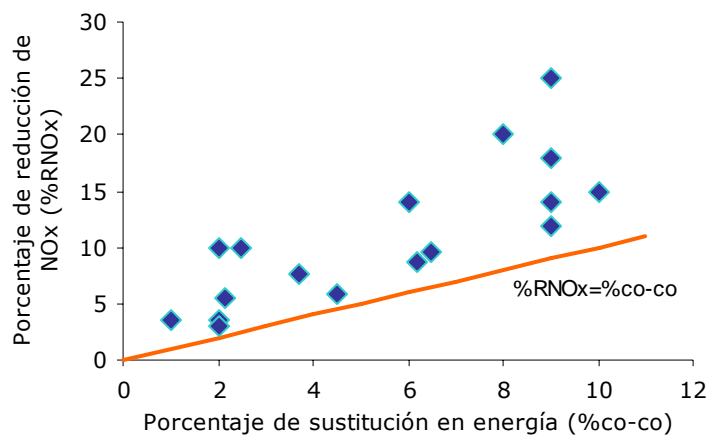


Figura 2.1. Reducción de emisiones de NO_x en función del porcentaje de sustitución obtenidas para distintas experiencias de co-combustión directa (Canalís et ál., 2008)

De este mismo trabajo se desprende, por ejemplo, como el mayor ratio V/CF que presenta la biomasa frente al carbón parece tener ese efecto positivo sobre las emisiones de NO_x. Como ya se ha comentado al hablar de la influencia de las características de los combustibles, el hecho de que el ratio V/CF sea mayor implica una mayor volatilidad del combustible, y que por lo tanto el proceso de combustión tenga lugar más rápidamente. Esto supone que cuando se alimenta la biomasa de forma independiente y concentrada, y debido a esa aceleración del proceso de desvolatilización de la biomasa frente al del carbón, se crea una atmósfera pobre en O₂ en las proximidades de la llama. Esto favorece la transformación del nitrógeno liberado en N₂ frente a la formación de NO_x lo que supone una disminución drástica de las emisiones de estos últimos (Tillman (2000), Hughes (2001)). Lo que ocurre es un efecto similar al que se consigue con una

combustión escalonada, metodología utilizada para la disminución de NO_x. En ese mismo trabajo se comparan los resultados obtenidos en las experiencias llevadas a cabo en las plantas de Blount Generation St. (Hughes (2001) Aerts et ál., (1997)) y Seward Generation St. (Hughes (2001), Battista Jr. et ál. (2000)) en las que el mayor ratio V/CF de la biomasa utilizada en la primera parece influir positivamente en la disminución de emisiones de NO_x a pesar de que el contenido en nitrógeno por unidad de energía de la biomasa era mayor (el ratio del carbón era similar en ambos casos)

El conocimiento del efecto positivo de ciertas variables de la co-combustión sobre la reducción de emisiones de NO_x puede resultar de gran importancia a la hora de poner en marcha una nueva experiencia con esta tecnología. Sin embargo, hay que tener en cuenta, que esta ventaja debe ser comprobada y cuantificada en cada planta de co-combustión en particular una vez ajustados los parámetros de operación, ya que puede haber entre ellas diferencias significativas. La disminución de emisiones de NO_x que pueden conseguirse en una central térmica de carbón en la que se aplique la co-combustión, y teniendo en cuenta que el porcentaje de sustitución se encuentra limitado por otros condicionantes técnicos, no puede llegar a sustituir completamente a otros sistemas de control de estas emisiones, pero puede utilizarse como complemento a los mismos, reduciendo los costes asociados.

Por último, señalar que se están realizando distintas investigaciones para la utilización de la biomasa, en mayores porcentajes, como combustible de reburning con el fin de disminuir las emisiones de NO_x. Parece demostrado que los resultados obtenidos son similares a cuando se utiliza carbón o gas natural, sumando el resto de beneficios que supone el uso de biomasa frente al combustible fósil (Harding y Adams (2000), Leckner (2007))

2.1.3.4 Otras emisiones.

Aunque la influencia de la co-combustión sobre las emisiones de CO₂, SO₂ y NO_x resulta ser la más significativa, esta tecnología puede influir sobre otras tales como partículas, CO, N₂O, HCl, etc. Este apartado recoge información referente a cómo varían respecto al funcionamiento con solo carbón dichas emisiones.

- *Emisiones de CO.* Se trata de emisiones provocadas por una combustión incompleta que puede deberse a una disminución de la temperatura de combustión, a tiempos de residencia insuficientes, a una mezcla inadecuada del combustible y el aire que puede dar lugar a zonas ricas en combustible, o también a una falta de oxígeno en caldera. En condiciones habituales de funcionamiento todas estas variables se encuentran perfectamente ajustadas de forma que se minimizan los niveles de estas emisiones, pero ¿qué ocurre en co-combustión? La sustitución de un porcentaje de carbón por biomasa puede influir directamente sobre las variables anteriores. Por ejemplo, un exceso de humedad de la biomasa puede hacer disminuir la temperatura, un tamaño de partícula excesivo puede suponer que el tiempo de residencia no sea suficiente, en función del punto de alimentación del nuevo combustible puede variar también la distribución de aire y el exceso de oxígeno en la caldera. Será por tanto necesario reajustar estas variables para evitar que aumenten los inquemados gaseosos (CO).

Diversas experiencias ponen de manifiesto que la co-combustión no influye significativamente las emisiones de CO. En general, se mantienen dentro de los mismos

rangos que en funcionamiento con solo carbón y, aunque en algunos casos puedan aumentar (sobretudo cuando se trata de calderas de lecho fluido influenciadas, entre otros factores, por la disminución de la temperatura del lecho (Meng-Yuan Tasai et ál., 2002)) su valor sigue siendo muy bajo, inferior a los límites legales establecidos, y sin repercutir negativamente sobre el rendimiento de caldera (Hughes (2001), Hou-Peng Wan (2008), Clausen y Rasmussen (1993)). En particular, en el caso de calderas de combustible pulverizado, en las que los tiempos de residencia con los que se trabaja son muy bajos, se ha comprobado que con un pretratamiento adecuado en función del tipo de biomasa, las emisiones de CO no varían incluso con porcentajes de sustitución elevados (Spliethoff y Hein, 1998)

- *Partículas.* Sobre la emisión de material particulado en centrales térmicas además de las características del propio sistema de combustión influyen las condiciones en las que tenga lugar la combustión y las particularidades de los combustibles utilizados (Bhanarkar et ál. (2008), Baxter (1992)). A diferencia de lo que acaba de comentarse para las emisiones de CO, en este caso sí que se ha comprobado variaciones de estas emisiones en co-combustión, aunque no se puede fijar una única tendencia. Así, se han detectado desde experiencias en las que estas emisiones han disminuido hasta el 50% (Aerts et ál., 1997), pasando por otras en las que prácticamente no han variado o en las que parece existir cierta tendencia a aumentar con el porcentaje de sustitución (Hughes, 2001) hasta alguna otra en la que se ha detectado un incremento significativo de las mismas (Boylan, 1996). En general un ajuste adecuado del tamaño de partícula y el tiempo de residencia podría ser suficiente para que estas emisiones no variasen, sin embargo hay que tener en cuenta que los cambios en el funcionamiento de los precipitadores electrostáticos que puede llevar consigo la co-combustión y que se discutirán en el siguiente apartado, también influyen sobre el resultado final.

Por último señalar que en el caso de instalaciones de co-combustión con biomasa con alto contenido en metales alcalinos, se está investigando sobre el incremento en la emisión de aerosoles, partículas muy pequeñas – entre 10 nm y 1µm – que no pueden ser captadas por los sistemas de limpieza que existen habitualmente en las plantas y que, por tanto, son emitidos directamente a la atmósfera (Blevins y Cauley III, 2005).

- *Emisiones de N₂O:* Se trata de uno de los compuestos contaminantes proveniente del nitrógeno, al igual que los NOx. Está demostrada su contribución al efecto invernadero y a la destrucción de ozono en las capas altas de la atmósfera, sin embargo, las emisiones generadas por los sistemas de combustión solo suponen un 10% del total de las emisiones de este compuesto debidas a la actividad humana (Zevenhoven y Kilpinen, 2004). Estas emisiones se encuentran fuertemente influenciadas por dos factores: la composición del combustible y la temperatura, siendo menores cuanto menor es esta (Veijonen et ál., 2003).

Aunque en las calderas de combustible pulverizado las emisiones N₂O son prácticamente nulas debido a las altas temperaturas con las que se trabaja, cuando se adaptan a la co-combustión, el menor contenido en nitrógeno de algunas biomasa y su mayor volatilidad frente al carbón influyen positivamente sobre estas emisiones. Además, Spliethoff y Hein (1998) han comprobado que las emisiones de N₂O no se ven afectadas

por los cambios que puedan aparecer en las de NOx durante co-combustión, de forma que la disminución de estas últimas no supone un incremento de N₂O en los gases.

En el caso de calderas de lecho fluido, donde se trabaja con menores temperaturas que en las de pulverizado, estas emisiones sí que tienen cierta importancia (Hill and Smoot (2000), Zevenhoven y Kilpinen (2004)). Las investigaciones llevadas a cabo por distintos autores (Armesto et ál. (2003), Leckner (2007), Veijonen et ál. (2003)) han demostrado la existencia de varios factores que pueden influir sobre las emisiones de N₂O en co-combustión. Uno de ellos es la mayor volatilidad de la biomasa que actúa positivamente sobre las mismas, por lo que cuanto mayor es el porcentaje de sustitución mayor es también la disminución de emisiones respecto al uso exclusivo de carbón. También se ha comprobado que en las calderas de lecho fluido circulante, cuando se trabaja con partículas pequeñas, el arrastre que estas sufren hasta la parte alta de la caldera o el ciclón hace que la temperatura aumente en esos puntos, destruyendo parte de los N₂O que hayan podido formarse (efecto similar al que se quiere conseguir con el "afterburning"). Por el contrario el uso de biomasa con un alto porcentaje de humedad influye negativamente, debido a que puede hacer disminuir la temperatura de llama.

- *Emisiones debidas a la presencia de cloro en el combustible:* El contenido en cloro de algunas biomasa, sobre todo herbáceas, puede ser muy superior al del carbón, dando lugar a un aumento en la formación de depósitos corrosivos, como se verá en el siguiente apartado, o también la aparición de ácido clorhídrico (HCl) en los gases. En la central térmica de Studstrup (Dinamarca), por ejemplo, en la que se realizaron pruebas de co-combustión con un 20% de paja con un alto contenido en cloro (hasta seis veces más que el del carbón habitual), se comprobó que el 92% del mismo se emitía como HCl (Wieck-Hansen et ál., 2000). Aunque es necesario controlar estas emisiones ajustando el porcentaje de sustitución, siempre resultan menos problemáticas de manejar que el efecto de la corrosión debida a la formación de depósitos con alto contenido en cloro.

La presencia de cloro en el combustible junto con cobre, que actúa como catalizador, así como otra serie de condiciones particulares tales como una combustión incompleta y la permanencia de los gases a baja temperatura (entre 250 y 400°C), puede dar lugar también a la formación de dioxinas y furanos, compuestos muy perjudiciales para la salud (Van Loo y Koppejan, 2002). Debido a la variedad de factores que influyen sobre los mismos, no resulta fácil predecir su formación, aunque sus niveles son prácticamente nulos cuando se utiliza exclusivamente carbón. El uso en co-combustión de RSU, lodos de depuradora u otras biomasa residuales puede dar lugar a la formación de estos compuestos, sobre todo cuando se aprovechan en calderas de lecho fluido en las que los gases permanecen tiempo suficiente en el rango de temperaturas problemático (Hou-Pen Wan et ál., 2008). Por el contrario, se ha demostrado que la presencia del azufre del carbón inhibe la formación de estos compuestos al reaccionar con el metal catalizador, haciendo que las emisiones sean menores que si la biomasa se aprovechara de forma independiente al combustible fósil (Hou-Pen Wan et ál., 2008).

- *Emisiones de metales pesados:* Además de todas las anteriores, el uso de un porcentaje de biomasa puede variar las emisiones de metales pesados respecto a la combustión exclusiva de carbón. La mayoría de las biomasa contienen un mayor o menor porcentaje de estos elementos, principalmente Cu, Pb, Cd y Hg, que pueden fijarse en las cenizas o

bien emitirse a través de los gases (Van Loo y Koppejan, 2002). El uso de biomasa tales como lodos, maderas de demolición o residuos de la empresa maderera que puedan llevar restos de pinturas u otras sustancias resultan muy problemáticos al respecto, debido a los altos contenidos de estos u otros metales (ECN Database, 2012), por lo que es necesario trabajar con bajos porcentajes de sustitución y/o controlar su emisión con sistemas de limpieza adicionales. La variación de estas emisiones dependerá directamente del contenido de cada metal en el carbón habitual y en la biomasa utilizada, por lo que será necesario analizarla en cada caso particular. Sirva como ejemplo los resultados obtenidos para las emisiones de mercurio en dos experiencias distintas. En Hemweg Plant (Dinamarca) se sustituyó un 3% en energía de carbón por lodos de depuradora secos. El alto contenido en mercurio (3 mg/kg, ECN Database (2012)), frente al del carbón habitual supuso un aumento de las emisiones de este metal en gases y fue una de las causas de que la planta dejara de realizar co-combustión tras un año de pruebas (Raven, 2005). Por el contrario, en Albright G. St., el uso de un 5% en energía de serrín supuso una considerable disminución de las emisiones de mercurio, debido a que el contenido en este metal de la biomasa (entre 0,003 y 0,009 mg/kg) era muy inferior a la del carbón habitual (0,18 mg/kg) (Payette et ál., 2002).

2.1.4 Influencia de la co-combustión sobre el funcionamiento de la planta.

Además de los problemas que pueden aparecer en el sistema de almacenamiento y alimentación de la biomasa, las principales barreras técnicas con las que puede encontrarse la co-combustión están directamente relacionadas con el hecho de estar trabajando con biomasa en equipos (molinos, quemadores, caldera, sistemas de limpieza de gases, etc.) que fueron diseñados para utilizar un combustible de distintas características. Los problemas pueden surgir independientemente del modo de co-combustión elegido y se encuentran íntimamente ligados a las características de los combustibles utilizados y a su proceso de combustión (European Commission, 2000b). Estas posibles barreras técnicas son:

- Riesgo de aumento de las deposiciones de cenizas en las superficies de caldera (slagging y fouling).
- Riesgo de corrosión por alta temperatura en los tubos de los sobrecalentadores.
- Variación en la composición de cenizas.
- Aumento del caudal de gases por unidad de energía.
- Cambios de funcionamiento en los sistemas de limpieza de gases.
- Pérdida de rendimiento en la caldera.

En este apartado se va abordar cada una de estos aspectos y se va a analizar cómo influye la co-combustión en el funcionamiento de la planta origen. Todo parece indicar que los problemas técnicos que pueden aparecer resultan, en muchos casos, fáciles de solucionar. Si se tiene en cuenta el tipo de combustible que va a utilizarse, seleccionando en cada caso la mejor opción para la alimentación de biomasa así como el porcentaje de sustitución que limite la aparición de ciertos problemas y ajustando adecuadamente el modo de operación, se pueden minimizar la mayoría de los problemas que van a describirse, por lo que, en general, no deberían ser una barrera para la puesta en marcha de esta tecnología.

2.1.4.1 Riesgo de aumento de las deposiciones de cenizas en las superficies de caldera (*slagging* y *fouling*).

Todo combustible sólido contiene una parte mineral que en el proceso de combustión no es posible quemar y que pasa a formar parte de las cenizas. Estas, debido a diversos y complejos mecanismos, pueden llegar a fundirse y/o depositarse sobre las paredes de los tubos que conforman la caldera dando lugar a una disminución de la transferencia de calor y, por tanto, a pérdidas de rendimiento, así como un aumento de los costes de operación y mantenimiento de la planta. Este fenómeno, que se encuentra influenciado por múltiples factores, es uno de los mayores problemas que presentan las centrales que utilizan combustibles sólidos, y de forma particular biomasa, debido principalmente a la composición de alguno de estos recursos (Bryers, 1995). En función de la zona de caldera en la que tenga lugar la deposición, este fenómeno se denomina: *slagging* cuando hace referencia a las cenizas que se depositan en las secciones de caldera que están directamente expuestas a la irradiación de la llama (hogar), o *fouling* cuando dichos depósitos se formen en la parte convectiva (sobrecalentador, recalentador y economizador). Como ya se ha señalado se trata de un fenómeno muy complejo, en el que influyen numerosos factores entre los que cabe destacar el tipo de combustible que se esté utilizando (composición de su parte mineral), del diseño de la propia caldera y del modo de operación de la misma (temperaturas, secuencia de soplado, etc.) (Tortosa-Masiá et ál., 2005).

En el caso de la co-combustión de carbón y biomasa este fenómeno resulta de especial relevancia ya que se utiliza un porcentaje de un combustible con tendencia al ensuciamiento, en una caldera que no fue diseñada para su aprovechamiento. La temperatura de trabajo en las calderas de carbón se encuentran entre 850 y 900° en el caso de las de lecho fluido y entre 1000 y 1200 °C para las de combustible pulverizado (Werther et ál., 2000), mientras que el punto de fusión de cenizas de las principales biomásas utilizadas en co-combustión se alcanza por debajo (Bryers (1995), Werther et ál. (2000)) lo que hace prever la aparición de estos fenómenos.

A partir de los resultados obtenidos en muchas de las experiencias de co-combustión llevadas a cabo se ha demostrado que estos problemas varían enormemente en función de la biomasa y el carbón utilizado (Sami et ál., 2001). Mientras que en algunos casos debido al menor contenido en cenizas de la biomasa y a la interacción de algunos de sus compuestos (potasio de la biomasa y azufre del carbón) estas deposiciones pueden incluso disminuir, cuando se utilizan combustibles herbáceos, como la paja, con un alto contenido en alcalinos el riesgo aumenta considerablemente (Robinson et ál., 1998b). El porcentaje de sustitución de carbón por biomasa también influye directamente. Así, por ejemplo, en experiencias de co-combustión realizadas con un porcentaje inferior al 10% en energía de paja de cereal (combustible que por su alto contenido en óxidos alcalinos es propenso a estos fenómenos) no han aparecido problemas añadidos por ensuciamiento en la caldera (Hansen et ál., 1998). Por otro lado, también se ha comprobado que la importancia de este fenómeno depende de la tecnología inicial de la caldera, resultando mucho más crítico cuando la co-combustión se realiza en calderas de lecho fluido o de parrilla, debido a la posible aglomeración del lecho (Werther et ál., 2000), que en el caso de las calderas de combustible pulverizado (Hansen et ál., 1998). En estas últimas un ajuste adecuado de la secuencia de soplado a las características de la mezcla puede llegar a eliminar el problema (Pronobis, 2006)

2.1.4.2 Riesgo de corrosión por alta temperatura en los tubos de los sobrecalentadores.

Existen distintos factores que influyen directamente en la aparición de corrosión en una central térmica. La temperatura del vapor y de los gases de combustión, y en consecuencia de las paredes de tubos, el material del que estén fabricados dichos tubos y la composición del combustible son algunos de estos factores (Berlanga-Labari y Fernández-Carrasquilla, 2006). En relación a este último es la presencia de cloro y metales alcalinos (sodio, potasio, silicio, etc.) en el combustible junto con una elevada temperatura (superior a los 450 °C) la que conlleva la aparición de depósitos corrosivos sobre los tubos y por tanto, a medio plazo, al deterioro de los mismos y a la necesidad de cambiarlos.

En el caso de la co-combustión, la presencia de cloro y metales alcalinos en la composición del nuevo combustible será el factor determinante para el aumento de la corrosión en el sobrecalentador, ya que el resto de parámetros que influyen en este fenómeno se encuentran fijados en el propio diseño de la caldera y será muy complicado actuar sobre ellos. En la Figura 2.2 (Sander, 1997), aparece representado el rango de contenido en azufre, nitrógeno, cloro, sodio y potasio para muestras de paja, astillas de madera y carbón.

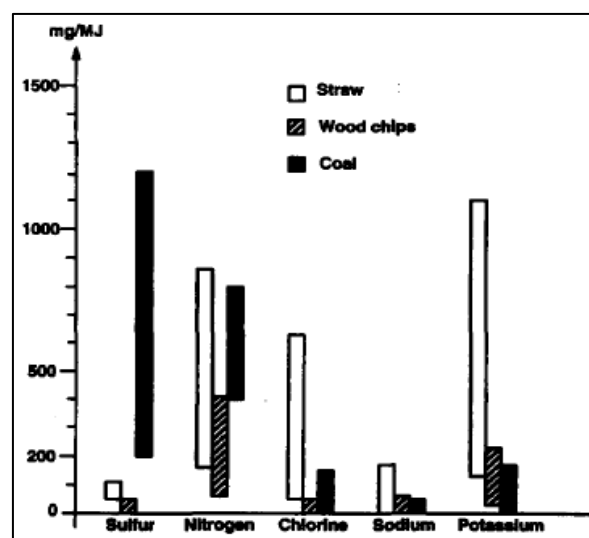


Figura 2.2. Contenido en azufre, nitrógeno, cloro, sodio y potasio en muestras de paja, astillas de madera y carbón en base al poder calorífico inferior del combustible (mg/MJ) (Sander, 1997)

Si se compara el contenido en cloro y metales del carbón y la madera éstos resultan similares (incluso, en las muestras analizadas, el contenido de cloro es inferior en el combustible renovable). Este hecho hace suponer que si se utiliza este tipo de biomasa en co-combustión los problemas por corrosión en la caldera no aumentarán. No ocurre lo mismo en el caso de paja de cereal en la que el contenido en cloro y potasio es muy superior al del carbón.

A pesar de esta composición, experiencias llevadas a cabo en distintas plantas de co-combustión con paja (Frandsen et ál. (1999), Andersen et ál. (2000)) han demostrado que, para los combustibles utilizados en esos casos, con porcentajes de sustitución inferiores al 10 % en energía y con temperaturas de vapor de hasta 580 °C, no aparecen problemas asociados a la corrosión diferentes a los ya existentes cuando se utilizaba carbón exclusivamente. Además, el incremento y la variación de los depósitos que aparece en el caso de porcentajes superiores

(hasta el 20% en energía) tampoco conllevaron un problema significativo o difícil de superar con una adecuada secuencia de soplado (Wieck-Hansen et ál., 2000). Sin embargo, sigue siendo necesario investigar en este tema y evaluar la influencia particular de la composición del carbón y la biomasa utilizados en cada caso (Frandsen, 2005)

Por otra parte, tanto estudios teóricos como experiencias reales han demostrado que existe una relación directa entre la composición de la mezcla de combustibles que entra a caldera y el contenido en cloro de los depósitos, y como consecuencia sobre el potencial de que aparezcan problemas por corrosión de alta temperatura. Se ha comprobado que en presencia de suficiente azufre, los cloruros alcalinos, NaCl o KCl por ejemplo, se transforman en sulfatos, Na₂SO₄ y K₂SO₄ respectivamente, liberando HCl, lo que supone que el contenido en cloro de los depósitos disminuya y con él la probabilidad de que aparezca este tipo de corrosión (Junker et ál., 1998).

La Figura 2.3 muestra como varía la concentración de cloro en los depósitos en función a la relación entre el azufre del combustible y la máxima concentración de cloruros alcalinos que es posible tener. Esta relación indica el potencial de sulfatación de los cloruros alcalinos formados en la combustión. Un valor superior a la unidad de dicha relación, supone que hay suficiente contenido en azufre en el combustible como para convertir todos los cloruros alcalinos en sulfatos. Puede comprobarse como el contenido de cloro en los depósitos es prácticamente nulo cuando la relación es mayor de diez, siendo, entonces, muy poco probable que aparezcan problemas por corrosión a alta temperatura. Sin embargo para valores cercanos e inferiores a uno, el contenido en cloro de los depósitos aumenta drásticamente.

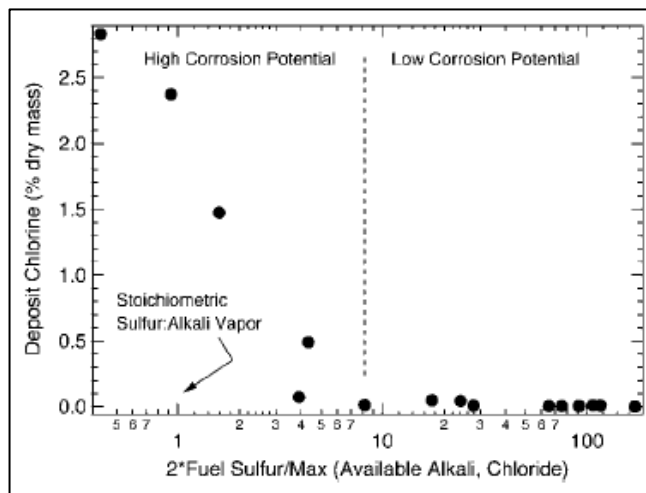


Figura 2.3. Variación del contenido en cloro de los depósitos en función de la relación entre el contenido en azufre del combustible y su potencial para formar cloruros alcalinos (Robinson et ál., 1998a)

Cabe señalar que, aunque el contenido de la mezcla carbón-biomasa sea tal que facilite el paso de cloruros a sulfatos (sería el caso de mezclas con carbones ricos en azufre), eso no quiere decir que los problemas asociados a la corrosión no vayan a producirse. En este caso la corrosión puede estar asociada a la deposición de los sulfatos alcalinos sobre los tubos o a la condensación del HCl en zonas a menor temperatura, como los precalentadores aire-gas. En ambos casos los problemas resultan más sencillos de manejar que la corrosión por alta temperatura en los tubos del sobrecalentador que supondrían los depósitos con alto contenido en cloro.

2.1.4.3 Variación en la composición de cenizas.

Parece demostrado que el cambio de un porcentaje del combustible habitual por biomasa, en algunos casos con unas características muy distintas, implica una variación en la composición de los subproductos de la combustión (cenizas volantes y escorias principalmente), lo que puede suponer un cambio de sus propiedades, limitando de esta forma su aprovechamiento posterior (fabricación de cemento, fertilizante, etc.) (Grammelis et ál. (2006a), Grammelis et ál. (2006b), Zheng et ál. (2007)). Esto último puede acarrear un problema para la planta, dado que debería encargarse de gestionar un residuo que habitualmente se destinaba a otros usos.

Pruebas llevadas a cabo para distintas mezclas de carbón y biomasa, tanto en laboratorio como a escala industrial, han demostrado que las variaciones detectadas en las propiedades de las cenizas se encuentran directamente relacionadas con las condiciones de combustión y con los componentes particulares de cada mezcla (Grammelis et ál., 2005), y todo parece indicar que las cenizas pueden continuar utilizándose sin tratamientos adicionales hasta con porcentajes de sustitución algo superiores al 20% en masa. Estudios realizados por la empresa KEMA en Holanda (Te Winkel et ál., 2007), han confirmado también que, aunque las características de estos subproductos varíen, no suponen ningún riesgo añadido para la salud, que pueden catalogarse como residuos no peligrosos y seguir utilizándose para los mismos usos que las cenizas provenientes de la combustión de carbón exclusivamente. Todos estos resultados son, sin duda, muy positivos, debido a que suponen que la variación de la composición de las cenizas en co-combustión ya no puede ser considerada como una barrera para la puesta en marcha de esta tecnología.

Existen, sin embargo, ciertas limitaciones en el caso del aprovechamiento de las cenizas volantes en el proceso de fabricación del cemento. Aproximadamente el 32% de las cenizas volantes que se producen en la combustión del carbón en Europa se destinan a ese uso, bien como aditivo bien como materia prima (Feuerborn, 2011). La norma EN 450 (ECS, 1994) que fija las especificaciones que deben cumplir estas cenizas volantes para poder ser destinadas a este uso, establecía inicialmente que solo podían utilizarse aquellas que provinieran de la combustión exclusiva de carbón. Sin embargo, la penetración que la tecnología de la co-combustión estaba teniendo en Europa hizo necesario un análisis del uso de cenizas obtenidas a partir de mezclas de combustibles. Diferentes estudios y ensayos demostraron que no existían cambios significativos en las propiedades de los cementos que utilizaban como aditivo cenizas provenientes de co-combustión frente a los que utilizan las del carbón (Boylan et ál. (1999), Wang y Baxter (2007)), lo que supuso una revisión posterior de la norma (Vom Berg y Feuerborn, 2005)). La nueva EN 450-1, aprobada en 2005, entró en vigor a principios de 2007 (ECS, 2005). Ha sido transpuesta por las agencias correspondientes de cada país y se encuentra vigente actualmente. En esta nueva versión de la norma ya se incluye la aceptación de las cenizas volantes que provengan de co-combustión de carbón y biomasa, incluyendo dentro de esta a todas las especificadas en la Tabla 2.3. Fija como límite de carbón sustituido por biomasa el 20% en masa, lo que incluiría a la mayoría de las experiencias de co-combustión directa llevadas a cabo hasta el momento. Por otro lado la cantidad de cenizas provenientes de la biomasa no debe superar el 10%, porcentaje difícil de alcanzar si se compara el bajo contenido en cenizas de los principales tipos de biomasa con el del carbón.

Tabla 2.3. Tipos de biomasa posibles para el uso de las cenizas.

1. Materia vegetal como chips de madera, paja, cáscara de olivas.
2. Cultivos energéticos
3. Harinas cárnicas
4. Lodos de depuradora
5. Lodos de papeleras
6. Coque de petróleo
7. Combustibles líquidos y gaseosos virtualmente libre de cenizas.

Además de estos requerimientos que limitan directamente el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, la norma también fija las propiedades físicas y químicas que deben cumplir las cenizas volantes para poder ser utilizadas como aditivo. Estas propiedades dependen del combustible origen utilizado y, en el caso de las provenientes de co-combustión, del porcentaje de sustitución. Se ha comprobado, sin embargo, a partir del análisis y estudio de numerosas muestras de cenizas provenientes de la combustión de distintas mezclas de carbón y biomasa, que en la mayoría de los casos estas cumplirían con las especificaciones marcadas por la norma, aun cuando se haya trabajado con porcentajes de sustitución mayores al 20% en masa (García-Galindo et ál., 2009). De este estudio se desprende, por tanto, que el factor limitante para la co-combustión en centrales térmicas, atendiendo al uso posterior de las cenizas volantes, no se encuentra en las especificaciones que deben cumplir dichas cenizas, que las cumplen, sino en la máxima contribución de la biomasa que fija como factor preventivo la norma vigente.

Se ha realizado ya una nueva revisión de la norma que supera esta limitación (ECS, 2009). El proyecto de norma resulta menos restrictivo respecto al uso de cenizas volantes provenientes de la co-combustión de carbón y biomasa en calderas de combustible pulverizado como aditivo para la fabricación del cemento. El porcentaje posible de sustitución se aumenta del 20 al 40% en masa y la proporción de cenizas que provengan de la biomasa del 10 al 30%. Además, para el caso de madera natural, es decir, no reciclada, el máximo porcentaje de co-combustión permitido aumenta hasta el 50%. Esta nueva norma supone, curiosamente, un cambio en las restricciones para la co-combustión, de forma que el porcentaje de sustitución para algunas biomásas vendrá ahora limitado por los requerimientos químicos y físicos que se exigen a dichas cenizas para poder usarse como aditivo (Feuerborn, 2011).

2.1.4.4 Aumento del caudal de gases por unidad de energía.

El menor poder calorífico que puede presentar la biomasa frente a algunos carbones, supone que, al sustituir un combustible por otro, para poder alimentar la misma energía a la caldera sea necesario manejar una mayor cantidad de combustible. Este hecho implica un aumento en el caudal de gases por unidad de energía asociado. Además, el contenido en humedad generalmente es mayor en la biomasa, lo que también hace que aumente el caudal de gases final. Todo ello puede suponer, por un lado la variación del perfil de temperatura y con ello, disminución del rendimiento y aumento de inquemados, por otro la imposibilidad del sistema de evacuar los gases, lo que limita en algunos casos el porcentaje de carbón que es posible sustituir por biomasa.

2.1.4.5 Cambios en funcionamiento de los sistemas de limpieza de gases.

Tanto el aumento del caudal de gases como, principalmente, el cambio en la composición de las cenizas que pueden llevar aparejados la co-combustión, pueden influir de forma negativa sobre el correcto funcionamiento de los sistemas de limpieza de gases que previamente tenía la planta y que fueron diseñados para trabajar con los gases de combustión del carbón. Estos sistemas son: los precipitadores electrostáticos, las plantas de desulfuración y los sistemas de retención de NOx.

- *Influencia sobre los precipitadores electrostáticos:* Estos sistemas se encargan de captar las partículas arrastradas por los gases para evitar que sean emitidas directamente a la atmósfera. Un aumento en el caudal de gases debido a la co-combustión puede implicar que estos equipos no tengan capacidad suficiente para limpiarlos, o un incremento considerable de su consumo. En las pruebas llevadas a cabo en la planta Naantali-3 (Finlandia) se analizó la influencia de la co-combustión sobre el comportamiento de estos equipos (Savolainen, 2003). Las pruebas se realizaron con serrín de pino con una humedad de entre el 50 y el 65%. La biomasa se mezclaba con el carbón antes de molino en un porcentaje que varió entre el 2,5 y el 8% en energía. Se midieron el voltaje, la intensidad y la eficiencia de los precipitadores electrostáticos, y pudo comprobarse que el valor de todos ellos se mantuvo en los mismos niveles que en el caso de funcionamiento con solo carbón, por lo que se concluyó que la influencia del cambio de combustible sobre estos equipos era prácticamente despreciable.
- *Influencia sobre las plantas de desulfuración:* Su funcionamiento se basa, de forma simplificada, en el uso de la caliza para fijar el SO₂ que llevan los gases. Si se utilizan combustibles con unas propiedades muy variables (caso de RSU u otros residuos), el cambio en la composición de las cenizas puede dificultar una correcta dosificación de la caliza, empeorando de esta forma el funcionamiento de estos sistemas (Rösch, 2000). En las pruebas llevadas a cabo en la planta Naantali-3 que se han descrito anteriormente (Savolainen, 2003), así como en las realizadas en la planta Amager en Dinamarca en las que se utilizó pellets de paja que se mezclaron con el carbón antes de molinos al 10 y al 20% en energía (Pederson et ál., 1996), se estudió el funcionamiento de la planta de desulfuración en co-combustión y se compararon los ratios de retención de SO₂ con los obtenidos en funcionamiento con solo carbón. En ninguno de los dos casos se detectaron cambios significativos, aunque, dado que las pruebas realizadas fueron cortas, se concluyó que, para poder confirmar este diagnóstico, sería necesario analizar la influencia sobre estos equipos durante su funcionamiento a largo plazo.

Otra de las plantas en las que se ha estudiado la influencia que sobre estos sistemas de limpieza tiene la co-combustión es Studstrup Power Plant (Dinamarca). En esta planta se sustituyó un 20% en energía de carbón por paja de cereal que se alimentada de forma independiente a través de un conducto interno disponible en los propios quemadores al carbón (Wieck-Hansen et ál., 2000). En esta experiencia se comprobó que las emisiones de SO₂ disminuían significativamente durante la co-combustión, lo que influyó de forma positiva sobre el funcionamiento de la planta de desulfuración en seco. La demanda de óxido de calcio disminuyó aproximadamente el 15% y aumentó la eficiencia de la desulfuración. En general, cabe esperar que el menor contenido en SO₂

de los gases resulte positivo para estos sistemas, aunque sea necesario controlar el aumento del caudal total ya que ese valor se encuentra limitado.

- *Influencia sobre los sistemas catalíticos de retención de NOx (SCR DeNOx):* Aunque existen muy pocas experiencias de co-combustión que se hayan llevado a cabo en plantas que dispongan de este tipo de sistemas, todo parece indicar que el contenido en metales alcalinos y alcalino-térreos que presentan ciertos tipos de biomasa influye directamente en el envejecimiento y desactivación de los catalizadores utilizados. Los estudios realizados hasta el momento no han clarificado qué concentración de biomasa es necesaria para que aparezca este efecto, ni qué mecanismo es el causante de esta fenómeno, ni si puede asociarse exclusivamente a uno u otro tipo de biomasa (Baxter, 2005). La influencia que sobre estos sistemas de limpieza tiene la co-combustión también se ha estudiado en Studstrup Power Plant (Dinamarca) (Wieck-Hansen et ál., 2000). Dado que la planta no contaba con un sistema SCR DeNOx se optó por colocar varias probetas de catalizador de distintos fabricantes, exponerlas a la corriente de gases de combustión antes y después de pasar por el precipitador electrostático y comprobar el efecto de dichos gases sobre las mismas. En estas pruebas se comprobó que el catalizador se desactivó hasta un 15% en 2.350 horas cuando lo atravesaron gases con bajo porcentaje de cenizas (tras precipitador), y hasta un 35% en 2.860 horas cuando se trabajó con gases con un alto porcentaje de cenizas (ante precipitador) (Wieck-Hansen, 1999). Aunque se prevé que esta desactivación sea menor en el caso de una sistema real, el aumento del coste de operación que conllevaría tener que sustituir el catalizador supone una barrera económica importante para la puesta en marcha de la co-combustión en plantas de carbón que tengan implantados esos sistemas de limpieza (Sondreal et ál., 2001). Es importante señalar que actualmente se sigue investigando en este tema y que el problema será tanto más importante cuantas más centrales estén instalando este tipo de sistemas para la disminución de emisiones de NOx.

2.1.4.6 Pérdida de rendimiento en la caldera.

El rendimiento de caldera es una forma de medir lo bien o mal que se está aprovechando la energía aportada por el combustible. El diseño óptimo de una caldera se encuentra condicionado por las características particulares del combustible que va a utilizarse en la misma, y de cómo tiene lugar el proceso de combustión. El caudal de aire necesario y la temperatura de los gases a lo largo de la caldera se encuentran íntimamente relacionados con este proceso y con el tipo de combustible utilizado, de forma que este equipo se diseña para conseguir la máxima transferencia de calor al ciclo o lo que es lo mismo el mejor rendimiento.

En el caso de la co-combustión un porcentaje del combustible fósil que habitualmente se utiliza en la caldera, y para el que fue diseñada, se sustituye por otro de características que pueden llegar a ser muy diferentes, y que, por tanto, puede hacer variar su rendimiento. El nuevo combustible tiene una composición distinta: un mayor contenido en volátiles, un menor contenido en cenizas o un mayor contenido en oxígeno e hidrógeno. Aunque algunos de estos parámetros pueden mejorar el rendimiento, otros influyen negativamente sobre el mismo. Además de la composición del combustible, el rendimiento también se verá más o menos

influenciado en función del porcentaje de sustitución, así como del punto elegido para la alimentación de la biomasa.

Los posibles cambios en el rendimiento resultan de mayor importancia en el caso de calderas de combustible pulverizado que en otras tecnologías, lecho fluido o parrilla, debido principalmente a que los requisitos necesarios para una correcta transformación del combustible son mayores. Así, en las calderas de combustible pulverizado resulta también determinante el tamaño de partícula del combustible renovable. El carbón se alimenta con tamaños de partícula muy pequeños, entre 50-300 μm (Singer (1981), Babcock & Wilcox (1992)), consiguiéndose de esta forma elevados rendimientos con tiempos de residencia bajos (de 2 a 3 s. (Werther et ál., 2000)). Para que el cambio de combustible no empeore sustancialmente el rendimiento de la caldera en co-combustión, es necesario someter a la biomasa a una serie de pretratamientos con el objeto de alcanzar respecto del tamaño de partícula y contenido de humedad unos requisitos similares, aunque menos restrictivos, que los del combustible fósil. El mayor contenido en volátiles de la biomasa hace que esta sea mucho más reactiva, por lo que para el mismo tiempo de residencia, el tamaño de partícula puede ser mayor (la biomasa se introduce generalmente entre 1-8 mm). El alto coste que supone el pretratamiento de la biomasa hace necesario llegar a un compromiso entre el tamaño máximo que permita una combustión correcta con los bajos tiempos de residencia característicos de este tipo de caldera y el mínimo que haga viable, desde el punto de vista económico, el pretratamiento de la biomasa.

Como se verá en el siguiente capítulo, la tecnología de la co-combustión se ha aplicado de diferentes maneras a las calderas de combustible pulverizado. En cada una de ellas, tanto el porcentaje de sustitución como el rango en el que puede variar el tamaño de partícula para conseguir un correcto funcionamiento de la planta, se encuentra limitado. Aunque un estudio particularizado de las posibles opciones que puedan utilizarse para la alimentación a caldera del nuevo combustible y una correcta aplicación de los pretratamientos aseguran una buena combustión de las partículas de biomasa, si se analizan los resultados obtenidos en las experiencias llevadas a cabo con esta tecnología en distintas instalaciones, se concluye que la eficiencia de caldera puede disminuir ligeramente, y que esta disminución es función del porcentaje de biomasa introducido (Canalís et ál., 2005b).

En la Figura 2.4 se muestran los resultados obtenidos para la variación del rendimiento en función del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa a partir de los datos recogidos en la bibliografía sobre distintas experiencias de co-combustión. La serie B muestra la relación entre estas dos variables obtenida por Plasynski et ál. (2000) y Tillman (2000), mientras que la serie A muestra un conjunto de puntos que se han obtenido a partir de situaciones de co-combustión muy diferentes en cuanto a tamaño de partícula, tipo de biomasa, sistema de alimentación utilizado (Segrest et ál. (1998), Kostamo y Partenen (2000), European Commission (2000a), Olsen (2001), Hughes (2000)). La línea negra que aparece en dicha figura corresponde a la línea de tendencia de la serie A. Puede comprobarse como, en ambos casos, serie A y B, la pérdida de rendimiento tiende a ser mayor cuanto mayor sea el porcentaje de sustitución, y que esta relación se encuentra entre el 0,5 y el 1% por cada 10% de sustitución.

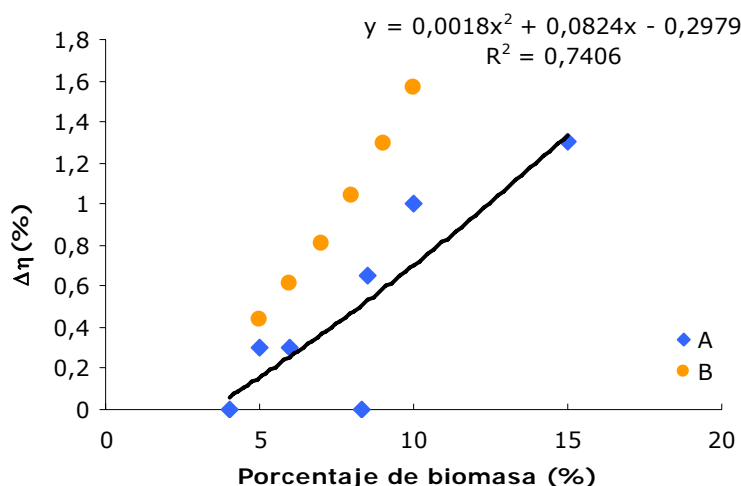


Figura 2.4. Decremento del rendimiento de caldera en función del porcentaje de biomasa (Canals et ál., 2005b).

La variación del rendimiento de caldera puede condicionar la viabilidad de un proyecto de co-combustión. Además del aumento de costes de operación que puede suponer la disminución de rendimiento, este resulta también, según se ha visto anteriormente, uno de los factores más influyentes en la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero que se pueden obtener por el hecho de sustituir un porcentaje de carbón por biomasa (Sebastián et ál., 2011). Cuantificar *a priori* cómo va a influir la co-combustión en el rendimiento de caldera en cada caso concreto no es posible debido al número de factores que influyen sobre el mismo, sin embargo, disponer de un valor cercano a la realidad puede resultar muy útil si lo que se pretende es llegar a implantar de forma definitiva la co-combustión.

2.1.5 Tecnologías de co-combustión.

A la vista de todo lo expuesto hasta el momento, las ventajas asociadas a la co-combustión frente a otras formas de aprovechamiento de la biomasa junto con el hecho de no presentar barreras técnicas insalvables, convierten a esta tecnología en una de las mejores opciones para el aprovechamiento eléctrico de la biomasa. Además, y como ya se ha señalado anteriormente, se encuentra avalada ya por numerosas experiencias no solo en laboratorio o de corta duración, sino por instalaciones en funcionamiento comercial.

Si se evalúan estas experiencias queda patente la gran diversidad que existe en las mismas debido a los parámetros que pueden variar de unas a otras (características de los combustibles, tipo de caldera, opción de co-combustión principalmente) lo que supone que cada experiencia sea prácticamente única. No se puede hablar, por tanto, de "tecnología de co-combustión" como algo perfectamente definido y conocido, sino que sus particularidades variarán en función de cómo se combinen estos parámetros. Sin embargo, aunque puedan existir múltiples combinaciones y las incidencias sobre la caldera y la operación de la planta varíen de unas a otras y deban ser estudiadas en cada caso, existe una serie de opciones que la experiencia ha demostrado resultan más adecuadas (Baxter, 2004).

En este sentido, se han llevado a cabo experiencias con un amplio abanico de biomásas (cultivos energéticos leñosos y herbáceos, residuos agrícolas y forestales, y otros tipos de biomasa residual) y se han adaptado plantas que utilizaban distintos tipos de carbones (desde

turba o lignito hasta antracita, pasando por carbones subbituminosos y bituminosos). Esto ha permitido estimar las posibles limitaciones existentes en la sustitución de un combustible por otro en función de sus características (composición, densidad energética, poder calorífico principalmente) y poder extrapolar estos resultados a nuevas experiencias.

Además, se han planteado diversas opciones válidas para adaptar una planta a la co-combustión. Aunque no todos los autores coinciden en la forma de clasificar estas posibles alternativas (Van Loo y Koppejan (2002), Atwood (2004), Canalís et ál. (2005a) o Leckner (2007), por ejemplo), en esta tesis se ha optado por clasificarlas en dos grandes grupos en función de donde tenga lugar el aprovechamiento total del nuevo combustible. Siguiendo la nomenclatura habitual, estos dos grandes grupos serían: instalaciones de co-combustión directa e instalaciones de co-combustión indirecta.

- **Co-combustión directa:** La transformación termoquímica de los dos combustibles se realiza totalmente dentro de la misma caldera. La biomasa puede alimentarse junto con el carbón o de forma independiente. Resulta más sencilla y económica que la co-combustión indirecta por lo que es la más ampliamente utilizada. Por el contrario, el porcentaje de sustitución se encuentra limitado para evitar problemas de operación en la planta, sobre todo en el caso de las calderas de combustible pulverizado y para algunos tipos de biomasa (este tema se aborda de forma detallada en la segunda parte de este capítulo).
- **Co-combustión indirecta:** La transformación termoquímica de la biomasa se realiza total o parcialmente de forma independiente al combustible fósil. En el primer caso, transformación totalmente independiente, se utiliza una caldera exclusivamente para la biomasa y el vapor producido en la misma se integra en el ciclo de la planta de carbón existente, es lo que en la bibliografía aparece como co-combustión paralela (Van Loo y Koppejan, 2002). En el segundo caso, transformación solo parcialmente independiente, la biomasa sólida primero pasa a gas en un gasificador externo y este se alimenta posteriormente a la caldera de carbón, donde sustituye a un porcentaje del combustible habitual. Tanto la flexibilidad en el tipo de combustible renovable como en el porcentaje de sustitución es mucho mayor que en el caso de la co-combustión directa, sin embargo el coste de la inversión en cualquiera de estas opciones también lo es. Se está investigando en otros tipos de co-combustión indirecta en los que la biomasa sufre distintos procesos antes de ser alimentada a la caldera de carbón, sería el caso de la co-combustión con pirólisis o con torrefacción previa de la biomasa (Maciejewska et ál. (2006), Atwood (2004)).

Otro factor determinante a la hora de adaptar una planta a la co-combustión es el tipo de caldera inicialmente disponible para el aprovechamiento del carbón. Se han llevado a cabo experiencias en calderas de combustible pulverizado (con quemadores frontales y tangenciales), en calderas ciclónicas, de lecho fluido y de parrilla. La Figura 2.5 muestra la distribución en función del tipo de caldera de las 234 experiencias de co-combustión recogidas en Cremers (2009). En este caso las calderas ciclónicas se encuentran incluidas dentro de las de combustible pulverizado. Aunque el número de experiencias en las que se desconocía el tipo de caldera era muy elevado, la figura puede servir como aproximación a la distribución final.

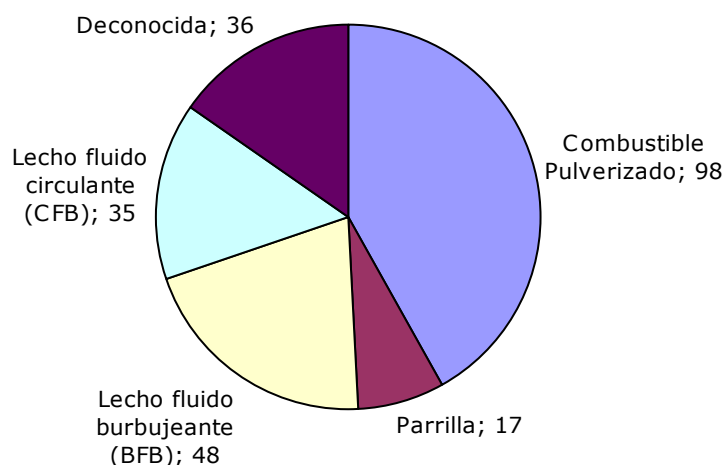


Figura 2.5. Distribución de las experiencias de co-combustión en función de la tecnología de caldera (elaboración propia a partir de Cremers (2009))

Cada tipo de caldera presenta unas características particulares que la hacen idónea para el aprovechamiento de un tipo de biomasa u otro. Por otro lado, los problemas asociados a cada una de ellas son también diferentes. Se van a describir a continuación las principales características de la co-combustión en cada una de estas tecnologías:

- Co-combustión en calderas de lecho fluido:** Las características propias de la tecnología de lecho fluido (tanto en el caso de circulante (CFB) como burbujeante (BFB)) la hacen muy adecuada para su utilización en co-combustión, resultando muy sencilla y económica su adaptación a esta tecnología. Habitualmente la biomasa se alimenta junto con el carbón. Solo cuando tiene unas características muy diferentes al combustible de diseño, es necesario habilitar una línea de alimentación independiente, lo que supone un aumento de los costes de implantación. La alta turbulencia en la cámara asegura una buena mezcla entre los combustibles y el aire, además de tiempos de residencia altos. Esto supone una gran flexibilidad respecto a las características de los combustibles que pueden ser utilizados: tamaño de partícula, densidad, humedad, etc. lo que permite utilizar una gran variedad y con poco pretratamiento (tamaño de partícula de la biomasa menor de 40 mm en CFB y de 80 mm en BFB (Van Loo y Koppejan, 2002)). Además es posible, no solo trabajar con porcentajes de sustitución altos, incluso mayores del 50%, sino también, utilizar mezclas de distintos combustibles renovables lo que incrementa la flexibilidad de esta tecnología.

Otra de las ventajas que hay que tener en cuenta en la co-combustión en calderas de lecho fluido es el efecto sinérgico entre los combustibles que permite, por ejemplo, el aprovechamiento energético de combustibles complejos como los lodos de depuradora (Leckner, 2007) o el alperujo (Armesto et ál., 2003) que, debido a su composición y elevada humedad, no podrían ser utilizados en solitario. También se ha detectado este efecto sinérgico en la reducción de emisiones de N_2O y SO_2 frente a la utilización exclusiva de carbón (Veijonen et al, 2003). En las primeras, además de disminuir por el hecho de que la temperatura de los gases pueda aumentar al añadir biomasa, la presencia de calcio, potasio y sodio en el nuevo combustible tiene un efecto catalizador

que reduce la formación de N_2O . En relación a las emisiones de SO_2 , el aumento del porcentaje de azufre fijado en las cenizas hace que disminuya la emisión de este compuesto en gases por encima del valor que cabría esperar por utilizar una mezcla de combustibles con menor contenido en azufre.

Por otro lado existen algunos problemas técnicos que pueden aparecer al utilizar calderas de lecho fluido con una mezcla de combustibles distinta a la de diseño. Además de fenómenos como slagging, fouling o corrosión que pueden surgir cuando la biomasa utilizada presenta un alto contenido en metales alcalinos o cloro (es el caso de la experiencia llevada a cabo en Grenä Power Plant (Dinamarca) en la que se utilizó paja al 50% en base energética en una caldera de lecho fluido circulante (Hansen et ál., 1998)), los problemas particulares que puede acarrear la sustitución del combustible convencional por biomasa en este tipo de calderas son:

- Variación del perfil vertical de temperaturas en el caso de lecho burbujeante (European Comisión, 2000b)
- Aglomeración del lecho cuando se utiliza biomasa con alto contenido en alcalinos y/o aluminio (Armesto et ál., 2003)
- La temperatura de vapor sobrecalentado puede reducirse debido a la menor temperatura del lecho en CFB durante la co-combustión (Rösh, 2000)
- Aumento de inquemados en lecho fluido circulante cuando el tamaño de partícula es muy pequeño (European Commission, 2000b)

Esta tecnología se encuentra ampliamente extendida en países como Finlandia o Suecia, donde se utiliza en la industria papelera y en las serrerías con rangos de potencia que pueden ir desde 20 MWt hasta 310 MWt. En la mayoría de los casos se utiliza como combustible secundario los subproductos de las propias plantas (serrín, virutas, residuos forestales e incluso lodos) (Salokoski, 2000).

- **Co-combustión en calderas de parrilla:** Este tipo de calderas han sido tradicionalmente utilizadas para la combustión de combustibles sólidos en un amplio rango de potencias entre 15 kWe y 150 MWe. Son adecuadas para gran número de combustibles y poco exigentes en las características de los mismos (tamaño de partícula y humedad). Sin embargo, si se comparan estas calderas con las de lecho fluido, tienen menor rendimiento y por el contrario mayores emisiones en gases.

Los costes asociados a la adaptación de este tipo de calderas a la co-combustión son muy bajos dado que no es necesario realizar grandes cambios en la planta. En función de las características de la biomasa utilizada, esta se mezcla previamente con el carbón o bien se alimenta de forma independiente a través de una de las líneas ya existentes en la planta (NREL/FEMP, 2004). Las particularidades que hay que tener en cuenta durante la co-combustión en este tipo de calderas son los siguientes:

- El uso de mezclas de combustible puede provocar una combustión inestable que dé lugar a un aumento puntual de las emisiones de CO y partículas, así como de otros compuestos, en función de la biomasa utilizada. Los sistemas de limpieza de este tipo de calderas suelen ser sencillos, por lo que su adaptación a la co-combustión

puede requerir una mejora de los mismos para evitar este aumento de emisiones (Clausen y Rasmussen, 1993).

- La temperatura de vapor es normalmente inferior a 400 °C, por lo que no suele existir el riesgo de corrosión (Veijonen et ál., 2003). En el caso de utilizar biomasa herbácea con alto contenido en cloro, sigue siendo necesario controlar este fenómeno (Clausen y Rasmussen, 1993).
- Las altas temperaturas que se alcanzan en la cámara (1300–1400°C) pueden suponer la aparición de problemas por fusión de escorias cuando se aprovechan biomasa con baja temperatura de fusión (residuos agrícolas con alto contenido en potasio, por ejemplo (Werther et ál., 2000)). Este riesgo puede disminuir, sin embargo, ajustando el funcionamiento de la caldera en las zonas problemáticas (Veijonen et ál., 2003)

Las principales experiencias de co-combustión en calderas de parrilla se han llevado a cabo en plantas de producción de vapor para procesos o calefacción. Existen varios ejemplos en EE.UU. en los que se ha utilizado biomasa forestal de la zona o residuos de las propias empresas (Cobb et ál. (1999), Sampson et ál. (1991), NREL/FEMP (2004)). También se han adaptado a la co-combustión calderas de parrilla utilizadas en plantas CHP, es decir plantas que suministran energía eléctrica y calefacción a una población o a una empresa. Es el caso de la planta Heizkraftwerk Würzburg en Alemania (Brökeland, 2001) donde se llevaron a cabo pruebas sustituyendo entorno al 20% con viruta de madera de entre 10 y 50 mm. Por el contrario no existen muchos ejemplos en los que este tipo de calderas se haya utilizado en co-combustión para la generación eléctrica. Entre estas puede señalarse Midtkraft Power Plant en Århus (Dinamarca), una planta de 70 MWe en la que se llevaron a cabo pruebas con un 30% de paja (Clausen y Rasmussen, 1993). En dichas pruebas no se detectaron problemas significativos de ensuciamiento, aunque sí aumentaron las emisiones de partículas.

- **Co-combustión en calderas ciclónicas:** Las características particulares de este tipo de calderas las hacen muy adecuadas para su adaptación a la co-combustión. Aunque en ocasiones se incluyen dentro de las calderas de combustible pulverizado (Koppejan, 2004), su funcionamiento es diferente. Fueron desarrolladas para el aprovechamiento de ciertos carbones que, debido a su baja temperatura de fusión, originaban importantes problemas de ensuciamiento en el sobrecalentador de las calderas convencionales (Babcock & Wilcox, 1992). Básicamente consiste en un quemador ciclónico, donde se alimenta el combustible quedando atrapado gracias a las turbulencias generadas por el aire y a la capa de escoria que se forma en las paredes. Se consiguen así tiempos de residencia mucho mayores que en las de pulverizado, entorno a los 60 sg., por lo que se reduce la necesidad de pretratamiento del combustible. En dichos quemadores tiene lugar prácticamente la combustión total de las partículas, por lo que se necesita un hogar mucho menor que en el caso de las de pulverizado. Uno de los principales problemas que presenta esta tecnología es que, debido a como tiene lugar el proceso de combustión y a las altas temperaturas alcanzadas, las emisiones de NOx son muy elevadas. Esto ha supuesto que actualmente no se instalen nuevas plantas con este tipo de calderas (Hughes, 2001).

En EE.UU. se han llevado a cabo numerosas experiencias de co-combustión en calderas ciclónicas (Tillman (2000), Hughes (2001) y Tillman et ál., (2003)). En todas ellas la biomasa se ha mezclado con el carbón antes de su paso por los molinos o trituradoras y ambos combustibles se han alimentado conjuntamente a caldera. El tipo de molinos que se utiliza para el pretratamiento del carbón en estas calderas se adapta bastante bien a las características de la biomasa, lo que ha supuesto que en las experiencias realizadas no hayan aparecido problemas significativos por atascos o aumento de consumo en los mismos al ser atravesados por la mezcla (estas incidencias sí han ocurrido en los molinos habitualmente utilizados en las calderas de combustible pulverizado, como se verá en el siguiente apartado). En la experiencia llevada a cabo en Michigan City G. St., donde se sustituyó un 6,5% en energía de carbón por serrín obtenido a partir varios tipos de maderas residuales, se comprobó que el porcentaje de sustitución venía limitado, no por problemas en los molinos o trituradoras, sino por la velocidad máxima a la que podía funcionar el alimentador (Hughes, 2001). La menor densidad energética de la biomasa supone que sea necesario gestionar un mayor volumen de combustible para alimentar la misma energía, volumen que no puede superar la capacidad del alimentador.

Entre los resultados obtenidos en estas experiencias, además de la esperada reducción de emisiones de SO₂ y de no aparecer cambios significativos en el rendimiento de caldera, cabe destacar la disminución en las emisiones de NO_x. Todo parece indicar que la mayor volatilidad de la biomasa frente al carbón influye directamente en el proceso de combustión en este tipo de calderas, lo que ha supuesto que dichas emisiones hayan disminuido de forma considerable, muy por encima del porcentaje de sustitución, en la mayoría de estas las experiencias (Tillman (2000), Hughes (2001)).

- **Co-combustión en calderas de combustible pulverizado:** Se trata de la tecnología más ampliamente utilizada en plantas de generación eléctrica y también en la que mayor número de experiencias de co-combustión se han llevada a cabo.

Puesto que el objetivo de esta tesis es estudiar cómo influye la co-combustión en el comportamiento de este tipo de calderas, se ha considerado oportuno dedicar el resto del capítulo a analizar las particularidades de esta tecnología y a repasar y presentar las experiencias más significativas.

2.2 Co-combustión en calderas de combustible pulverizado.

2.2.1 Particularidades de esta tecnología.

Dentro de la clasificación habitual de calderas de potencia, atendiendo al método de combustión se puede distinguir entre: calderas de parrilla, de combustible pulverizado y de lecho fluido (Díez, 2003). De estas, las calderas convencionales con quemadores de carbón pulverizado resultan adecuadas para utilizar prácticamente cualquier tipo de carbón y muestran un amplio rango de potencias. Presentan una gran flexibilidad de operación y altos rendimientos, características todas ellas que han supuesto que sigan siendo las más utilizadas para la generación de energía eléctrica a partir de este combustible fósil. No es de extrañar, por tanto,

que un gran número de las experiencias de co-combustión de carbón y biomasa se hayan llevado a cabo en este tipo de calderas.

Cuando en cualquier caldera se sustituye el combustible habitual por biomasa hay que tener en cuenta que esta última debe tener el tamaño y humedad adecuados para ser aprovechada correctamente. Aunque la biomasa, debido a su mayor contenido en volátiles y por tanto mayor reactividad, pueda tener un tamaño de partícula superior al del carbón, si no cumple los requisitos marcados influirá negativamente sobre la caldera haciendo técnicamente inviable el cambio de combustible. En las tecnologías que se han explicado en el apartado anterior (especialmente en lecho fluido y parrilla) el tamaño y la humedad no resultan parámetros críticos, aunque sea necesario controlarlos, pudiéndose alimentar biomasa con tamaños de hasta 8 cm (NREL/FEMP, 2004) y porcentajes de humedad elevados (por encima del 40% (Armesto, 2003)). Sin embargo, las características particulares de las calderas de combustible pulverizado suponen unas mayores restricciones a la hora de adaptarlas a la co-combustión.

La principal diferencia con respecto a las otras tecnologías de combustión de carbón es que, con el fin de conseguir unos ratios de conversión mayores con bajos tiempos de residencia, en este caso se impone un tamaño de partícula mucho menor al combustible. Así, con un tamaño aproximado entre 50-300 μm en función del rango del carbón, se logra la combustión total de la partícula en uno o dos segundos (Singer, 1981; Babcock & Wilcox, 1992). Para alcanzar estas especificaciones es preciso dotar a la planta de equipos para la preparación del carbón, tanto en tamaño como en humedad. Por otro lado, frente a otras tecnologías de combustión mucho más limpias, es necesario disponer de sistemas de limpieza de gases para el control de emisiones (precipitadores, planta de desulfuración y/o plantas DeNOx). Este hecho también refuerza la sustitución de un porcentaje de combustible fósil por biomasa que conlleve una disminución de emisiones (principalmente SO₂), aunque sea necesario valorar su influencia sobre los sistemas de limpieza ya existentes.

Como ya se ha señalado en apartados anteriores, cuando se pretende adaptar cualquier planta a la co-combustión hay que tener en cuenta que el comportamiento y las características de la biomasa son diferentes a los del carbón, lo que va a influir en su aprovechamiento dentro de la caldera. En el caso de las de combustible pulverizado, existen dos factores que van a ser determinantes: la densidad energética de los combustibles y la necesidad de pretratamiento de la biomasa.

Respecto al primero, en general, la biomasa tiene una menor densidad energética que el carbón, por lo que para alimentar la misma cantidad de energía es necesario gestionar más combustible. Este hecho va a limitar el *porcentaje de sustitución* en función de la opción elegida.

Por otro lado, como ya se ha señalado, los bajos tiempos de residencia del combustible en este tipo de caldera imponen la *necesidad de pretratar* la biomasa para su correcto aprovechamiento. En la Figura 2.6 aparece representada las fases del proceso de combustión de una partícula de biomasa de pequeño tamaño: secado, desvolatilización y oxidación. La primera fase se encuentra totalmente influenciada por el contenido en *humedad del combustible*. Si la biomasa está muy húmeda, parte de la energía del proceso de combustión se utilizará para evaporar el agua, lo que puede provocar la disminución de la temperatura adiabática necesaria para mantener la combustión y además que esta fase se alargue. Si ocurre esto último, el

tiempo necesario para la combustión completa aumentaría, por lo que el tiempo de residencia de la partícula en caldera no sería suficiente y parte de ella podría llegar a no quemarse, lo que supondría un aumento del porcentaje de combustible inquemado, y con él de las pérdidas asociadas. Además, el exceso de humedad incrementa también el volumen final de gases en caldera, aumentando de esta forma las pérdidas asociadas a los mismos y dificultando su extracción.

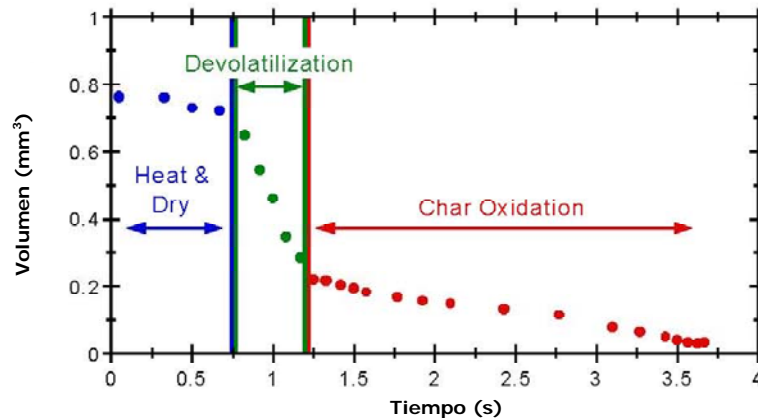


Figura 2.6. Proceso de combustión de una partícula de biomasa de tamaño pequeño (Robinson et al., 1998b)

El proceso de combustión también se encuentra influenciado por el *tamaño de partícula*: cuanto mayor sea este, la relación superficie/volumen es menor, lo que dificulta la penetración del oxígeno, la transferencia de calor y el desprendimiento de los volátiles. Esto supone, al igual que ocurría con la humedad, un retraso de la combustión. Los tiempos de residencia típicos de este tipo de caldera (de 2 a 3 s. (Werther et al., 2000)), imponen que el residuo carbonoso se libere rápidamente de los volátiles para que pueda producirse la combustión completa, evitando que aparezcan inquemados, de aquí que se busquen tamaños de partícula pequeños (relación superficie/volumen alta). El mayor contenido en volátiles de la biomasa hace que esta sea mucho más reactiva que el carbón, por lo que, para el mismo tiempo de residencia, el tamaño de partícula puede ser mayor. Cabe señalar, sin embargo, que, como podrá verse en el desarrollo de este apartado, en el caso de co-combustión el grado de secado y molienda necesario para la biomasa vendrá fijado, en última instancia, por cómo se pretenda adaptar la caldera origen a esta tecnología.

Siguiendo la nomenclatura presentada en el apartado anterior, las instalaciones de co-combustión se pueden clasificar en: *co-combustión directa*, si la transformación termoquímica de la biomasa se realiza totalmente en la misma caldera que el carbón y *co-combustión indirecta* cuando dicha transformación se realiza de forma parcial o total en otro equipo. En los dos próximos apartados (2.2.2 y 2.2.3) se van a describir las opciones de co-combustión que se han llevado a cabo en calderas de combustible pulverizado haciendo hincapié en las limitaciones de cada una de ellas en relación, principalmente, al tamaño de partícula y porcentaje de sustitución. Para cada una de estas opciones se mostrarán ejemplos de centrales térmicas en las que hayan sido probadas.

En el apartado 2.2.4, se presenta la información recopilada sobre experiencias de co-combustión en calderas de combustible pulverizado, organizadas por países. Dado que el desarrollo de esta tesis está basado en los resultados obtenidos en las pruebas de co-

combustión en una caldera de fuegos frontales, en este apartado se analizan como se llevaron a cabo las experiencias más significativas de las realizadas en este tipo de calderas. Se pretende con ello profundizar en sus resultados (emisiones, ensuciamiento, rendimiento etc.), así como en los problemas de operación que pudieran aparecer para cada una de las opciones. Un primer análisis de estas experiencias ayudó a seleccionar, *a priori*, la opción de co-combustión adecuada para la C. T. de Escucha (Capítulo 3) y, *a posteriori*, va a permitir contrastar los resultados obtenidos en las pruebas.

2.2.2 Co-combustión directa en calderas de combustible pulverizado.

Se considera que una instalación está realizando *co-combustión directa* cuando la biomasa se introduce directamente a la caldera que fue diseñada para el uso exclusivo del carbón, y su combustión tiene lugar junto al combustible fósil.

Existen distintas formas de alimentar la biomasa. Se puede distinguir entre aquellas plantas que han optado por alimentar la biomasa mezclada con el carbón (los dos combustibles se mezclan previamente y se introducen en la caldera de forma simultánea), y aquellas en las que la biomasa llega a la caldera de forma independiente (los dos combustibles se alimentan por separado pero reaccionan conjuntamente en la caldera). La mayoría de estas opciones se caracterizan por su baja inversión y su sencillez respecto a las instalaciones de co-combustión indirecta que se analizan en el siguiente apartado. La Figura 2.7 muestra, de forma esquemática, las distintas opciones de co-combustión directa, que son:

- a. La biomasa se introduce en la caldera junto con el carbón:
 - a.1. La mezcla se realiza antes de los molinos de carbón.
 - a.2. La mezcla se realiza antes de los quemadores de carbón.
- b. La biomasa se introduce en la caldera independientemente al carbón:
 - b.1. Utilizando los propios quemadores de carbón o conductos disponibles en los mismos.
 - b.2. Utilizando quemadores especiales para la biomasa.
 - b.3. Adaptación de una parrilla donde se alimenta la biomasa.

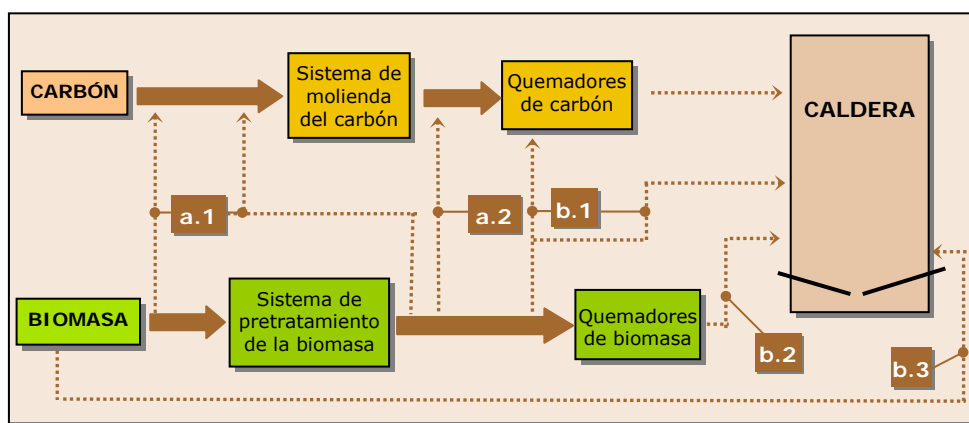


Figura 2.7. Opciones de co-combustión directa en calderas de carbón pulverizado

Debido a las particularidades de las calderas de combustible pulverizado que se han comentado en el apartado anterior, para cada una de estas opciones de co-combustión directa existen una serie de cuestiones que es necesario tener en cuenta y particularizar para cada alternativa. En este sentido, para cada opción:

- Vendrá definido el rango en el que puede variar el tamaño de partícula para conseguir un correcto funcionamiento de la caldera. La mayor reactividad de la biomasa frente al carbón permite que pueda alimentarse con tamaños de entre 1-8 mm en función de la opción elegida, mientras que el combustible fósil, generalmente, debe tener un tamaño de partícula de entre 50-300 μm en función de su rango (Singer (1981), Babcock & Wilcox (1992)). El coste que supone este *alto grado de pretratamiento* de la biomasa compromete en algunos casos la viabilidad económica de la co-combustión y, además, impide la utilización de ciertos tipos de biomasa para los que es necesario buscar otras alternativas.
- El *porcentaje de carbón* que puede ser sustituido por biomasa se encuentra limitado, en función de la opción elegida, por cuestiones técnicas, tales como la capacidad del sistema de alimentación o del sistema de extracción de gases, la pérdida de rendimiento, la aparición de problemas de corrosión y ensuciamiento o la variación en la composición de las cenizas. Este porcentaje estará entre un 0 y un 20% en energía en función de la opción de co-combustión elegida y del tipo de biomasa utilizado.

Estos, y otros aspectos particulares de cada opción, es lo que se va a explicar y definir a continuación.

2.2.2.1 Opción a. La biomasa se introduce en la caldera mezclada con el carbón.

Se aprovechan para la biomasa las líneas de alimentación ya existentes para el carbón. La mezcla puede hacerse antes de los molinos, con lo que se aprovechan estos equipos para el pretratamiento del nuevo combustible, o después de ellos.

a.1. La mezcla se realiza antes de los molinos. En este caso la mezcla de los dos combustibles tiene lugar en el propio parque de carbones o en la línea de alimentación del combustible fósil antes de pasar por los molinos. En ocasiones aparece recogida en la bibliografía bajo el nombre de "*co-milling*" (Boylan et ál. (2000), Livingston (2006)). La principal ventaja, además de que la forma de operación de la planta prácticamente no varía, es que no es necesario realizar modificaciones para adaptar la planta a la co-combustión por lo que los costes de inversión son muy bajos. En Hughes (2000) la inversión por kilovatio eléctrico generado con biomasa se fijaba entre 50 y 100 dólares (aproximadamente 40-80 €/kWe). Fuentes más actuales estiman que los costes de inversión para esta opción de co-combustión estarían ya por debajo de los 20 €/kWe (Atwood (2004), Koppejan (2005)). Por otro lado, dado que el nuevo combustible se alimenta al centro de la llama, se reduce la necesidad de pretratamiento frente a otras opciones que se analizarán posteriormente. Este hecho, unido a que se utiliza el propio sistema de molienda del carbón, supone también menores costes de operación.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que aprovechar los sistemas de molienda diseñados para el carbón implica trabajar con bajos porcentajes de biomasa. Por un lado, el propio sistema tiene que tener capacidad suficiente para manejar el incremento

de volumen que va a producirse, debido a la menor densidad energética del combustible renovable. Por otro lado, algunos de los molinos que tradicionalmente se utilizan en las centrales no resultan adecuados para tratar biomasa, más fibrosa que el carbón. Esto supone que biomasa como la corteza o la paja no puedan utilizarse mediante esta opción debido a que se producen apelmazamientos y atascos en los molinos, y que resulte más adecuada, para biomasa más frágiles como pueden ser algunas astillas, los pellets, la cáscara de almendra o similares. Aun así, las diferencias en las características físicas de los combustibles pueden suponer cambios en el funcionamiento de estos equipos (Prinzing y Hunt, 1998) y en la distribución granulométrica final de la mezcla. Este efecto puede implicar una pérdida posterior de rendimiento en la caldera por aumento de inquemados debido a que el combustible se alimenta con mayor tamaño (Hughes, 2001). Zulfiquar et ál. (2006) indica, a partir de los datos recogidos en distintas experiencias de co-combustión y en pruebas realizadas a escala de laboratorio, como los sistemas de molienda utilizados para el carbón se pueden ordenar, en función de su adecuación al pretratamiento de mezclas de combustible fósil y biomasa, de la siguiente manera: primero los molinos de alta velocidad como los de martillos que se emplean para el tratamiento de carbones con alto contenido en humedad y volátiles como el lignito (Arauzo, 1996), en segundo lugar los molinos verticales de bolas³ y los molinos de rodillos⁴, que son los más extendidos en las plantas de carbón y se usan para los bituminosos y subbituminosos (Arauzo, 1996), mientras que los menos adecuados para el tratamiento de la biomasa resultarían los molinos tubulares de bolas⁵ que suelen utilizarse para carbones duros como la antracita (Arauzo, 1996).

Las experiencias llevadas a cabo en distintas plantas fijan el límite de sustitución en el 5% en masa (aproximadamente el 2% en energía (Tillman, 2000)) si no se quiere interferir negativamente en el funcionamiento de la planta. Para mayores porcentajes, se ha comprobado que, además de los problemas citados anteriormente y de que puedan aparecer otros como apelmazamiento, atascos e incendios en los molinos debido a las temperaturas de trabajo en los mismos, el consumo de estos equipos aumenta de forma considerable al alimentar una mezcla de carbón y biomasa (Boylan (1996), Rollins et ál. (1998), Zulfiquar et ál. (2006)).

Otro de los inconvenientes de esta opción es que resulta difícil conseguir la homogeneización de la mezcla de combustibles que llega a la caldera, por lo que el control del porcentaje real de sustitución se hace complicado. La Tabla 2.4 muestra algunas de las experiencias llevadas a cabo con esta opción, el tipo de biomasa utilizado y el porcentaje de sustitución. En el apartado 2.2.4 se presenta información detallada sobre estas y otras experiencias que han utilizado la mezcla de los dos combustibles ante molino.

³ Se ha traducido de esta forma lo que en la bibliografía consultada aparece como *Ball and race mills*.

⁴ Se ha traducido de esta forma lo que en la bibliografía consultada aparece como *Bowl mills o Roller mills*

⁵ Se ha traducido de esta forma lo que en la bibliografía consultada aparece como *Ball mills*.

Tabla 2.4. Experiencias de co-combustión directa con mezcla ante molino (opción a.1)

País	Planta	Tipo de biomasa	Porcentaje de sustitución
EE.UU.	Jeffries G.St.	Residuos forestales	4% en energía
EE.UU.	Plant Hammond Unit 1	Serrín y residuos de poda	6,5 % en energía
EE.UU.	Plant Branch Unit 1	Biomasa residual de empresa maderera	1% en energía
EE.UU.	Kingston Fossil Plant	Serrín húmedo	2% en energía
EE.UU.	Shawville G. St. Unit 2 y Unit 3	Serrín, residuos de poda y chopo	3% en masa
EE.UU.	Colbert Fossil Plant	Biomasa residual de empresa maderera. Serrín	2 % en energía
Dinamarca	Amager Unit 3	Pellets de paja	Del 10 al 20% en energía
Holanda	Maasvkajte 2	Pellets	5 % en masa
Holanda	Borssele 12	Lodos y biomasa residual seca	3 % en energía
Holanda	Hemwegcentrale	Lodos secos	3% en energía
Holanda	Amer 8	Lodos	0,3% en energía
Finlandia	Naantali-3	Serrín	4% en energía
Finlandia	Linnakatu	Pellets de madera	7% en energía
Finlandia	Vakiluoto	Serrín	-
Bélgica	Langerlo 1 y 2	Lodos de depuradora	2% en energía
Alemania	Schwarze Pumpe Power Plant	Astillas, residuos de industria papelera	5% en masa
Alemania	Buschhaus (BKB)	Lodos de depuradora secos	5% en energía
Alemania	Weiher II	Lodos de depuradora secos	3,5% en energía
Reino Unido	Didcot	Madera	2% en energía
Reino Unido	Eggborough	Hueso de palma	3,5% en energía
Reino Unido	Ironbridge	Astillas de madera, hueso de palma	10% en masa

a.2. La mezcla se realiza después de los molinos. En este caso, con respecto a la opción anterior, se evitan los problemas de molienda, aunque el porcentaje de carbón sustituido sigue estando limitado por la capacidad de transporte del sistema de alimentación existente. Este porcentaje será tanto mayor cuanto más similar sea la densidad energética de ambos combustibles pues eso implicará menor variación del flujo volumétrico para una misma carga. Por otro lado, la necesidad de pretratamiento de la biomasa es mayor que en el caso anterior, lo que supone un aumento de los costes de operación.

Esta opción, mucho menos extendida que la anterior, aunque cada vez más utilizada, se ha aplicado en la central de Gelderland en Holanda, como se explicará en el apartado 2.2.4, y en varias plantas de Bélgica (Savat (2006), Ryckmans (2006)). Dentro de estas últimas, en los grupos 3, 4 y 5 de la central térmica de Ruien, el serrín suministrado por la industria maderera próxima a la planta se alimenta directamente a la línea de carbón

tras su paso por los molinos. Sin embargo, en el caso de la central térmica de Rodenhuize, también en Bélgica, es necesario un molino de martillos para pretratar los pellets de madera antes de mezclarlos con el carbón.

2.2.2.2 Opción b: La biomasa tiene un pretratamiento independiente y se alimenta a la caldera sin mezclarse con el carbón.

Utilizar una alimentación separada para los dos combustibles supone una serie de ventajas frente a las opciones anteriores. En este caso, al ser independientes las líneas de transporte, resulta más sencillo poder manejar y controlar la mezcla. Además, la flexibilidad de operación es mayor, no existiendo una limitación tan acusada para el porcentaje de biomasa que aumenta, pudiendo variar entre un 5 y un 20% en energía. Sin embargo, el grado de pretratamiento previo necesario de la biomasa también se incrementa. Existen dos posibilidades para la alimentación de la biomasa:

b.1. Utilizando los propios quemadores de carbón u otros conductos disponibles:

Dentro de esta opción, hay a su vez varias posibilidades: la biomasa puede introducirse por conductos libres del propio quemador, transformándose en quemadores mixtos, o bien por quemadores que dejan de alimentar carbón y son habilitados especialmente para la biomasa. En ciertas tecnologías, y cuando existen conductos de aire adicionales, la biomasa puede también alimentarse a través de ellos. La Tabla 2.5 recoge distintas plantas en las que se ha llevado a cabo la co-combustión de esta forma.

Tabla 2.5. Experiencias de co-combustión directa: alimentación independiente a través de conductos disponibles (opción b.1)

País	Planta	Punto de alimentación
EE.UU.	Plant Kraft	A través de una fila de quemadores de carbón
EE.UU.	Greenidge St.	Quemadores de carbón modificados
EE.UU.	Seward G. St.	Quemadores mixtos
EE.UU.	McIntosh – Unit 3	A través de puertos libres ya existentes de una experiencia anterior con RDF
Dinamarca	Studstrup (Unit 1, 4 y 3)	Quemadores mixtos
Reino Unido	Aberthaw	Inyectores en la pared frontal

Prácticamente no es necesario realizar modificaciones en la planta lo que supone una inversión baja aunque superior a los valores de opciones anteriores (Royo et ál., 2004). La biomasa, en general, sigue siendo alimentada al centro de la llama por lo que la necesidad de pretratamiento es similar al caso de mezcla con el combustible principal tras molinos.

b.2. Utilizando quemadores especiales para la biomasa. Esta opción se aplica cuando las características de la biomasa y/o el carbón imposibilitan usar los quemadores ya existentes. Los nuevos pueden instalarse en la parte inferior de la misma, con el fin de aumentar el tiempo de residencia de las partículas, o bien en zonas más altas buscando que actúen positivamente sobre las emisiones de NOx (Zemo et ál., 2002). Al tratarse de sistemas diseñados para la alimentación de biomasa, el tamaño de partícula puede ser superior al de la opción anterior, aunque su valor final dependerá del tipo de combustible y de la tecnología de los quemadores (Royo et ál., 2004). Así, por ejemplo,

existen experiencias como la llevada a cabo en Gelderland-13 (Holanda) donde la biomasa se pretrataba hasta 800 μm antes de alimentarse a caldera a través de unos quemadores situados en la parte inferior (Caddet, 2000b), mientras que en Blount St. (EE.UU.), se alimentaban partículas de switchgrass que tenían una longitud promedio de 25 mm (Aerts et ál., 1997). Aunque esta menor necesidad de pretratamiento pueda suponer una reducción de los costes asociados al mismo, debido a la instalación de nuevos quemadores es necesario asumir unos elevados costes de inversión frente a opciones anteriores (entre 200 y 300 €/kWe (Koppejan (2005), Royo et ál. (2004)). La siguiente tabla recoge algunas de las experiencias de co-combustión más representativas que han utilizado esta opción.

Tabla 2.6. Experiencias de co-combustión directa: alimentación por quemadores especiales para la biomasa (opción b.2)

País	Planta	Punto de alimentación
EE.UU.	Blount St.	Entre la primera y segunda fila de las tres de quemadores de carbón
EE.UU.	Ottumwa G. St.	Entre la tercera y la cuarta fila de siete en dos esquinas opuestas
EE.UU.	Durkirk St. Plant	A través de un único puerto en una de las esquinas
EE.UU.	Albright G. St.	En punto medio de los quemadores de carbón
EE.UU.	Gadsden	Entre la segunda y tercera fila, de tres, en esquinas opuestas.
Dinamarca	Vestkraft Power St.	Se sustituyeron los dos quemadores centrales de carbón
Holanda	Gelderland - 13	Parte inferior de la caldera
Reino Unido	Fidder 's Ferry	Dos quemadores situados en esquinas opuestas

b.3. Integración de una parrilla en la parte inferior de la caldera de carbón. Esta opción consiste en utilizar para la biomasa un quemador de parrilla que se coloca en la parte inferior de la caldera de carbón. Aunque podría incluirse dentro de la opción anterior ya que la biomasa se alimenta de forma independiente a este tipo de quemador, debido a las características particulares del mismo se ha considerado más adecuado tratarla como una opción diferente. En este caso, el nuevo combustible puede alimentarse prácticamente sin pretratamiento (hasta 500 mm y 50% de humedad) lo que puede llegar a compensar, por lo menos parcialmente, los elevados costes de inversión frente a otras opciones (800-900 €/kWe) (Simader y Moritz, 1999a). Sin embargo, no puede aplicarse a todo tipo de plantas, ya que es necesario que exista espacio suficiente en la caldera para que la integración de la parrilla pueda tener lugar.

Un ejemplo característico de este tipo de co-combustión es la experiencia llevada a cabo en la central térmica de St. Andrä en Austria (Simader y Moritz, 1999a). Se trataba de una caldera de quemadores tangenciales de 124 MWe de potencia. La biomasa se alimentaba a dos parrillas móviles, de 5 MWt cada una, situadas en la parte inferior de la caldera (ver Figura 2.8). Para la instalación de estas parrillas fue necesario realizar un agujero de 1,2m de profundidad. La biomasa (con una humedad promedio del 50% y

con un tamaño máximo de 300 mm) se alimentaba en los extremos de las parrillas y se iba desplazando hasta el centro de la caldera durante la combustión. Las cenizas de la biomasa y las escorias del carbón se recogían conjuntamente en el desescoriador húmedo situado debajo de los quemadores de parrilla. Una vez superados ciertos problemas en el sistema de alimentación debidos a las impurezas que llevaba la biomasa, las incidencias sobre la operación de la caldera fueron despreciables. Los inquemados en escorias, a pesar de la ubicación de los nuevos quemadores, no variaron significativamente. Teniendo en cuenta que en este caso se aprovechó el sistema de almacenamiento y alimentación de la biomasa de otra planta, el inversión total (parrillas, adecuación del sistema de alimentación, obra civil y sistema de control) fue de 300 €/kWth.

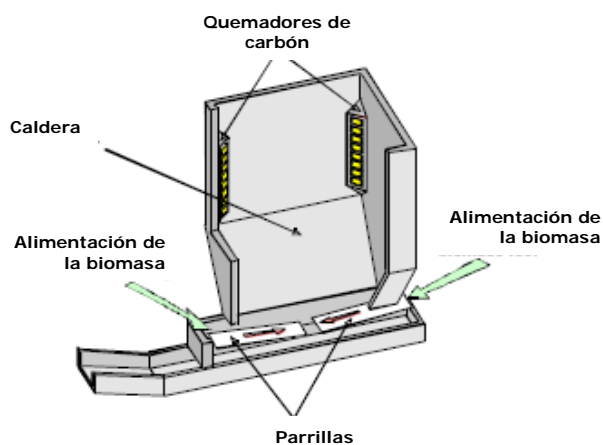


Figura 2.8. Esquema de la integración de los quemadores de parrilla en la Planta de St. Andrä (Austria) (Simader y Moritz, 1999a)

2.2.3 Co-combustión indirecta en calderas de combustible pulverizado.

En el caso de la *co-combustión indirecta* la transformación termoquímica de la biomasa se realiza total o parcialmente de forma independiente al combustible fósil. En unos casos se utiliza una nueva caldera solo para la biomasa, de forma que el vapor generado en la misma se integra y aprovecha en el ciclo de la planta de carbón ya existente. En otros, la biomasa se gasifica en un equipo externo (transformación solo parcialmente independiente), y el gas producto se alimenta posteriormente a la caldera de carbón, donde sustituye a un porcentaje del combustible habitual.

En cualquiera de estas opciones se evitan o se reducen los problemas que pudieran aparecer en la caldera de carbón por la utilización de un combustible distinto al de diseño (pérdida de rendimiento, incremento de la corrosión, aumento del ensuciamiento, etc.). Por otro lado, permiten trabajar con mayores porcentajes de sustitución y utilizar tipos de biomasa que no podrían transformarse correctamente si se alimentaran de forma directa en una caldera diseñada para el aprovechamiento de carbón pulverizado. Además, en la mayoría de las opciones de co-combustión indirecta las cenizas de carbón no se ven contaminadas por las de la biomasa, lo que puede resultar ventajoso en el caso de existir un uso posterior de las mismas.

Sin embargo, la inversión que es necesario realizar en estos casos puede llegar a ser muy elevada. A partir de los datos recogidos en la bibliografía se ha estimado que el coste específico

de inversión puede variar entre 300 y 1400 €/kWe, un rango muy amplio que pone de manifiesto las particularidades de cada una de las experiencias puestas en marcha (Järvinen (1999), Willeboer (2000), Caddet (2002a), Granatstein (2002)) Estos costes, muy superiores en algunos casos a los de co-combustión directa, suponen que estas opciones solo se utilicen en casos especiales, como, por ejemplo, que se disponga de mucho recurso a coste muy bajo o de una biomasa cuyas características impidan su aprovechamiento directo en calderas de combustible pulverizado. En este caso se encontrarían, por ejemplo, los RSU, la madera residual de demolición o de construcción y de otros como lodos, traviesas, neumáticos, combustibles que, además de los problemas asociados a su composición, pueden presentar un alto grado de humedad o una gran variabilidad, factores ambos que hacen que resulte complicado pretratarlos y aprovecharlos correctamente de forma directa.

Como ya se ha señalado, existen, principalmente, dos configuraciones posibles de co-combustión indirecta, que van a analizarse en los siguientes apartados:

- c. Combustión en calderas separadas con integración en el ciclo de vapor.
- d. Gasificación previa de la biomasa en un sistema independiente.

2.2.3.1 Combustión en calderas separadas con integración en el ciclo de vapor.

Esta opción, que aparece también en la bibliografía como “*co-combustión paralela*” (Van Loo y Koppejan, 2002), consiste en instalar en la planta de carbón una caldera para la combustión de biomasa, adicional a la del combustible fósil (ver Figura 2.9). El vapor que se produce en esta segunda caldera se aprovecha en el ciclo que ya existía para el carbón: se une en un punto del circuito antes de llegar a la turbina y todo el vapor condensa en un único condensador. Esta integración supone una reducción considerable de los costes frente al caso de una planta nueva exclusivamente para el aprovechamiento de biomasa.

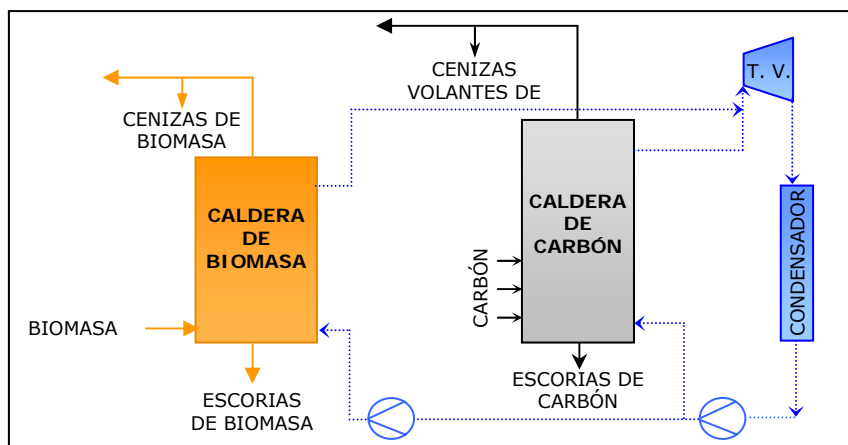


Figura 2.9. Co-combustión indirecta con integración en el ciclo de vapor

La principal ventaja de esta opción frente a la co-combustión directa es que utiliza para la transformación de la biomasa una caldera diseñada con ese objetivo (parrilla o lecho fluido) lo que permite un menor pretratamiento del combustible, así como evitar los problemas de corrosión, de deposiciones o de fusión de escorias que puede suponer utilizar algunos tipos de biomasa en una caldera diseñada para carbón (cultivos energéticos herbáceos, por ejemplo). Además, al tener dos sistemas de combustión totalmente independientes tampoco varían las

propiedades de las cenizas, que pueden seguir utilizándose para los fines anteriores a la co-combustión. Sin embargo, el hecho de que los costes de inversión de esta opción sean muy elevados frente a otras y el diseño y operación de la planta complicados, supone que en muchos casos, no resulte una opción viable.

Hasta el momento, este tipo de co-combustión se ha probado en dos instalaciones, ambas en Dinamarca⁶: Ensted Power Plant (Caddet, 2000a) y Avedore – 2 (Veijonen et ál., 2003).

La primera está situada cerca de Aabenraa y fue pionera en este tipo de co-combustión. Se trata de una planta de carbón de 660 MWe en la que se instaló una caldera de 40 MWe para la biomasa que, como en la mayoría de las experiencias llevadas a cabo en Dinamarca, iba a ser principalmente paja. Con el fin de evitar los problemas asociados a corrosión por alta temperatura que supone el uso de este combustible por su alto contenido en cloro y potasio, la nueva caldera está compuesta a su vez por dos calderas de parrilla en serie (ver Figura 2.10).

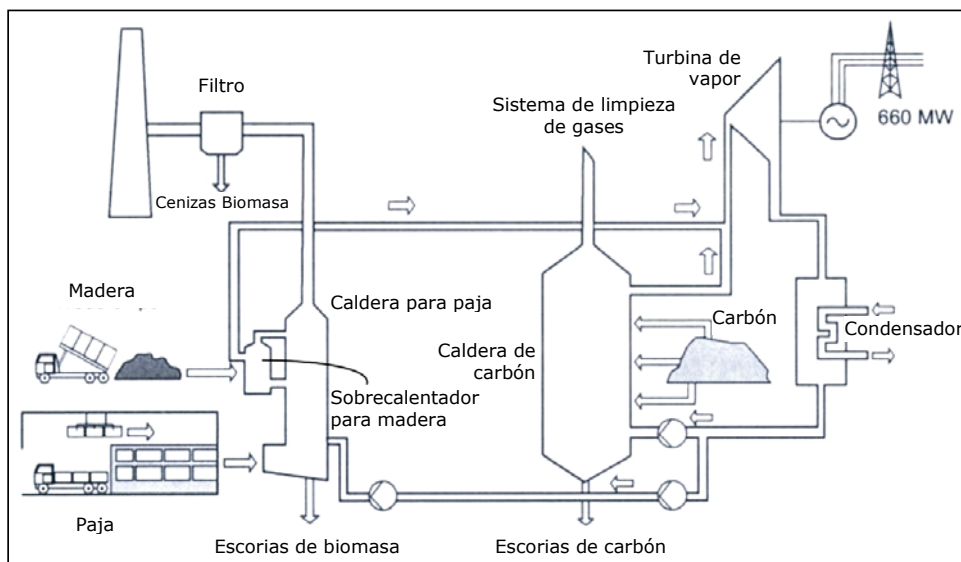


Figura 2.10. Co-combustión indirecta en Ensted Power Plant, Aabenraa – Dinamarca (Caddet, 2000a)

En la primera se utiliza la paja, que es el combustible principal, y se genera vapor hasta 470 °C. En la segunda se utiliza madera para obtener vapor sobrecalentado a 542 °C. Este vapor se integra en el ciclo que ya existía en la planta de carbón original. La instalación de la caldera de biomasa no ha afectado a la capacidad de la de carbón, que puede seguir funcionando sola, cuando es necesario, sin reajustes en la turbina. Se ha conseguido, por tanto, una planta flexible de forma que puede variarse el porcentaje de uno u otro combustible en función de criterios económicos y/o mediambientales. La planta empezó a utilizar biomasa en 1998 y el coste total de adaptación fue de 1.325 €/kWe.

El caso de la planta de Avedore 2, situada en las cercanías de Copenhague, es diferente. Se trata de una planta de nueva construcción concebida desde su origen para aprovechar de forma independiente distintos tipos de combustibles (carbón, gas y biomasa), lo que le confiere una

⁶ Existe una tercera instalación en Suecia, Vastera CHP (Atwood, 2004), pero la caldera de carbón es de lecho fluido, razón por la cual no se ha incluido dentro de esta recopilación de experiencias.

gran flexibilidad de operación. La biomasa utilizada es, de nuevo, paja, para la que se ha instalado una caldera de parrilla de 40 MWe. El vapor generado se lleva al ciclo principal, basada en un ciclo ultrasuper crítico, obteniéndose de esta forma un rendimiento mucho mayor que el que se obtendría si se hubiera instalado una planta independiente para la biomasa (Noppenau, 2003). Además, se consigue mantener por separado las cenizas generadas por el carbón, que pueden aprovecharse como aditivo en la fabricación de cemento, y las de la biomasa que se usan como fertilizantes. Por otro lado al tratarse de un ciclo que trabaja a altas temperaturas (temperatura del vapor recalentado ≈ 600 °C) resultaría muy complicado aprovechar de forma directa un combustible como la paja debido a los problemas de ensuciamiento y corrosión que puede acarrear, por lo que esta opción de co-combustión resulta la más adecuada para este tipo de ciclos.

2.2.3.2 Gasificación previa de la biomasa en un sistema independiente.

En este caso el aprovechamiento de la biomasa y el carbón es parcialmente independiente. La biomasa sólida se gasifica previamente y el gas producto se introduce en la caldera de carbón donde se utiliza como combustible secundario (ver Figura 2.11).

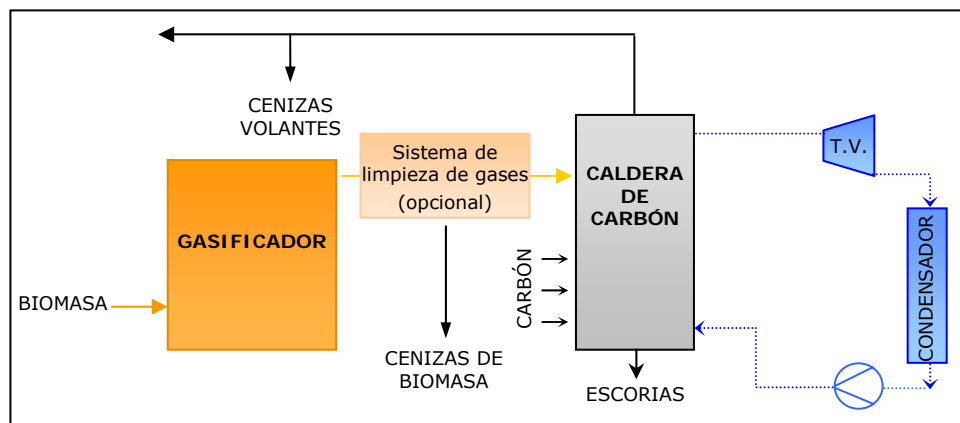


Figura 2.11. Co-combustión indirecta con gasificación previa de la biomasa

Aunque la inversión que supone este tipo de instalaciones puede llegar a ser muy elevada (Koppejan (2005) lo fija entre 300 y 1.100 €/kWe, rango que estaría incluido en el definido para co-combustión indirecta anteriormente), siempre es menor que la de una planta nueva exclusiva para la biomasa (entre 2.600 y 2.700 €/kWe instalado (Carrasco, 2010)). Además permite aumentar el porcentaje de sustitución de carbón, limitado en co-combustión directa por problemas técnicos en la alimentación o en la propia caldera, y aprovechar algunos tipos de biomasa que no podrían utilizarse de forma conjunta con el combustible fósil en una caldera de combustible pulverizado ya existente. Es el caso, por ejemplo, de los RSU, de la madera residual de demolición o de construcción y de otros como lodos, traviesas, neumáticos, etc. En la Tabla 2.7 puede verse el tipo de combustible no fósil que se ha utilizado en las cuatro instalaciones en las que se ha realizado co-combustión indirecta con gasificación previa del nuevo combustible.

Tabla 2.7. Experiencias de co-combustión indirecta con gasificación previa de la biomasa.

País	Planta	Tecnología	Biomasa
Holanda	Amer 9	Con limpieza del gas	Madera de demolición
Austria	Zeltweg Power Plant	Sin limpieza del gas	Serrín, traviesas de ferrocarril, residuos de madera.
Finlandia	Kymijärvi Power Plant	Sin limpieza del gas	Serrín, biomasa forestal, residuos de madera, RSU, traviesas, neumáticos troceados.
Bélgica	Ruien 5	Sin limpieza del gas	Astillas de madera

Dentro de este tipo de co-combustión se pueden distinguir a su vez dos tecnologías:

- *El gas producto sufre un proceso de limpieza en frío antes de introducirlo en la caldera de carbón:* Este sistema de limpieza, además de suponer una menor eficiencia de la transformación de la biomasa, encarece considerablemente la instalación. Sin embargo se consigue una separación completa de las cenizas de los dos combustibles, dado que el gas que llega a la caldera de carbón está limpio. No existen problemas de emisiones, ni de corrosión o ensuciamiento añadidos y las cenizas se tratan totalmente por separado.

Esta opción se ha utilizado en la Unidad 9 de Amer Power Plant (Holanda) (Willeboer, (1998), Willeboer (2000)). El tipo de biomasa que se ha utilizado es madera de demolición que lleva consigo distintas sustancias contaminantes (pinturas, colas, metales, etc.). En este caso las cenizas de la planta de carbón se encontraban certificadas previamente, por lo que era necesario asegurar que las especificaciones que debían cumplir no iban a variar por el hecho de llevar a cabo la co-combustión. Por ello se optó por añadir a la gasificación un sistema de limpieza en frío de los gases antes de alimentarlos a la caldera. La inversión específica de la instalación de co-combustión indirecta se estima entre 1.250-1.400 €/kWe (Willeboer, 2000)⁷

- *El gas se introduce directamente en caldera:* En este caso se lleva a cabo una gasificación parcial de la biomasa consiguiéndose un gas pobre (menos de 5 MJ/Nm³) que, a su salida del gasificador, arrastra partículas que acaban de quemarse en la caldera origen junto al carbón. Esta gasificación parcial supone un menor tamaño del gasificador y al no existir sistema de limpieza intermedio resulta una opción mucho más económica que la anterior (entre 240 y 450 €/kWe). Sin embargo no se evita una interacción, al menos en parte, entre las cenizas del carbón y la biomasa. Cabe señalar que eligiendo adecuadamente el punto de alimentación, el gas puede utilizarse para la realización de una combustión escalonada como método para la reducción de las emisiones de NOx. Tanto en la experiencia llevada a cabo en Zeltweg Power Plant como en Kymijärvi Power Plant se han obtenido disminuciones significativas de estas emisiones⁸.

⁷ El sistema de limpieza se modificó tras una primera fase de pruebas. Actualmente el gas se enfría hasta 450°C y la limpieza se limita a la eliminación de partículas mediante un ciclón (Kwant y Knoef, 2004)

⁸ En Zeltweg Power Plant (Granatstein, 2002) el efecto de reburning que se consiguió con la alimentación del gas en la parte superior de la caldera, supuso una reducción de la solución de amoníaco utilizada en el sistema SNCR de entre el 10 y el 15%. Este valor supone una disminución entre un 3 y un 5% por cada 1% de sustitución de carbón por biomasa en energía. En Kymijärvi Power Plant (Raskin et al, 2001), las emisiones de NOx disminuyeron entre un 5 y un 10%.

2.2.4 Revisión de experiencias.

Una vez conocidas las opciones de co-combustión que se han utilizado en calderas de combustible pulverizado y las particularidades de cada una de ellas, en este apartado se presentan los resultados obtenidos en más de 70 experiencias llevadas a cabo en este tipo de calderas hasta el momento. Aunque algunas de estas experiencias ya se han nombrado e incluso varias se han explicado en el apartado anterior, en este se pretende dar un paso más y presentar de forma ordenada el estado del arte de esta tecnología, haciendo principalmente hincapié en los resultados relativos a la influencia de la co-combustión sobre el comportamiento de caldera.

Como ya se ha señalado, toda la información que se presenta a continuación es el resultado de una amplia recopilación bibliográfica sobre experiencias de co-combustión en calderas de combustible pulverizado. La información sobre las características y resultados obtenidos en las experiencias analizadas se presenta ordenada por países. Se trata, no solo de mostrar la información recopilada sino de organizarla una vez contrastada y conocer cómo ha evolucionado esta tecnología en cada uno de los países estudiados y qué otros parámetros económicos, legislativos y/o sociales han influido en esa evolución.

Durante la realización de esta búsqueda se ha comprobado que mientras existen casos perfectamente documentados, de los que ha sido posible encontrar gran número de datos y resultados, hay otros de los que no se dispone apenas de información e incluso, en ocasiones, esta es contradictoria. Esto es debido en algunos casos a que son experiencias muy recientes, sobre las que no se han publicado todavía resultados, y en otros, a que no se trata realmente de proyectos de investigación sino plantas comerciales de las que su funcionamiento no trasciende al ámbito científico. Todo ello ha supuesto que la información recopilada y, por tanto, la forma de mostrarla, difiera significativamente de unas experiencias a otras. Por otro lado, no hay que olvidar que el objetivo de esta recopilación, en línea con el de la tesis, es conocer cómo han influido las distintas opciones de co-combustión y los tipos de biomasa utilizados en el comportamiento de caldera, por lo que solo se van a presentar aquellas experiencias de las que se ha podido obtener información contrastada al respecto.

Antes de empezar a mostrar la información recopilada, señalar que existe una página web <http://www.ieabcc.nl/database/cofiring.php> (IEA Bioenergy, 2012) donde puede consultarse la base de datos sobre experiencias de co-combustión realizada por IAE Bioenergy dentro de su programa *Task 32: Biomass combustion and co-firing*. Cabe destacar que, aunque para muchas no recoge información tan detallada como la que se muestra en esta tesis, sí que incluye algunas experiencias de las que aquí no se presentan. Resulta también interesante la página <http://www.netbiocof.net/> (Netbiocof, 2011), que corresponde a la "Integrated European Network for Biomass Co-firing", que recoge información diversa sobre esta tecnología, los últimos avances y las líneas futuras, así como sobre el estado del arte en numerosos países y de experiencias en particular.

Volviendo a la revisión que se presenta en este capítulo, se ha obtenido información sobre un total de 77 experiencias de co-combustión realizadas en 64 centrales térmicas, ya que existen varias centrales en las que se ha realizado co-combustión en más de un grupo, y otras en las que en la misma caldera se ha realizado más de una experiencia bien porque se ha cambiado el

combustible renovable, bien porque se ha variado la opción de alimentación. La Figura 2.12, muestra la distribución de estas experiencias en función de la opción de co-combustión.

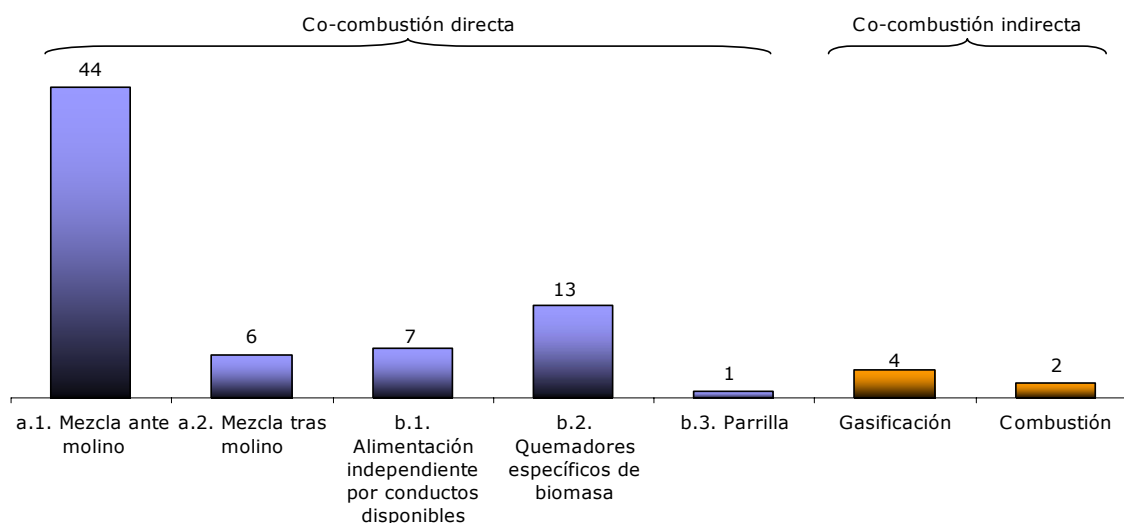


Figura 2.12. Distribución de las experiencias de co-combustión en calderas de combustible pulverizado analizadas en función de la opción de co-combustión.

Según queda reflejado en la figura anterior, más del cincuenta por ciento de estas experiencias han utilizado para la alimentación de la biomasa la opción de mezclar ambos combustibles antes de molino (a.1). Esto se debe a la sencillez de esta opción, que permite alimentar el nuevo combustible sin grandes cambios ni en la planta ni en la operación de la misma y además con muy poca inversión, por lo que, en caso de no seguir adelante, la vuelta a la situación habitual no resulta problemática. Esto ha supuesto que algunas plantas hayan empezado por ella, siempre y cuando las características de la biomasa permitían utilizar los sistemas de molienda existentes sin excesivo peligro de apelmazamientos y/o atascos. De esta forma se consigue comprobar la influencia sobre el funcionamiento de la planta, alimentando conjuntamente los dos combustibles con distintos porcentajes de sustitución y antes de pasar a la instalación definitiva de la co-combustión. En este caso, el uso de una línea de pretratamiento independiente para la biomasa y la instalación de quemadores específicos para su alimentación es la alternativa más extendida (opción b.2.). En esta opción los porcentajes de sustitución son mayores que en la anterior y no supone ninguna interferencia con las líneas de alimentación de carbón. El uso de conductos ya disponibles o de quemadores mixtos (opción b.1), resulta una alternativa más económica, sin embargo no en todas las plantas puede utilizarse esta opción, por lo que está menos extendida. Por último, el número de experiencias de co-combustión indirecta (6) es muy inferior al de directa (71), sin embargo resultan opciones muy adecuadas en el caso de querer trabajar con altos porcentajes de sustitución, por lo que todo parece indicar que pueden llegar a convertirse en la opción a largo plazo.

Por otro lado, los tipos de combustibles utilizados en co-combustión han sido muy variados, desde residuos de poda hasta neumáticos troceados (ver Tabla 2.8). En casi la mitad de las experiencias realizadas se ha usado biomasa residual seca (forestal y poda) bien sola o mezclada con otros tipos. Si se añaden las experiencias en las que se ha utilizado serrín, que puede tener unas características similares a la anterior, el número total sobrepasa el 65%, lo que deja de manifiesto que se trata de una biomasa, además de abundante, adecuada para su aprovechamiento en calderas de combustible pulverizado (fácil pretratamiento y alta densidad energética frente a otras biomásas).

Tabla 2.8. Tipos de biomasa utilizados en co-combustión en calderas de combustible pulverizado.

Tipo de combustible	Número de experiencias que lo han utilizado
Biomasa residual seca (forestal, poda)	34
Lodos (del tratamiento de aguas residuales municipales y/o industriales)	15
Serrín	13
Cultivos energéticos	11
Paja de cereal	9
Residuos industria maderera y/o papelera	7
Residuos de la industria olivarera (orujillo y alperujo)	7
Residuos de la fabricación aceite de palma (hueso de palma)	6
Madera de demolición	2
Otros (neumáticos, RSU, traviesas de ferrocarril, etc.)	7

Resulta llamativo el elevado número de experiencias con lodos de depuradora, sobretodo si se tiene en cuenta su composición y alta contenido en humedad. Hay que señalar al respecto que los porcentajes de sustitución en estas experiencias son, en general, menores que con otros tipos de biomasa y por lo tanto la cantidad total utilizada también. Además la mayoría de estas experiencias se encuentran en Alemania donde la legislación vigente favorece la valorización térmica de estos residuos. En la misma línea, las experiencias con paja se concentran en Dinamarca, donde hay un gran excedente de este recurso y políticas que estimulan su aprovechamiento. Del mismo modo, las experiencias con cultivos energéticos se han llevado a cabo en EE.UU. y en el Reino Unido, países que han puesto en marcha políticas concretas para el fomento del uso de estos combustibles. Como dato curioso, señalar, por último, que tanto las experiencias con residuos de la fabricación del aceite de palma como la mayoría de las de residuos de la industria olivarera se han llevado a cabo en Reino Unido, país que importa estos combustibles para su uso en co-combustión.

La Figura 2.13 muestra la distribución por países de las centrales térmicas con caldera de combustible pulverizado en las que se han llevado a cabo experiencias de co-combustión y sobre las que se ha obtenido información. Puede comprobarse como EE.UU., Reino Unido y Alemania se encuentran a la cabeza en número de experiencias en este tipo de calderas. La información que ha podido encontrarse para EE.UU., con mayor tradición y experiencia en este campo, es mucho más completa que en los otros dos.

Puede sorprender el reducido número de las experiencias llevadas a cabo en países pioneros en esta tecnología y en el uso de la biomasa como Suecia o Finlandia, sin embargo hay que tener en cuenta que se está hablando solo de experiencias en calderas de combustible pulverizado, mientras que en estos países la mayoría se han llevado a cabo en otro tipo de calderas, principalmente de lecho fluido o parrilla (IEA Bioenergy (2012), Hillring (2003), Oravainen (2008)). En el caso particular de Suecia, se une a lo anterior, el hecho de que en muchas de sus instalaciones de co-combustión el combustible principal sea la biomasa, mientras que solo se utiliza un porcentaje menor de combustible fósil. Así por ejemplo, en 2004 los combustibles fósiles utilizados en co-combustión en este país solo supusieron, en promedio, el 16% de la biomasa

(Netbiocof, 2006). Todo ello ha llevado consigo que ninguna de las plantas que realiza co-combustión en Suecia se encuentre dentro del marco definido en esta tesis.

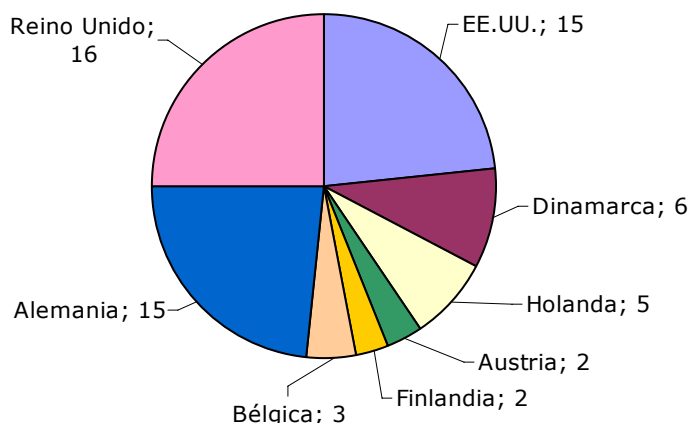


Figura 2.13. Distribución por países de las centrales con caldera de combustible pulverizado analizadas.

Por último señalar que existen experiencias de co-combustión en este tipo de calderas en otros países tales como Australia (Reilly, 2008), Canadá (Madrali, 2008), Italia (Lattanzi et ál., 2010) o Polonia (Zuwala y Sciazko, 2010). Sin embargo, no ha sido posible, en la mayoría de los casos, recopilar información suficiente sobre los resultados obtenidos. La falta de información sobre estas experiencias puede estar relacionada, excepto en el caso de Australia donde sí se han llevado a cabo experiencias de co-combustión desde hace más tiempo (Schuck, 2004), con el hecho de que las iniciativas sean muy recientes y se encuentren todavía en fase experimental. Dado que los datos recopilados, que pueden consultarse en la bibliografía señalada, no aportaban nada nuevo al fin que se pretende con la revisión de experiencias dentro de los objetivos generales de la tesis se ha considerado oportuno no añadirlas.

Toda la información recopilada se ha organizado en las 11 tablas que se muestran a continuación. Cada una de ellas corresponde a todas o parte de las experiencias llevadas a cabo en un mismo país. En primer lugar se muestra la información referente a las experiencias de co-combustión en **EE.UU.** (Tabla 2.9). A continuación, las Tablas 2.10, 2.11, 2.12, 2.13 recogen las de **Dinamarca, Holanda, Austria y Finlandia** respectivamente. Todos ellos son países pioneros en esta tecnología, por lo que existe gran cantidad de publicaciones científicas en las que se describen detalladamente muchas de estas experiencias. Una revisión de las mismas deja de manifiesto como en estos países se han probado todas las opciones de co-combustión y se ha utilizado un amplio abanico de combustibles, e incluso en algunas centrales se ha llevado a cabo ya más de una experiencia. En cada tabla para cada una de las experiencias aparece, si se dispone de los datos, el año en el que se inició la co-combustión, información sobre la propia planta (nombre y propietario de la central, tipo de quemadores, potencia y tipo de combustible fósil), características de la biomasa utilizada (tipo de biomasa, tamaño de partícula y humedad) e información general sobre la co-combustión (tipo de co-combustión, punto de alimentación de la biomasa y porcentaje de sustitución de carbón por biomasa). Con todo ello quedan resumidas las principales características de la iniciativa. Se ha añadido un breve resumen de las incidencias y/o resultados más relevantes, además de cual es el estado actual (si está en operación comercial, en pruebas, si solo se realizó proyecto de demostración, si ha parado la planta etc.).

Tabla 2.9. Resumen de experiencias de co-combustión en EE.UU.

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación (opción)	Biomasa	Carbón	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración	Más información
1990	Jefferies G.St. (Santee Cooper)	Quemadores frontales	165 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Residuos forestales	-	(-- / 4%)	-	<ul style="list-style-type: none"> Molienda: Molinos de martillos. Problemas en la planta a partir del 8% en masa. 	Solo pruebas	Hughes y Tillman (1998) Hughes (2001)
1992	Plant Hammond Unit 1 (Georgia Power Company)	Quemadores frontales	100 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Serrín y residuos de podas	Bituminoso	(11,5% / 6,5%)	(Varios / 19%)	<ul style="list-style-type: none"> Molienda: Disponía de molinos verticales de bolas. No aparecieron cambios en la granulometría del carbón. Aumentó su consumo un 15 %. Emisiones: NOx sin cambios. Las emisiones de SO₂ no variaron debido a fluctuaciones en el contenido de azufre del carbón. Variación del rendimiento de caldera influida por el exceso de aire. 	Solo pruebas	Boylan (1996)
1992	Plant Branch Unit 1 (Southern Company/ Georgia Power Company)	Quemadores frontales	250 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Residuos de empresa maderera	Bituminoso	(--/1%)	(Polvo / <5%)	<ul style="list-style-type: none"> Molienda: La biomasa se mezcla con el carbón en el parque de carbones sin control exacto del porcentaje. Sin problemas en la molienda. No han aparecido problemas de operación, ni variación en las emisiones. Se realizaron pruebas con mayores porcentajes. Aumento de consumo en molinos. 	Operación comercial	IEA Bioenergy (2012)
1993	Kingston Fossil Plant (TVA)	Quemadores tangenciales	200 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Serrín húmedo	Bituminoso	(0 - 5% / 2%)	-	<ul style="list-style-type: none"> Se hicieron pruebas variando el porcentaje de biomasa. Molienda: Disponía de molinos de rodillos. Se comprobó que el tamaño de partícula aumentó a la salida de molino conforme aumentó el porcentaje de biomasa, apareciendo cambios significativos al 5% en masa. Operación: Los problemas en la molienda implicaron pérdidas de rendimiento en caldera. 	Solo pruebas	Hughes (2001) Hughes y Tillman (1998)
1993	Plant Kraft (SEPCO)	Quemadores tangenciales	55 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente a través de una de las filas de quemadores de carbón (b.1)	Serrín seco	Bituminoso	(--/ del 20 al 50%)	-	<ul style="list-style-type: none"> El proyecto tenía como objetivo demostrar la viabilidad de la co-combustión con altos porcentajes. Para la biomasa se utilizaba una de las líneas de alimentación del carbón (con los molinos parados). Todo el carbón se alimentaba por la otra. 	Solo pruebas	Hughes y Tillman (1998) Tillman (2000)
1994	Greenidge St. (NYSEG)	Quemadores tangenciales	108 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente, a través de dos quemadores de carbón modificados (b.1)	Biomasa residual de la industria maderera y serrín	Bituminoso	(30% / 15%)	(1/4" / 10-40%)	<ul style="list-style-type: none"> Pretatamiento: Se disponía en planta de un molino de martillos para el pretratamiento independiente de la biomasa. Emisiones: Sin cambios significativos. Para altos porcentajes el rendimiento de caldera disminuyó un 0,8%. Coste: Entre 300 y 500 \$/kWe. 	Operación comercial	Benjamin (1996) Hughes (2001) Tillman (2000)

Tabla 2.9. (continuación) Resumen de experiencias de co-combustión en EE.UU.

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación (opción)	Biomasa	Carbón	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración	Más información
1995	Shawville G. St. Unit 3 (GPU)	Quemadores tangenciales	190 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Serrín - Residuos de poda - Chopo	Bituminoso	(3% / -)	(1/4" / 40 %)	<ul style="list-style-type: none"> • Molienda: Molinos de rodillos. Tamaño de partícula a la salida no se vio afectado por el nuevo combustible. Prácticamente no aumentó el consumo en los molinos. • Problemas de operación debido a que la temperatura de salida en molinos disminuyó en co-combustión y hacía parar la planta. • No se apreciaron cambios significativos ni en las emisiones ni en el rendimiento de la caldera. 	Solo pruebas	Hunt et ál. (1997) Prinzing y Hunt (1998)
1995	Shawville G. St. Unit 2 (GPU)	Quemadores frontales	138 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Serrín - Residuos de poda - Chopo	Bituminoso	(3% / -)	(1/4" / 40 %)	<ul style="list-style-type: none"> • Molienda: Molinos verticales de bolas. Tamaño de partícula a la salida no se vio afectado por el nuevo combustible. Aumento del consumo de los molinos. • Disminución de la carga debido a que los alimentadores a molinos no tenían capacidad suficiente incluso a máxima velocidad. • No se apreciaron cambios significativos ni en las emisiones ni en el rendimiento de la caldera. 	Solo pruebas	Hughes y Tillman (1998) Hughes (2001)
1996	Blount St. (MG&E)	Quemadores frontales	50 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Inyectores para biomasa (b.2)	Switchgrass	Bituminoso	(7÷15% / 4÷10%)	(≈ 2,5 cm / 12%)	<ul style="list-style-type: none"> • La biomasa se pretrataba en planta. • Disminución del rendimiento debido al incremento de la temperatura de gases y al hidrógeno de la biomasa. • No se apreció un incremento de los problemas asociados a slagging o fouling. • Disminución de un 20% en las emisiones de NOx que pudo estar relacionada con la alimentación de la biomasa usando aire frío. 	Operación comercial	Aerts et ál. (1997) Hughes (2001)
1996	Seward Generating St. (GPU)	Quemadores frontales	32 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente, a través de conductos disponibles en quemadores de carbón (b.1)	Serrín	-	(15% / 7%)	(1/4" / 40%)	<ul style="list-style-type: none"> • El proyecto tuvo una primera fase de pruebas con el mismo tipo de biomasa a distintos porcentajes y humedad. • Resultados positivos respecto al sistema de alimentación, el rendimiento y las emisiones. • Instalación de demostración: Leve influencia sobre el rendimiento. Reducción significativa de los NOx. 	Planta cerró	Battista Jr. et ál. (2000) Hughes (2001)
1996	Ottumwa G. St. (Alliant Energy)	Quemadores tangenciales	726 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente Quemadores específicos (b.2)	Switchgrass	Sub-bituminoso	(--/ del 2 al 3%)	(3x25 mm / 11%)	<ul style="list-style-type: none"> • Se trata de un proyecto de investigación (1996-2006) que incluye también la parte de logística del combustible. • Basado en la experiencia de Studstrup (Dinamarca). • La biomasa se inyecta entre la tercera y la cuarta fila (de siete) de carbón, en dos esquinas opuestas. • Sin cambios en el rendimiento de caldera. • Emisiones: NOx sin cambios. El SO₂ disminuyó por encima del porcentaje de sustitución. • Un alto porcentaje de los nudos aparecieron en las escorias debido a que no pudieron quemarse en suspensión. 	Operación comercial	Tillman (2000) Miles (2004) Chariton Valley (2012)

Tabla 2.9. (continuación) Resumen de experiencias de co-combustión en EE.UU.

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación	Biomasa	Carbón	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración	Más información
1997	Colbert Fossil Plant (TVA)	Quemadores frontales	190 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Biomasa residual de industria maderera y serrín	Bituminoso	(4% / 2%)	-	<ul style="list-style-type: none"> • Molienda: Molinos verticales de bolas. Sin cambios en la distribución granulométrica. Aumento de consumo y de velocidad del alimentador. • Debido a los bajos porcentajes los impactos en el rendimiento de caldera y en las emisiones fueron mínimos. • Los buenos resultados de las pruebas han llevado a la implantación comercial. 	Co-combustión si tiene recursos	Hughes (2001) Rollins et ál. (1998)
1998	McIntosh Power Plant Unit 3 (Lakeland Electric)	Quemadores frontales	365 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente, a través de puertos libres de una experiencia anterior (b.2)	Eucalipto, biomasa residual	Bituminoso	(--/5%)	(- / 50%)	<ul style="list-style-type: none"> • Se utilizó para la alimentación de biomasa puertos libre de una experiencia anterior con RDF que estaban situados sobre los quemadores de carbón. • Tenía dispuesta una parrilla en la parte inferior con objeto de recoger las partículas que no se habían quemado en suspensión. • El rendimiento disminuyó debido al alto porcentaje de humedad de la biomasa y al aumento del exceso de aire. • No se detectaron problemas por ensuciamiento durante las pruebas. 	Solo pruebas	Treepower (2012)
1999	Durkirk St. Plant (NRG Energy)	Quemadores tangenciales	90 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente Quemadores de biomasa situados en los antiguos de gas-oil (b.2)	Sauce y biomasa residual	Bituminoso	(--/10%)	(1/8" / -)	<ul style="list-style-type: none"> • Se realizaron pruebas previas en 1997 en las que la biomasa se alimentaba por un único puerto en una de las esquinas, entre los quemadores de carbón. • No se detectaron cambios significativos en la operación de la planta. • Se incluye dentro de un proyecto para la promoción de los cultivos energéticos. 	Operación comercial	Antares Group (1996)
2000	Albright G. St. (Allegheny Energy Suply)	Quemadores tangenciales	140 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Inyectores especiales para la biomasa en el centro de las filas de quemadores de carbón. (b.2)	Serrín	-	(10% / 5%)	(1/4" / 40%)	<ul style="list-style-type: none"> • Se aprovechó la instalación de pretratamiento y almacenaje de la biomasa de la experiencia en Seward G. St. • La planta dispone de un sistema de combustión escalonada (SOFA). La volatilidad de la biomasa mejoró el funcionamiento del sistema. Las emisiones de NOx disminuyeron un 15% para un 5% de sustitución en energía. • Reducción de Hg debido al menor contenido de la biomasa. • Sin influencia sobre CO y partículas. 	En pruebas	Hughes (2001) Payette et al, (2002) Tillman et ál. (2003)
2001	Gadsden (Southern Compalny)	Quemadores tangenciales	70 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente Quemadores especiales para la biomasa (b.2)	Switchgrass	Bituminoso	(-- /10%)	(1/2÷3/4" - 25÷35%)	<ul style="list-style-type: none"> • El proyecto incluía también la logística del combustible. • Los quemadores se instalaron entre la fila superior e intermedia de los de carbón, en dos esquinas opuestas. • Sin cambios significativos en las emisiones. • El rendimiento de caldera disminuyó debido al aumento de las pérdidas en gases por el aire de alimentación de la biomasa y por la mayor humedad y contenido en hidrógeno de la biomasa. Los inquemados disminuyeron. 	Pruebas	Boylan et ál. (2000) Zemo et ál. (2002)

Tabla 2.10. Resumen de experiencias de co-combustión en Dinamarca.

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación (opción)	Biomasa	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración	Más información
1991	Vejen Heat and Power Station (ELSAM)	Pulverizado	2 MWe / 9MWth	DIRECTA	Alimentación independiente. Parrilla y quemador de cigarro (b.2)	Madera, RSU y paja	-	-	<ul style="list-style-type: none"> Adaptó distintos sistemas de alimentación en función del combustible utilizado. 	Ahora planta de tratamiento de RSU	Raven (2005)
1993	Vestkraft Power Station (ELSAM)	Quemadores frontales	150 MWe	DIRECTA	Alim. independiente. Dos quemadores de carbón por dos para biomasa (b.2)	Paja	(-- / 10%)	-	<ul style="list-style-type: none"> Para porcentajes de sustitución de hasta el 10%, se presentaron menos problemas de corrosión y ensuciamiento de los esperados a priori. 	-	Petersen y Hansen (1994) Hansen et ál. (1998) Raven (2005)
1994	Ensted Power Plant (ELSAM)	Calderas de parrilla para la biomasa - Pulverizado para carbón	660 MWe	INDIRECTA	Dos calderas independientes con integración del ciclo de vapor (d)	Madera y paja	40 MWe con biomasa	-	<ul style="list-style-type: none"> La caldera de biomasa está formada a su vez por dos calderas de parrilla consecutivas: La primera para la paja y una segunda, que trabaja a mayor temperatura, para la madera. Problemas en el sistema de alimentación de la paja. Problemas por ensuciamiento (slagging y fouling) aun utilizando la madera para la obtención del vapor a alta temperatura. 	Operación comercial	Caddet (2000a) Raven (2005)
1994	Amager (Unit 3) (ELKRAFT)	Quemadores enfrentados	250 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Pellets de paja	(--/ del 10 al 20%)	(Ø 8 mm / 10%)	<ul style="list-style-type: none"> Molienda: Molinos de rodillos. Se aumentó la velocidad de alimentación, sin problemas de atascos. Variación en la distribución granulométrica. Las pruebas fueron demasiado cortas para llegar a evaluar corrosión. Emisiones: Disminución significativa de NOx y SO₂. Influencia sobre desulfuración y precipitadores: Sin cambios aparentes, aunque las pruebas fueron cortas. No viable económicamente debido al coste del combustible. 	Solo pruebas	Pedersen et ál. (1996) Raven (2005)
1996	Studstrup (Unit 1) (ELSAM)	Quemadores frontales	150 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Cuatro quemadores mixtos (b.1)	Paja	(--/ del 0 al 20%)	(30x50 mm / 12%)	<ul style="list-style-type: none"> Funcionó en co-combustión durante dos años. Sin cambios en el rendimiento de caldera. Sin aumento de corrosión al 10% de biomasa. Riesgo de slagging. Emisiones: Disminución significativa de SO₂ y aumento de HCl. Variación en la composición de cenizas. 	Planta parada	Hansen et ál. (1998) Wieck-Hansen et ál. (2000) Raven (2005)
2002	Studstrup (Unit 4) (ELSAM)	Quemadores enfrentados	350 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Cuatro quemadores mixtos (b.1)	Paja	(--/10%)	(50 mm / 14%)	<ul style="list-style-type: none"> Basada en la experiencia adquirida en la unidad 1. Se ha conseguido un funcionamiento adecuado de la planta de pretratamiento de la paja. No se ha detectado incremento en la depósitos (slagging y fouling) ni de corrosión. Las emisiones de NOx sin cambios. No se ha detectado desactivación de los catalizadores de SCR para un 7% de biomasa. Cenizas: cumple la nueva normativa para su uso en cementeras. 	Operación comercial	Overgaard et ál. (2004) Sander (2004) Raven (2005)
2002	Avedore (Unit 2) (ELKRAFT)	Caldera de parrilla Multifuel	585 MWe	INDIRECTA	Dos calderas independientes con integración del ciclo de vapor (d)	Paja y pellets de madera	40 MWe	-	<ul style="list-style-type: none"> Se trata de una planta de nueva construcción y alta eficiencia. Caldera principal de 430 MWe multifuel (gas natural, carbón o fuel) y pellets de madera (co-combustión directa). Caldera independiente para paja de 40 MWe. Dos turbinas de gas para cargas punta y precalentar el agua de alimentación. Todo el vapor se aprovecha en una única turbina de vapor. Los excedentes de calor se usan para calefacción de distrito para Copenague. 	Operación comercial	Veijonen et ál. (2003) Noppenau (2003) Raven (2005)
2005	Studstrup (Unit 3)	Quemadores enfrentados	350 MWe	DIRECTA	Alim. independiente. Quemadores mixtos (b.1)	Paja	(--/10%)	(50 mm / 14%)	<ul style="list-style-type: none"> Experiencia gemela a Studstrup (Unit 4). 	Operación comercial	Friborg et ál. (2005)

Tabla 2.11. Resumen de experiencias de co-combustión en Holanda.

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación (opción)	Biomasa / Carbón	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración / estado actual	Más información
1995	Gelderland Unit 13 (Electrabel)	Quemadores enfrentados	600 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Quemadores específicos (b.2)	Madera de demolición / Bituminoso	(-- / 3%)	(800µm / 8%)	<ul style="list-style-type: none"> La biomasa llega en astillas de un tamaño inferior a 3 cm y al 20% de humedad. En la planta se pretrata hasta las condiciones de alimentación. Costes de operación elevados. Se instalaron cuatro quemadores situados en la parte inferior de la caldera. Problema: Incremento de inquemados en escorias. 	Ya no se utiliza este sistema	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001) Caddet (2000b) Konings (2003) Raven (2005)
					Mezcla con carbón tras molinos (a.2)		(-- / 3%)	-	<ul style="list-style-type: none"> El aumento de inquemados hizo desestimar la primera opción. Rediseño de la instalación de pretratamiento. Se han realizado pruebas con otros tipos de biomasa residual y para mayores porcentajes de sustitución (hasta 10% en masa). 	Operación comercial	
1995	Maasvkajte 1 (EON)	Quemadores tangenciales	518 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Quemadores específicos (b.2)	Residuos orgánicos líquidos / Bituminoso	(1% / --)	-	<ul style="list-style-type: none"> Problemas con los compuestos de Mo. 	Operación comercial	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001)
1998	Maasvkajte 2 (EON)	Quemadores tangenciales	518 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Pellets / Bituminoso	(5% / --)	(- / 40%)	<ul style="list-style-type: none"> Los pellets se obtienen con un 60% de residuos de papelera, 24% residuos industria maderera y 16% compost. Planta de producción de pellets instalada junto a la central. No aparecieron problemas en el sistema de molienda. Sin variación en las emisiones. Sin cambios en las propiedades de los subproductos (cenizas, escorias y yeso). Analizando la influencia sobre el catalizador de la planta SCR 	Operación comercial	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001) Konings (2003) Raven (2005)
1996	Borssele 12 (EPZ)	Quemadores tangenciales	420 MWe	DIRECTA	Alimentación independiente. Quemador específico (b.2)	Gas proveniente del proceso de producción del fósforo	(--/3,5%)	-	<ul style="list-style-type: none"> El gas (CO y H₄ principalmente) se produce en una planta cercana a la central. El aprovechamiento de este gas en co-combustión supone una disminución de emisiones en la zona. El gas no puede ser almacenado por lo que debe utilizarse cuando lo suministran (por la noche). No se han detectado cambios en las cenizas porque la cantidad de fósforo en el gas es despreciable. 	Operación comercial	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001)
					Mezcla ante molinos (a.1)	Lodos depuradora y papeleras. Biomasa residual	(5%/3%)	-	<ul style="list-style-type: none"> También se han realizado pruebas con pretratamiento y alimentación independiente de la biomasa. 	Operación comercial	
1996	Hemweg centrale (NUON)	Quemadores frontales	630 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Lodos de depuradora secos	(6%/3%)	(- / 10%)	<ul style="list-style-type: none"> Los lodos provenían de plantas de secado cercanas a la central. Aparecieron problemas por autoignición y formación de nubes de polvo tóxicas en la zona de almacenamiento. Sin cambios significativos en el funcionamiento de los molinos ni de la caldera. Aumento de las emisiones de SO₂ y Hg. No varió la composición de cenizas y escorias que siguieron vendiéndose al mismo mercado. 	Solo pruebas durante un año	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001) Raven (2005)
1997	Amer 8 - (Essent)	Quemadores tangenciales	645 MWe	DIRECTA	Mezcla ante molinos (a.1)	Lodos de papelera	(3% / 0,3%)	(- / 50%)	<ul style="list-style-type: none"> El alto porcentaje en humedad de los lodos (50%) dificulta el funcionamiento del sistema de alimentación de la biomasa. 	Operación comercial	Beekes et ál. (1998) Van Ree et ál. (2001)
1998	Amer 9 - (Essent)	Quemadores tangenciales	600 MWe	INDIRECTA	Gasificación previa de la biomasa con limpieza de gases en frío (e)	Madera de demolición	(--/5%)		<ul style="list-style-type: none"> Gasificador de 80 MWth (29 MWe). La limpieza en frío supone una baja eficiencia de transformación. Se consigue una separación total de los combustibles. El coste es muy elevado (1250-1400 €/kWe). Los problemas del sistema de limpieza han obligado a cambiarlo, dejando solamente la eliminación de partículas. 	Operación comercial	Willeboer (1998) Willeboer (2000) Konings (2003) Kwant y Knoef (2004)

Tabla 2.12. Resumen de experiencias de co-combustión en Austria

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación	Biomasa	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración / estado actual	Más información
1994	St. Ändra (Verbund Group)	Quemadores tangenciales	124 MWe	DIRECTA	Parrilla en la parte inferior de la caldera (b.3)	Serrín, corteza y astillas de madera	(3% / -)	(300 mm / 50%)	<ul style="list-style-type: none"> • Instalación de dos parrillas móviles de 5MWth cada una. • La biomasa se alimenta con poco pretratamiento. • Problemas en el sistema de alimentación debido a las impurezas de la biomasa. • Sin problemas en la operación de caldera. • Inquemados en escorias < 5%. • Se aprovechó la instalación de alimentación de otra planta lo que disminuyó los costes del proyecto. 	Funcionamiento en co-combustión hasta 2004 que cerró la planta	Simader y Moritz (1999a)
1997	Zeltweg Power Plant (Verbund Group)	Quemadores tangenciales	137 MWe	INDIRECTA	Gasificación previa de la biomasa. Alimentación por la parte superior de la caldera (d)	Serrín, corteza, traviesas de ferrocarril, residuos de madera	(- / 3%)	(30x100x100 / 70%)	<ul style="list-style-type: none"> • Flexibilidad en el tipo de combustible. • Gasificador de 10MWt. • Gasificación parcial de la biomasa: Gas pobre (2,55 MJ/m³N) con arrastre de partículas (200 µm). • Sin limpieza de gases. • El gasificador se encuentra ubicado a 20 m del edificio de caldera. • El gas se alimentaba por unos quemadores especiales situados encima de los de carbón. • Sin influencia sobre la operación de caldera. • Importante disminución de las emisiones de NOx debido al efecto de reburning. 	Funcionamiento en co-combustión hasta 2001 que cerró la planta	Mory y Zotter (1998) Simader y Moritz (1999b) Granatstein (2002)

Tabla 2.13. Resumen de experiencias de co-combustión en Finlandia

Año de inicio	Planta - Propietario	Tipo de Caldera	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación	Biomasa	Porcentaje sustitución (masa/energía)	Tamaño partícula/humedad	Datos relevantes y resultados	Duración / estado actual	Más información
1998	Kymijärvi (Lahden Lämpövoima Oy)	Quemadores enfrentados	167 MWe - 240 MWt	INDIRECTA	Gasificación previa de la biomasa. Alimentación por la parte inferior de la caldera (d)	Biomasa residual REF Neumáticos	(-- / 15%)	(- / 45 ÷ 58%)	<ul style="list-style-type: none"> • El gas producido en el gasificador equivale a 35-55 MWt en función de la humedad de la biomasa utilizada. • Supone realmente la sustitución del 30% del carbón. • No existe limpieza de gases antes de introducirlos a caldera. • Sin cambios significativos en la operación de la planta • Importante disminución de NOx. 	Operación comercial	Nieminen y Kivela (1998) Järvinen (1999) Raskin et ál. (2001)
1999	Naantali-3 (FORTUM)	Quemadores tangenciales	315 MWth	DIRECTA	Mezcla ante molinos (b.1)	Serrín de pino	(- / 4%)	(> 10 mm / 65%)	<ul style="list-style-type: none"> • Planta CHP: 79 MWe, 124 MW calor de distrito, 70 MW de vapor. • Entre 1999 y 2000 campaña de pruebas variando el porcentaje de sustitución entre el 2,5 y el 8% en energía. • Difícil control de la proporción de biomasa al realizarse la mezcla en el parque de carbones. • Con porcentajes mayores del 4% en energía el sistema de molienda no tiene capacidad para el secado de la biomasa y la granulometría a la salida varía. • Sin cambios en el comportamiento de caldera. • Los precipitadores y la planta de desulfuración funcionaban correctamente. • Actualmente en operación comercial con un porcentaje de sustitución del 4% en energía. 	Operación comercial	Savolainen (2003) Oravainen (2008)

En **Bélgica**, al igual que ha ocurrido en otros países, el despegue de la biomasa y su uso en co-combustión ha estado ligado a la puesta en marcha, por parte del gobierno, de incentivos para la electricidad producida a partir de fuentes de energía renovables, en este caso utilizando el mecanismo de los denominados "certificados verdes"⁹.

La Tabla 2.14 recoge las experiencias llevadas a cabo en varios grupos de cuatro centrales térmicas en este país (Savat (2006), Ryckmans (2006)).

Tabla 2.14. Resumen de experiencias de co-combustión en Bélgica.

Planta – Propietario	Potencia	Tipo de co-combustión	Punto de alimentación (opción)	Biomasa	Porcentaje de sustitución (masa/energía)	Datos relevantes y resultados	Duración
Ruien 3 y 4 (Electrabel)	130 MWe	DIRECTA	Mezcla con carbón tras molinos (a.2)	Residuos de la industria de la madera.	(10 % / -)	<ul style="list-style-type: none"> • Sin efecto negativo sobre la operación de la planta. • Ligera disminución de las emisiones (menor contenido en cenizas, azufre y nitrógeno). • Se pretende aumentar el porcentaje de sustitución hasta el 30%. 	Operación comercial
			Mezcla ante molinos (a.1)	Hueso de oliva	(5% / -)	<ul style="list-style-type: none"> • La experiencia no fue positiva. • Biomasa con alto contenido en K y Cl. • Problemas en la molienda. • Complicado realizar una mezcla homogénea con el carbón. 	Se dejó de utilizar en 2005
Rodenhuize 4 (Electrabel)	285 MWe	DIRECTA	Mezcla con carbón tras molinos (a.2)	Pellets de madera	(- / 30 %)	<ul style="list-style-type: none"> • Se utiliza un molino de martillos para la biomasa. • Tamaño de partícula 1,5mm. • Se alimenta por la fila intermedia de quemadores. • 80 MWe con biomasa 	Operación comercial
			Mezcla ante molinos (a.1)	Hueso de oliva		Idem a Ruien 3 y 4	Se dejó de utilizar en 2005
Langerlo 1y2 (Electrabel)	225 MWe	DIRECTA	Mezcla con carbón tras molinos (a.2)	Serrín	(- / 10%)		Operación comercial
			Mezcla ante molinos (a.1)	Hueso de oliva	(5% / -)	Idem a Ruien 3 y 4	Se dejó de utilizar en 2005
			Mezcla ante molinos (a.1)	Lodos de depuradora	(3÷4% / 2%)	<ul style="list-style-type: none"> • La planta cuenta con un sistema de limpieza de gases completo (precipitadores, DeNOx, desulfuración). • Sin problemas en la molienda. • Sin problemas en la operación de caldera. • No aumentó la desactivación del catalizador. • Se mantiene el mismo uso para las cenizas. 	Operación comercial
Ruien 5 (Electrabel)	200 MWe (con carbón)	DIRECTA	Mezcla con carbón tras molinos (a.2)	Residuos de la industria maderera	(- / -)	Idem a Ruien 3 y 4	Operación comercial
		INDIRECTA	Gasificación previa de la biomasa. Alimentación por la parte inferior (e)	Astillas de madera	(-- / 8÷12%)	<ul style="list-style-type: none"> • Experiencia gemela a la llevada a cabo en Kymijärvi. • Gasificador de 50 a 70 MWt (17÷24 MWe) según humedad de la biomasa (50÷25%). • Problemas iniciales en el funcionamiento del gasificador. 	Operación comercial

⁹ El sistema de cuotas o certificados verdes se caracteriza por la obligación legal de que un determinado porcentaje o cuota del suministro o producción de electricidad provenga de fuentes de energía renovables, dejando la fijación de su precio en manos del mercado. Los sujetos obligados por la cuota deberán demostrar su cumplimiento mediante la entrega de suficientes certificados verdes, de forma que uno de estos certificados equivale, habitualmente, a un MWh renovable (APPA, 2005). Este sistema se está utilizando, adaptado a las características de cada país, en Bélgica, Suecia o Reino Unido (ROCs).

En todas las experiencias mostradas en la tabla anterior se ha trabajado con:

- Madera mezclada con el carbón tras molino. Dicho combustible o bien se recibía ya como serrín y se alimentaba directamente, o bien se pretrataba en planta antes de mezclarlo. En todos los grupos la co-combustión sigue en operación comercial.
- Hueso de oliva mezclado con el carbón antes de molino: Se trata de una biomasa con alto contenido en K y Cl, lo que ha supuesto problemas de ensuciamiento. Además, los molinos de carbón no han resultado adecuados para su procesamiento. En todos los casos se dejó de utilizar este combustible en 2005 tras llevar a cabo varias campañas de pruebas.

En los grupos 1 y 2 de la central de Largelo se están utilizando lodos de depuradora (Savat, 2006) y en el grupo 5 de la planta de Ruien se ha instalado un gasificador para la biomasa, idéntico al utilizado en Kymijävi (Finlandia), para realizar co-combustión indirecta (Savat (2003), Van Dijen (2006)).

La bibliografía consultada en relación a las experiencias llevadas a cabo en **Alemania**, coincide en dividirlas en dos grandes grupos en función del tipo de combustible utilizado (Hein et ál. (2000), Richers et ál. (2002)):

- El primero correspondería a plantas en las que se han utilizado lodos provenientes principalmente del tratamiento de aguas residuales municipales (Tabla 2.15). La co-combustión se considera como un tratamiento térmico de estos lodos, alternativo a la incineración, y su suministro viene organizado por las propias autoridades municipales encargadas de la gestión. La forma de alimentar este tipo de biomasa puede ser o mezclada con el carbón antes de los molinos, cuando se trata de lodos deshidratados, o bombeados directamente al molino sin mezcla previa de los combustibles, si son lodos sin deshidratar. Esta última opción resulta a veces problemática debido a que no permite la homogenización de la mezcla, lo que supone un funcionamiento irregular del molino (Vattenfall Europe, 2006). Aunque con el fin de minimizar las incidencias sobre la planta se trabaja con porcentajes de sustitución bajos, el aprovechamiento de este tipo de biomasa no resulta sencillo. Así, por ejemplo, su alto contenido en cenizas (entre 5 y 8 veces más que el carbón) supone un incremento del caudal de cenizas volantes que deben tratarse, además de que pueden aparecer problemas de erosión en la zona convectiva de la caldera (Richers et ál., 2002). Por otro lado el contenido en azufre es algo superior al del carbón, lo que también puede influir negativamente sobre las emisiones de SO₂.
- El segundo tipo de instalaciones de co-combustión en **Alemania** incluiría a aquellas que han utilizado biomasa residual seca (forestal, paja y residuos de la industria maderera). La Tabla 2.16 recoge información sobre las experiencias llevadas a cabo en centrales con calderas de combustible pulverizado. En todos estos casos dicha biomasa se ha mezclado con el carbón antes de molinos. El principal obstáculo para la puesta en marcha de este tipo de instalaciones es la falta de un suministro garantizado del combustible, lo que hace muy difícil la operación comercial de la planta (Richers et ál., 2002). Se han utilizado en co-combustión otros residuos en zonas o momentos concretos con el fin de conseguir su valorización pero existe muy poca información al respecto.

Tabla 2.15. Resumen de experiencias de co-combustión con lodos de depuradora en Alemania.

Año	Planta – Propietario	Potencia	Punto de alimentación	Biomasa	Carbón	Porcentaje de sustitución (masa/energía)	Duración
1999	Boxberg III (VEAG)	2x500 MWe	Alimentación al molino (a.1)	Lodos de depuradora deshidratados	Lignito	(3% / 1%)	Operación comercial
1998	Buschhaus (BKB)	930 MWth	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Lodos de depuradora secos	Lignito	(5% / 5%)	Operación comercial
1989	Farge Bremen (Preussen Elektra)	356 MWe	Alimentación a molinos (a.1)	Lodos de depuradora deshidratados	Antracita	(9%/0,5%)	Permiso pero todavía no en operación
1998	Heilbronn (EnBW)	1.933 MWth	Mezcla con carbón ante molinos y alimentación directa a molinos (a.1)	Lodos de depuradora secos y deshidratados al porcentaje total definido.	Antracita	(4%/1,1%)	Operación comercial
1998	Karlsruhe RDK (En BW)	1280 MWth	Alimentación a molinos (a.1)	Lodos de depuradora deshidratados	Antracita	(1,25% / 0,07%)	Solo pruebas
1989	Voerde STEAG	350 MWe		Lodos de depuradora secos	Antracita	(- / 20%)	Solo pruebas
1996	Weier II (SaarEnergie)	195 MWth	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Lodos de depuradora secos	Antracita	(5%/3,5%)	Operación comercial
1996	Wahlheim Neckarwerke	382 MWth		Lodos de depuradora secos	Antracita	(12,5%/5%)	Solo pruebas
2000	Weisweiler RWE	913 MWth	Alimentación a molinos (a.1)	Lodos de depuradora deshidratados	Lignito	(7,5%/1%)	Operación comercial
1999	Zolling Bayernwerke	1.080 MWth	Alimentación a molinos (a.1)	Lodos de depuradora deshidratados	Antracita	(9,6%/2,76%)	Operación comercial

Tabla 2.16. Resumen de experiencias de co-combustión con biomasa residual seca en Alemania.

Año	Planta – Propietario	Potencia	Punto de alimentación	Biomasa	Tamaño partícula / Humedad	Datos relevantes	Duración	Referencia
1993	Lübbenau - (VEAG)	100 MWe	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Astillas de madera	(- / -)	<ul style="list-style-type: none"> ● Porcentaje de sustitución 7% en masa. ● Aumento del consumo de los molinos. ● Aumento de inquemados en escorias. 	Solo pruebas	Bauer (1995)
1996	Schwandorf Bayernwerke (Block B)	108 MWe	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Paja	(- / 12-14%)	<ul style="list-style-type: none"> ● Se trabajó con porcentajes superiores al 20% en energía. ● Para porcentajes mayores del 10% aumento de granulometría del carbón. ● Sin problemas significativos por ensuciamiento. ● Emisiones sin cambios ● El rendimiento de caldera disminuyó porque aumentó la temperatura de gases. 	Prueba. Grupo parado en la actualidad	Dietl y Schmidt (1999) Brökeland (1999)
1999	Schwandorf Bayernwerke (Block D)	316 MWe	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Madera residual		<ul style="list-style-type: none"> ● A partir de los buenos resultados en el grupo B se pidió permiso para operar en este otro grupo. 	Operación comercial	Brökeland (1999)
2000	Schwarze Pumpe Power Plant (VEAG)	2x800 MWe	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Astillas de madera - Residuos de industria papelera	(<20mm/ 44%)	<ul style="list-style-type: none"> ● Porcentaje de sustitución 5% en masa. ● Molienda: No aparecieron cambios ni en el funciona-miento ni en la granulometría a la salida. ● Sin influencia en los parámetros de funcionamiento de la caldera. ● Sin cambios significativos en las emisiones. 	Operación comercial	Kirmse y Krautz (2002)
2000	Janschwalde (VEAG)	6 x 500 MWe	Mezcla con carbón ante molinos (a.1)	Madera residual	(- / -)		Pruebas	Richers et ál. (2002)
				Pellets de RDF	(<25mm/ 5%)	<ul style="list-style-type: none"> ● Sin problemas en la molienda. ● Sin cambios significativos en el funcionamiento de la planta de desulfuración. 	Pruebas	Vattenfal Europe

Otro país en el que la co-combustión ha tenido un fuerte desarrollo en los últimos años ha sido el **Reino Unido**. Este ha estado ligado directamente a la puesta en marcha en 2002 de The Renewables Obligation Certificates (ROCs) (Perry y Rosillo-Calle, 2006). Como ya se ha señalado en el caso de Bélgica, con este sistema los suministradores de energía eléctrica están obligados a garantizar que un porcentaje de su energía haya sido generada a partir de recursos renovables. El hecho de que el uso de biomasa en co-combustión esté incluido dentro de las actividades que proporcionan este tipo de certificados ha supuesto que, desde 2002 en el que solo existían dos plantas que hubieran utilizado esta tecnología, se haya probado prácticamente en todas las plantas del país (IPA Energy Consulting y MitsuiBabcock, 2006). En 2006, se había operado ya en co-combustión en las dieciséis plantas de generación de energía con carbón más importantes de Reino Unido (Tabla 2.8), con un porcentaje de sustitución promedio del 6% en energía (Livingston, 2006).

En general, la puesta en marcha de la co-combustión en estas plantas está siguiendo dos fases. En una primera, se ha realizado en todas ellas co-combustión directa mezclando la biomasa con el carbón antes de molinos. La razón principal que motivó el uso de esta forma de co-combustión fue que permitía una rápida implantación, por lo que la planta podía beneficiarse inmediatamente de los ROCs. Este hecho fue determinante si se tiene en cuenta que la máxima participación posible de la co-combustión en estos certificados iba a ir disminuyendo desde el 25% para el periodo 2002-05 hasta el cero en 2016 (IPA Energy Consulting y MitsuiBabcock, 2006). Además, la alimentación conjunta a través de los molinos de carbón suponía una inversión inicial baja y pocos cambios en la planta origen lo que permitiría volver al funcionamiento habitual cuando no se dispusiera de combustible.

El tipo de biomasa utilizado, según puede verse en la Tabla 2.8, ha sido principalmente: madera (serrín y pellets), residuos de la industria olivarera y de la fabricación de aceite de palma, residuos de cereal y RDF. De estas biomásas, casi el 80% se importa de países como Suecia, España, Grecia, Italia e Indonesia (Woods et ál., 2006). Se ha trabajado con bajos porcentajes de sustitución, que han venido fijados en algunos casos por el gran tamaño de la planta origen, aunque la causa principal ha sido las limitaciones en el sistema de molienda (cambios en el funcionamiento de los molinos, acumulación de biomasa en los mismos, problemas de autoignición etc. (Livingston, 2006)). Por el contrario, estos bajos porcentajes unidos al tipo de combustible utilizado en la mayoría de las plantas, han supuesto que la influencia de la co-combustión sobre el comportamiento de la caldera haya sido prácticamente nula (IPA Energy Consulting y MitsuiBabcock, 2006).

Con el fin de aumentar el porcentaje de sustitución y utilizar otros tipos de biomasa que permitan seguir obteniendo los certificados (es el caso de los cultivos energéticos¹⁰), algunas plantas de Reino Unido han iniciado ya una segunda fase en la que se está optando por la alimentación de la biomasa a través de las propias líneas del carbón pero realizando la mezcla de los combustibles tras molinos (Drax (Kiel, 2008)) o totalmente independiente, instalando inyectores o quemadores exclusivos para la biomasa (Aberthaw Power Station (Marsh et ál., 2008), Fiddler's Ferry (Waldron y Saimbi, 2006), Ferribridge Power St. (Wynn, 2008)).

¹⁰ Con el fin de fomentar el uso de los cultivos energéticos, otra de las medidas puesta en marcha en el Reino Unido es que, a partir de 2009, para que una instalación de co-combustión permita obtener ROCs es necesario que un porcentaje de la biomasa utilizada sea de este tipo (Perry y Rosillo-Calle, 2006)

Tabla 2.17. Resumen de experiencias de co-combustión en Reino Unido.

Planta - Propietario	Potencia (MWe)	Punto de alimentación	Biomasa	Porcentaje de sustitución (masa/energía)	Duración / estado actual
Aberthaw (RWE npower)	1455	Inyectores en la pared frontal (b.2)	Madera - Serrín	(- / 5%)	Operación comercial
Alcan Lynmouth (Alcan)	420	Mezcla ante molino (a.1)	Madera	-	-
Cockenzie (Scottish Power)	1200	Mezcla ante molino (a.1)	Pellets de madera	-	Operación comercial
Cottam (EdF)	2000	Mezcla ante molino (a.1)	Residuos de la industria olivarera, madera, cultivo energético	(- / 5%)	Operación comercial
Didcot (RWE npower)	2100	Mezcla ante molino (a.1)	Madera, cultivos energéticos	(- / 2%)	Operación comercial
Drax (Drax Power)	4000	Mezcla tras molino (a.2)	Cultivos energéticos, pellets de madera	(- / 10%)	Operación comercial
Eggborough (British Energy)	1960	Mezcla ante molino (a.1)	Hueso de palma	(- / 3,5%)	Operación comercial
Ferrybridge (SSE)	2035	Quemadores independientes (b.2)	Madera, residuos de la industria olivarera, hueso de palma	(- / 10%)	Operación comercial
Fiddlers Ferry (SSE)	1995	Quemadores independientes (b.2)	Madera, residuos de la industria olivarera, hueso de palma	(- / 10%)	Operación comercial
Ironbridge (E.on UK)	970	Mezcla ante molino (a.1)	Astillas de madera, hueso de palma	(10% / -)	Operación comercial
Kingsnorth (E.on UK)	2034	Mezcla ante molino (a.1)	Residuos de cereal	-	Operación comercial
Longannet (Scottish Power)	2400	Mezcla ante molino (a.1)	Lodos de depuradora	-	Operación comercial
Ratcliffe (E.on UK)	2010	Mezcla ante molino (a.1)	Astillas de madera, hueso de palma y residuos industria maderera	-	Pruebas
Rugeley (International Power)	1000	Mezcla ante molino (a.1)	Madera, residuos	-	Pruebas
Tilbury (RWE npower)	1058	Mezcla ante molino (a.1)	Madera, hueso de palma	(- / 3%)	Operación comercial
West Burton (EdF)	1980	Mezcla ante molino (a.1)	Residuos de la industria olivarera, madera, cultivos energéticos	(- / 5%)	Pruebas

2.2.5 Experiencias de co-combustión en calderas de fuegos frontales.

De todas las experiencias analizadas en el apartado anterior, dentro del marco de esta tesis, merece un interés especial las realizadas en calderas de fuegos frontales, debido a que, como ya se ha comentado, la central en la que se han realizado las pruebas cuyos resultados son objeto de esta tesis, dispone de este tipo de quemadores. Con este objetivo se han seleccionado *seis experiencias* representativas de las distintas opciones de co-combustión, de las que en cinco se ha realizado co-combustión directa. En tres de estas últimas se ha utilizado una biomasa de características similares a la usada en dichas pruebas, que fue biomasa forestal, y en dos el nuevo combustible se ha alimentado de la misma manera (quemadores mixtos). Con el fin de cubrir todas las opciones de co-combustión en este tipo de calderas se ha incluido en este análisis una experiencia de co-combustión indirecta, aunque ni el tipo de biomasa ni los porcentajes de sustitución utilizados sean similares a los de la experiencia analizada en esta tesis.

Las plantas y experiencias de co-combustión que van a estudiarse a continuación son:

- COLBERT Fossil Plant (TVA – EE.UU.): Mezcla con carbón, ante molinos, de madera residual de la industria maderera y serrín.
- GELDERLAND Power Plant (Electrabel – Holanda): En una primera fase, alimentación independiente utilizando quemadores especiales para la biomasa, en la segunda mezcla con carbón tras molinos. En ambos casos la biomasa utilizada ha sido madera de demolición.
- BLOUNT St. Generation Station (MG&E – EE.UU.): Alimentación independiente utilizando inyectores especiales para la biomasa (cultivo energético: switchgrass)
- STUDSTRUP Power Plant (ELSAM – Dinamarca): Alimentación independiente de paja de cereal a través de los quemadores de carbón modificados (quemadores mixtos).
- SEWARD Generation Station (GPU – EE.UU.): Alimentación independiente, a través de los quemadores de carbón modificados (quemadores mixtos). Se ha utilizado serrín de madera.
- KYMIJÄRVI Power Plant (Lahden Lämpövoima Oy – Finlandia): Co-combustión indirecta con gasificación previa de una mezcla de distintos tipos de biomasa.

Con este análisis se pretende poner de manifiesto las ventajas de cada opción, así como los problemas que pueden aparecer y conocer la necesidad de pretratamiento o los porcentajes de sustitución límite utilizados para evitar estos problemas o, al menos, disminuirlos.

2.2.5.1 COLBERT Fossil Plant (TVA – EE.UU.)

Como se ha señalado en apartados anteriores, uno de los primeros países que apostó por la co-combustión como una alternativa para el uso de la biomasa fue EE.UU. Allí, se han llevado a cabo numerosas experiencias en calderas de combustible pulverizado en las que se han probado prácticamente todas las opciones de co-combustión directa.

Dentro de uno de los programas puestos en marcha en este país para incentivar el aprovechamiento de biomasa mediante co-combustión, Tennessee Valley Authority (TVA) realizó durante 1997 una serie de pruebas, previas a la implantación definitiva, para la co-combustión de bajos porcentajes de biomasa en COLBERT Fossil Plant. Estas pruebas se llevaron a cabo en uno de los cuatro grupos de 192 MWe que constituyen la planta.

La biomasa utilizada fue una mezcla de varios residuos, serrín y biomasa residual seca, de las industrias del mueble situadas en las proximidades de la planta. El nuevo combustible se almacenaba en un cobertizo construido en el propio parque de carbones, en una ubicación cercana a la carretera, con el fin de favorecer el acceso a los camiones encargados del suministro. Desde allí, se alimentaba mediante una cinta transportadora hasta una criba giratoria. El tamaño de partícula del tamiz era de 6 mm (1/4") (Rollins et ál., 1998). Después la biomasa iba directamente a las líneas de carbón con el que se mezclaba antes de pasar por los molinos. En este caso se trataba de molinos verticales de bolas.

Las pruebas previas a la implantación definitiva se realizaron con un 4% de biomasa en masa (2% en energía) y permitieron comprobar que el sistema de molienda tenía capacidad suficiente para procesar y alimentar al nuevo combustible. No aparecieron problemas en la operación

aunque sí se comprobó un aumento tanto en el consumo de los molinos (en torno al 8%, (Hughes, 2001)) como en la velocidad del alimentador, sin embargo no varió la distribución granulométrica del combustible a la salida. Este resultado confirmaba el obtenido anteriormente en Plant Hammond con el mismo tipo de molinos (Boylan, 1996), donde tampoco se vio influenciado el tamaño de partícula por el cambio de combustible y también aumentó considerablemente el consumo en los molinos (un 15% para un porcentaje de sustitución del 10% en energía). Por el contrario, en la experiencia llevada a cabo en Kingston Fossil Plant también en EE.UU., donde se utilizó serrín como combustible renovable y en las que se disponía de molinos de rodillos, sí que se observó un deterioro progresivo de la granulometría del combustible incluso para porcentajes inferiores al 5% (aunque fue a partir de ese valor donde aparecieron los cambios bruscos), lo que supuso una pérdida en el rendimiento de caldera (Hughes, 2001).

Volviendo a la experiencia de Colbert Fossil Plant, no se apreciaron cambios significativos en el rendimiento de caldera que fueran atribuibles de forma exclusiva al cambio de combustible. Otros factores como las variaciones en la humedad del combustible fósil, en el exceso de aire o en la temperatura de salida del precalentador, influyeron también en el rendimiento durante las pruebas. Por otro lado, los bajos porcentajes de biomasa utilizados tampoco permitieron detectar variaciones en las emisiones de SO₂ o NO_x.

Los buenos resultados obtenidos durante las pruebas han supuesto que, actualmente, la planta trabaje en co-combustión siempre que dispone de combustible renovable a precios competitivos.

2.2.5.2 GELDERLAND Power Plant (Electrabel – Holanda)

Holanda ha sido uno de los países pioneros en el uso de la co-combustión. Desde los años 90 y hasta la actualidad se ha utilizado esta tecnología como una alternativa para el aprovechamiento de ciertos residuos, tales como los lodos de depuradora o de la industria papelera, o la madera de demolición, disminuyendo así sus impactos. Sin embargo, la co-combustión con este tipo de recursos no resulta sencilla. Además de los problemas de manejo que pueden aparecer, debido al alto porcentaje de humedad en los primeros o por las sustancias que pueden acompañar a los segundos (metales, cuerdas, plásticos etc.), es necesario controlar el posible aumento de ciertas emisiones o la variación significativa en la composición de los subproductos.

Una de las primeras plantas en las que se realizó co-combustión fue Gelderland Power Plant (Beekes et ál., 1998), situada en las proximidades de la ciudad de Nijmegen y en la que, desde 1995, se han probado distintas opciones de co-combustión (Van Ree et ál., 2001). Cabe destacar que esta planta, de 635 MWe, es pionera en el ámbito de la minimización de los impactos ambientales de la producción eléctrica. Desde 1988 cuenta con dos unidades de desulfuración y quemadores de bajo NO_x. En 1994, para conseguir una mayor reducción de estas emisiones, se puso en funcionamiento una unidad de desnitrificación catalítica (DeNO_x).

La biomasa que se utilizó inicialmente en esta planta fue astillas de madera residual procedente de trabajos de demolición. Las astillas llegaban a la planta con un tamaño menor de 3 cm y con una humedad inferior al 20%. La empresa suministradora se encargaba de limpiarla de posibles piezas de metal, de plásticos etc. Una vez en la central se instaló un complejo sistema de

pretratamiento para la biomasa (ver Figura 2.14). Con dos etapas de molienda las astillas se pulverizaban hasta un tamaño de 800 μm y una humedad inferior al 8%. La biomasa se almacenaba en un silo antes de alimentarse a caldera. Dado el riesgo de posibles explosiones que supone almacenar un combustible con un tamaño de partícula tan pequeño y un contenido en volátiles tan elevado fue necesario tomar una serie de medidas tales como la puesta a tierra de todos los equipos, colocar detectores de chispas, etc.

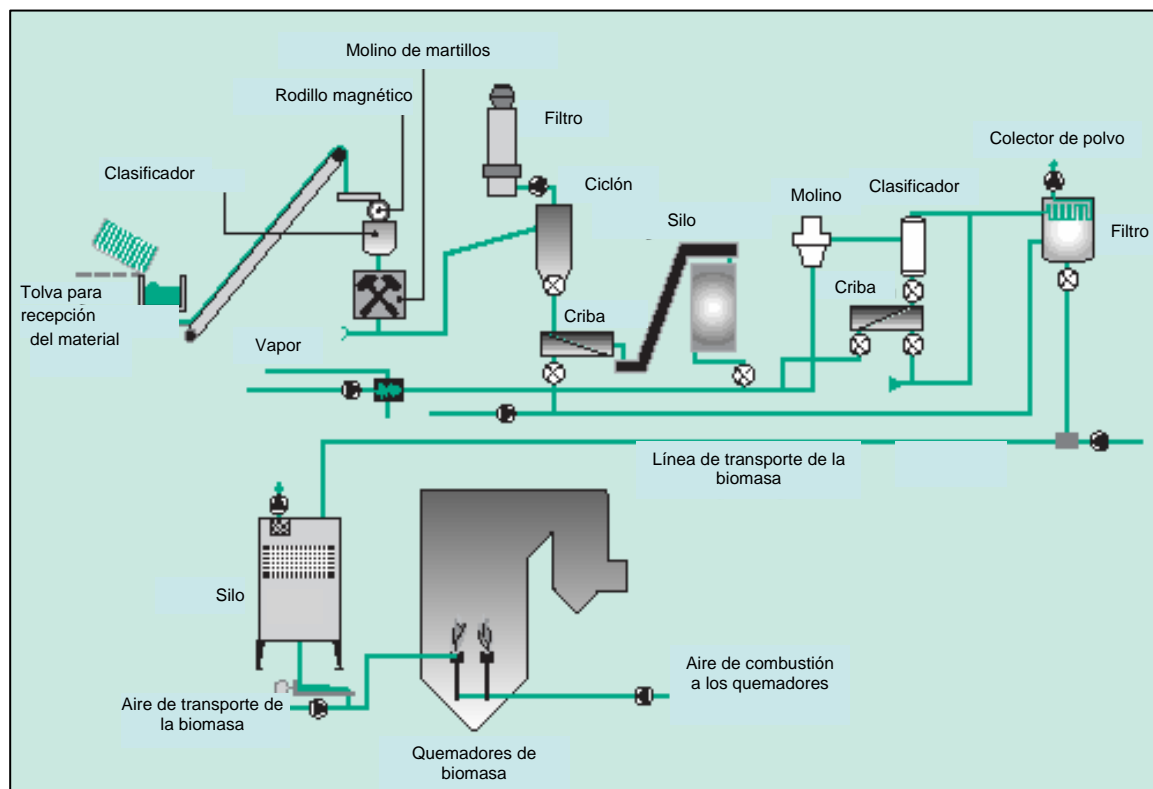


Figura 2.14. Sistema de pretratamiento y alimentación a caldera de la biomasa en Nijmegen (Holanda) (Caddet, 2000b)

La caldera original disponía de un total de 36 quemadores enfrentados dispuestos en seis filas, tres en cada pared. La biomasa pulverizada se alimentaba a través de cuatro nuevos quemadores, situados en la parte inferior de la caldera debajo de los de carbón, y con una capacidad de 20 MWth cada uno. Dichos quemadores aportaban el aire necesario para la combustión a través de dos volutas en direcciones opuestas, dando lugar a una llama compacta y totalmente controlada. Tanto el sistema de pretratamiento de la biomasa como el de alimentación se regulaban de forma independiente a los del carbón.

El porcentaje de sustitución de carbón por biomasa osciló entre el 3% en energía a plena carga y el 8% a media. Anualmente se sustituyeron 45.000 t de carbón por 60.000 t de biomasa pulverizada, lo que supuso una reducción de 110.000 t de CO_2 , además de reducir las emisiones de NO_x y de SO_2 . Por otro lado, también se redujo en 4.000 t la producción de cenizas volantes debido al menor contenido en cenizas del combustible renovable (diez veces menos que el carbón, (Beekes et ál., 1998)). Se realizaron inspecciones a la unidad de DeNOx para comprobar que no existía envenenamiento de los catalizadores debido a los metales pesados que pudieran alimentarse junto con la biomasa.

La inversión final realizada superó los 12 millones de euros. El ahorro anual por el carbón sustituido se estimó en 2,6 millones de euros, mientras que el coste de la biomasa más la operación y mantenimiento de la instalación era de 0,58 millones de euros al año. Con estos números el pay-back del proyecto de co-combustión se estimó en 6 años (Caddet, 2000b)

Se comprobó que, con este sistema de alimentación para la biomasa, los inquemados en escorias aumentaron. Por ello, se optó, en una segunda fase, por alimentar la biomasa en la propia línea del carbón después de su paso por los molinos (Van Ree et ál., 2001). Las primeras experiencias llevadas a cabo con este método dieron muy buen resultado, por lo que se solicitó al organismo regulador aumentar el porcentaje de sustitución desde el 3 al 10% en masa.

En 2001, se dejó de realizar co-combustión con madera de demolición debido a que ya no tenía la consideración de biomasa sino de residuos y era necesaria una nueva autorización que se empezó a gestionar. Se han realizado pruebas con otros tipos de biomasa como residuos de girasol, de oliva, huesos de albaricoque o marro de café. Además se planeó también la puesta en marcha de un gasificador de lecho fluído circulante para la biomasa (co-combustión indirecta) con una potencia de 58 MWe (Kwant y Knoef, 2004). Actualmente la planta sigue trabajando en co-combustión, utilizando pelets de madera y con porcentajes de sustitución de hasta el 8% en energía (Cremers, 2009) .

2.2.5.3 BLOUNT St. Generation Station (MG&E – EE.UU.)

Dado que la co-combustión resulta una muy buena opción para el aprovechamiento de la biomasa disponible en las proximidades de la planta, no es de extrañar que pongan en marcha programas conjuntos para analizar al mismo tiempo las posibilidades de explotación de un determinado cultivo energético en un emplazamiento y la viabilidad de su aprovechamiento por una central térmica próxima al mismo (Ottumwa G. St, McIntosh-3, Durkirk St. Plant o Gadsden son ejemplos en EE.UU. (ver Tabla 2.9)). En esta dirección y con el objetivo de incentivar el uso de los cultivos energéticos en co-combustión, durante 1996 y 1997, la empresa Madison Gas and Electric (MG&E) llevó a cabo una campaña de pruebas de esta tecnología en la unidad 8 de la planta Blount St. Generation Station.

La biomasa utilizada en las prueba fue *swichgrass*, un cultivo energético muy extendido en EE.UU. de características parecidas al forraje o pasto. Este cultivo presenta una gran productividad por hectárea en suelos relativamente pobres. Sin embargo, como ocurre con otros cultivos de crecimiento rápido, presenta porcentajes importantes de sodio, potasio y/o fósforo que pueden conllevar un incremento de los problemas de ensuciamiento en caldera durante la co-combustión (Aerts et ál., 1997; Boylan, 2000). La Tabla 2.18 muestra las características del carbón y la biomasa utilizada en esta experiencia. El objetivo del proyecto era demostrar la eficiencia del sistema de alimentación elegido y comprobar la influencia de la co-combustión de este tipo de biomasa sobre la capacidad de la planta, el rendimiento de caldera, el ensuciamiento, los inquemados y sobre las emisiones gaseosas.

La caldera de la unidad elegida para llevar a cabo las pruebas era de 50 MWe con nueve quemadores frontales de combustible pulverizado, dispuestos en tres filas. La biomasa se alimentó de forma independiente al carbón a través de unos orificios que existían entre la primera y la segunda fila de quemadores (ver Figura 2.15).

Tabla 2.18. Análisis en base seca del carbón y la biomasa utilizados en Blount St. G. St. (Aerts et ál., 1997)

	Carbón	Switchgrass
Análisis elemental (porcentaje en peso)		
Carbono	73,66	47,74
Hidrógeno	4,36	5,64
Oxígeno	8,49	40,26
Nitrógeno	1,59	0,87
Azufre	1,57	0,21
Cloro	0,02	0,04
Cenizas	10,03	5,24
Análisis de cenizas (porcentaje en peso)		
SiO	55,1	60,64
Al ₂ O ₃	20,37	0,63
TiO	1,02	0,06
Fe ₂ O ₃	12,68	0,36
CaO	3,52	10,0
MgO	1,00	5,73
Na ₂ O	0,67	0,35
K ₂ O	2,73	12,40
SO ₃	2,28	2,40
P ₂ O ₅	0,13	6,96
Mn ₃ O ₄	0,08	0,12

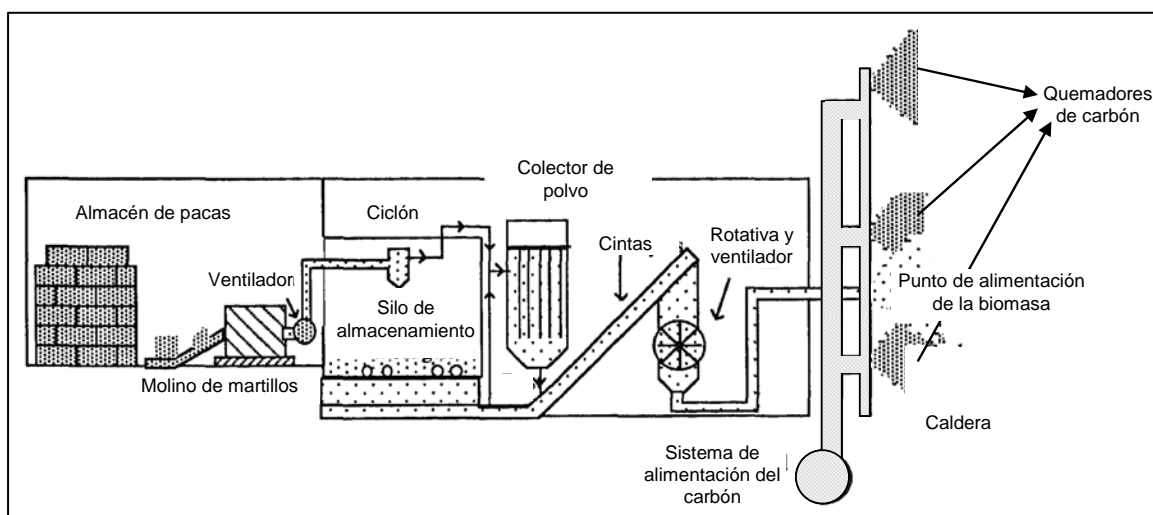


Figura 2.15. Sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa (Aerts et ál., 1997)

Para el pretratamiento se aprovechó una instalación disponible de una experiencia previa llevada a cabo en la planta. La biomasa llegaba a la planta en pacas que eran separadas de forma manual y situadas en una cinta que alimentaba a un molino de martillos. El tamaño de partícula a la salida era de 8 cm (tamaño de la malla), sin embargo un estudio de la distribución granulométrica demostró que el 60% de las partículas tenían un tamaño inferior a 2,5 cm (Aerts et ál., 1997). Tras el molino, la biomasa llegaba a caldera mediante transporte neumático pasando por varias etapas de separación y, como ya se ha señalado, se alimentaba de forma independiente al carbón entre la primera y segunda fila de quemadores.

Se llevaron a cabo dos series de pruebas. En la primera (octubre de 1996) se realizaron cuatro pruebas de cuatro horas cada una y en la segunda (abril de 1997) cinco de más de ocho horas. Además se llevaron a cabo otras de menor duración. El porcentaje de sustitución varió entre el 7 y el 15% en masa lo que equivaldría al 5÷10% en energía. Este porcentaje vino limitado por la capacidad de procesamiento de la instalación de pretratamiento de la biomasa. Previamente a

las pruebas de co-combustión se efectuaron otras exclusivamente con carbón y cuyos parámetros de funcionamiento se tomaron como base comparativa.

Los resultados obtenidos demostraron que la co-combustión con este tipo de biomasa (switchgrass) y utilizando el sistema de alimentación descrito era posible, no apareciendo problemas relevantes en la operación de la planta durante las pruebas. Las inspecciones visuales realizadas no revelaron aumento del ensuciamiento en caldera respecto a la situación de partida (solo carbón). Debido al sistema de pretratamiento de la biomasa los consumos de auxiliares aumentaron (236 kW). El rendimiento térmico de la caldera, por su parte, disminuyó en promedio un 1,1% durante la co-combustión (Hughes, 2001). La principal causa de esta pérdida fue el aumento de la temperatura de los gases a la salida del precalentador aire-gases. El aire que se usó para alimentar la biomasa no pasaba a través de este equipo por lo que la transferencia de calor en el mismo disminuyó. Por otro lado, el mayor contenido de hidrógeno de la mezcla de combustibles así como el aumento de inquemados en alguna de las pruebas (en otras disminuyeron) contribuyeron también a la pérdida de rendimiento de caldera.

Con respecto a las emisiones, cabe señalar (Hughes (2001), Aerts et ál. (1997)):

- En todas las pruebas (solo carbón y en co-combustión) las emisiones de CO fueron muy bajas (< 50 ppm).
- Las emisiones de SO₂ prácticamente no sufrieron variación, a pesar de que el porcentaje de azufre que entraba a caldera era menor que cuando solo se utilizaba carbón, lo que hace suponer que el azufre fijado en cenizas pudo disminuir.
- Mención especial requieren las emisiones de NOx que llegaron a disminuir hasta un 30%. Esta disminución se debe atribuir, no solo a un menor contenido de nitrógeno del combustible sino también a cambios en la distribución del aire y de las temperaturas en el hogar, así como a la variación en la relación Carbono Fijo/Volátiles entre el carbón y la mezcla biomasa-carbón.

Los resultados de las pruebas realizadas en esta planta demostraron la viabilidad de la co-combustión en este tipo de calderas con inyección independiente de la biomasa consiguiéndose mejoras ambientales importantes, sin comprometer la operación de la planta y con apenas impacto en la eficiencia de la caldera.

2.2.5.4 Studstrup Power Plant (ELSAM – Dinamarca)

El objetivo fijado por el gobierno danés de disminuir las emisiones de CO₂ un 20% para 2005 respecto a las de 1988 mediante el uso de madera y, principalmente, de paja en las plantas de generación, supuso la puesta en marcha de numerosas experiencias para la utilización de estos recursos en este país (Hansen et ál. (1998), Pedersen et ál. (1996)). Una de las plantas que apostaron por esta tecnología fue Studstrup Power Plant, donde dos de sus grupos se encuentran actualmente operando en co-combustión de forma habitual. Hasta llegar a esta situación, fue necesario un desarrollo previo de la co-combustión con paja, un combustible con características muy particulares tanto en su manejo como en su aprovechamiento.

Entre Octubre de 1993 y Marzo de 1994, la empresa eléctrica ELSAM (una de las dos compañías que copaban el sector eléctrico en Dinamarca y que operaba la zona oeste del país) llevó a cabo

una serie de pruebas de co-combustión con paja y con madera en la unidad 1 de Vestkraft, central térmica situada en Esbjerg (Petersen y Hansen, 1994).

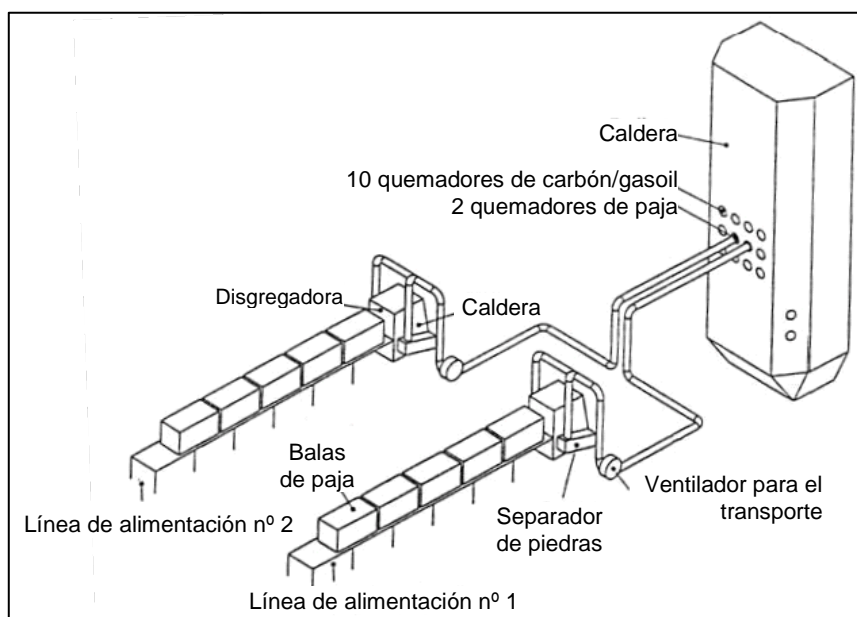


Figura 2.16. Sistema de tratamiento y alimentación de la biomasa en Vestkraft (Dinamarca) (Petersen and Hansen, 1994)

Se trataba de una caldera de carbón pulverizado con 12 quemadores frontales dispuestos en tres filas. El sistema de alimentación para la paja, y que posteriormente se adecuó para madera, consistía en dos líneas de tratamiento y alimentación independientes (ver Figura 2.16). En una primera etapa las pacas, que era como llegaba el combustible a la planta, se desmenuzaban. Después la paja resultante se cortaba y se limpiaba de posibles piedras y/o impurezas. A partir de allí, mediante transporte neumático, la biomasa se alimentaba a los dos quemadores centrales que fueron sustituidos por dos específicos para la biomasa. Las investigaciones llevadas a cabo en la planta demostraron que la co-combustión con este tipo de combustible renovable y con este sistema de alimentación era posible incluso con porcentajes superiores al 30% en energía. Sin embargo, había que tener en cuenta una serie de consideraciones relacionadas directamente con el tipo de biomasa utilizada:

1. El sistema de tratamiento de la paja dio diferentes problemas por atascos debidos tanto a su humedad como a las impurezas del material (piedras, cuerdas etc.), lo que hizo disminuir considerablemente la productividad de la instalación.
2. La composición de las cenizas volantes varió, en particular cuando el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa fue superior al 10% en energía. Esto implicaba que estas cenizas, que inicialmente se destinaban a la producción de cemento, teniendo en cuenta la normativa vigente en ese momento, ya no podrían tener este destino y deberían ser tratadas en la propia planta, lo que suponía un coste añadido para la misma.
3. Aumentaron los problemas por corrosión debido al alto contenido en cloro de la biomasa.

A pesar de estos últimos resultados, ELSAM inició en 1996 en la Unidad 1 de la planta de Studstrup un nuevo programa de co-combustión de dos años de duración con el mismo tipo de combustible (Wieck-Hasen et ál., 2000). En este caso la alimentación se realizó por todos los quemadores de la fila intermedia, pero modificando los existentes para procesar dos combustibles (ver Figura 2.17). Lo que se hizo fue quitar la lanza de gasoil, que los quemadores llevaban en el conducto interior y que tenía como objeto inyectar dicho combustible en los arranques, y reubicarla dentro del propio quemador. De esta forma la biomasa podía alimentarse a través del conducto ya libre. El porcentaje de carbón y biomasa a través de estos quemadores mixtos era aproximadamente del 50% en energía para cada combustible.

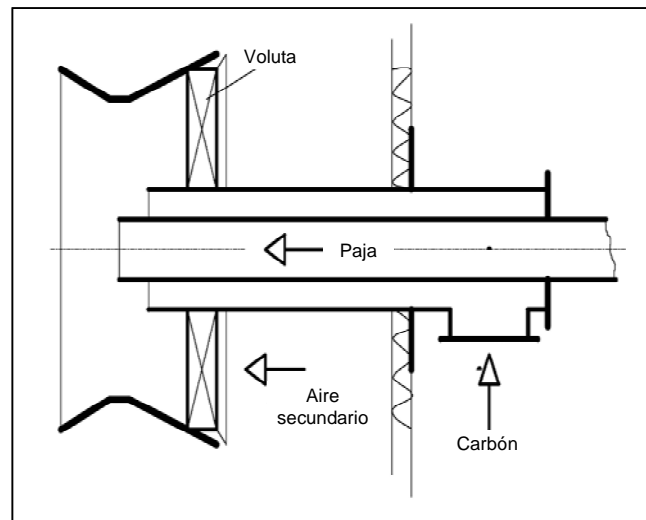


Figura 2.17. Quemadores mixtos de carbón y paja en Studstrup Power Plant (Dinamarca)
(Wieck-Hasen et ál., 2000)

Se instaló un nuevo sistema de almacenamiento y tratamiento de la paja. Consistía en cuatro líneas paralelas capaces de tratar 5 toneladas por hora. Constaban de una disgregadora, un separador (para limpieza de impurezas) y un molino de martillos, consiguiendo un tamaño de partícula final de entre 30 y 50 mm. Cada una de estas líneas alimentaba neumáticamente a un quemador.

Se llevaron a cabo pruebas en la planta con porcentajes de sustitución entre el 10 y el 20% en energía. Los principales conclusiones que pueden extraerse a la luz de los resultados obtenidos son (Wieck-Hansen et ál., 2000):

- Se consiguió trabajar de forma continua con el sistema de pretratamiento, alcanzando disponibilidades del 85% a carga nominal.
- Efectos sobre la combustión: Aumentaron los inquemados en escorias aunque este hecho solo se reflejó de forma marginal sobre el rendimiento. Una mejor distribución de la biomasa en los distintos quemadores así como una disminución del tamaño de partícula podría evitar estos problemas. En este último caso, habría que valorar el coste adicional que supondría el pretratamiento.
- Para el estudio de los problemas de ensuciamiento producido por los depósitos de cenizas en los tubos de la caldera (fouling y slagging), se dispusieron probetas en distintos puntos de la misma. El análisis de los depósitos formados en dichas probetas,

permitieron concluir que el fouling podía tratarse con una adecuación de la secuencia de soplado, no así los problemas de slagging, que en la pruebas con altos porcentajes, aumentaron considerablemente. Se demostró que no solo influía la sustitución de carbón por biomasa, sino también la composición del carbón utilizado debido a la interacción entre los componentes de ambos combustibles.

- La corrosión a alta temperatura se preveía como el mayor problema en co-combustión utilizando este tipo de biomasa debido a su alto contenido en potasio y cloro. Se realizaron medidas y pruebas específicas con el fin de comprobar su efecto y caracterizarlo. Los resultados obtenidos mostraron que los problemas de corrosión surgían cuando se trabajaba con altos porcentajes de sustitución y con temperaturas de vapor mayores de 580 °C. Sin embargo, con un 10% de biomasa estos problemas no aparecían de forma significativa independientemente de la temperatura del vapor y, además, no eran mayores que los que podían existir en el caso de combustión exclusiva de carbón y la combinación de diversos factores (tipo de caldera, temperatura, ensuciamiento previo etc.)
- Emisiones: No aparecieron cambios significativos excepto en las de HCl que aumentaron debido al mayor contenido en cloro de la biomasa (0,55% frente a 0,023% del carbón) y las de SO₂ que disminuyeron, debido no solo al menor contenido en azufre de la paja (0,12% frente 1%) sino también al hecho de que aumentó la captura de este elemento en las cenizas, que se fija en forma de sulfato potásico como ya se ha comentado en apartados anteriores.

Después del periodo de pruebas que finalizó en 1998, la planta se cerró debido a su antigüedad y al excedente de producción existente en Dinamarca. A la luz de los resultados obtenidos, en 2002 se puso en marcha la co-combustión en la unidad 4 de esta central (Overgaard et ál., 2004). Se trata de un grupo de 350 MWe con una caldera de un solo paso, de veinticuatro quemadores de carbón enfrentados dispuesto en dos niveles.

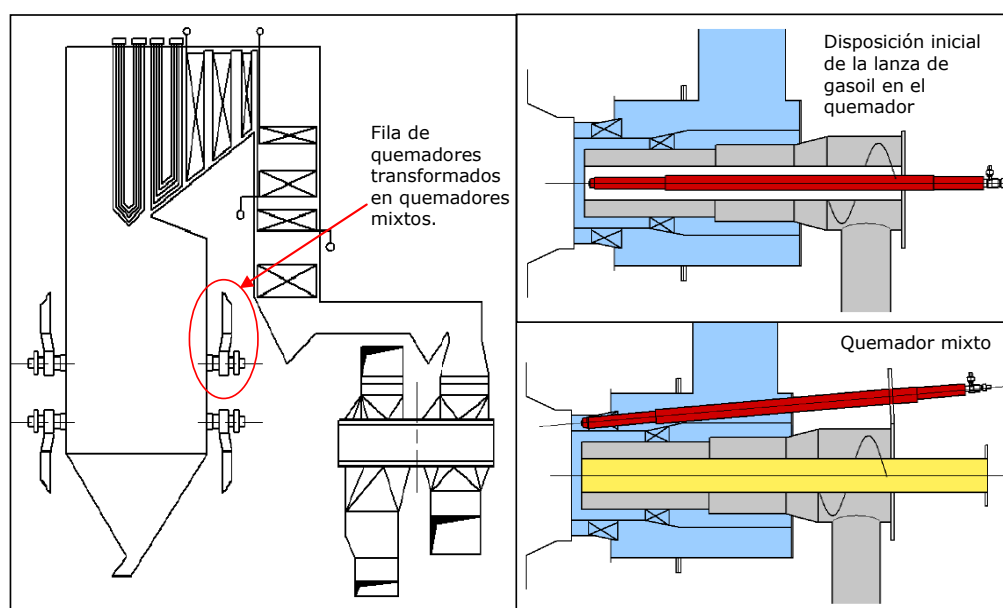


Figura 2.18. Detalle de la caldera y quemadores mixtos de Studstrup Power Plant –Unit 4 (Dinamarca) (Friborg et ál., 2005).

La biomasa se alimenta por los quemadores de la fila superior de la pared trasera (ver Figura 2.18). En la misma figura se muestra la reubicación de la lanza de gasoil de dichos quemadores, que de esta forma, como ya ocurrió en la Unidad 1, se transformaron en quemadores mixtos. Para el pretratamiento de la biomasa se adaptó y mejoró la planta utilizada en la Unidad 1. El porcentaje de sustitución máximo, a la vista de los resultados en las pruebas realizadas en la experiencia previa, se fijó en un 10% en energía.

Los principales resultados obtenidos tras dos años de operación comercial con este porcentaje, fueron (Overgaard et ál., 2004):

- No se detectaron cambios en la operación de la planta. La adecuada regulación tanto de los quemadores como de la velocidad de alimentación permitió mantener los inquemados en escorias en los mismos niveles que en funcionamiento con solo carbón, mientras que los inquemados en cenizas volantes disminuyeron, lo que hace pensar incluso en una mejora del rendimiento de caldera.
- La viabilidad de la co-combustión depende de poder seguir vendiendo las cenizas a la empresa cementera. En función del tipo de carbón, del porcentaje de biomasa y de las condiciones de operación la composición de las cenizas varía, pero todo indica que cumplen la normativa al respecto (ECS, 2005).
- No se observaron problemas de fouling, de forma que no fue necesario variar la secuencia de soplado frente al funcionamiento con solo carbón. Tampoco aumentó la corrosión.
- Las emisiones de NO_x no se vieron afectadas. Se detectaron pequeñas reducciones que pudieron estar relacionadas directamente con el menor contenido en nitrógeno de la paja.
- Se llevaron a cabo pruebas para comprobar la influencia de la co-combustión con paja en la desactivación de los catalizadores de la plantas SCR. Se comprobó que, con un 7% de biomasa en energía dicha desactivación no fue mayor que la que se presenta cuando se utiliza exclusivamente carbón.

Desde 2005, la unidad 3, gemela de la anterior, funciona también en co-combustión (Friborg et ál., 2005)

2.2.5.5 SEWARD Generation Station (GPU – EE.UU.)

Seward G. St. está situada en Pensilvania al este de la ciudad de Pittsburg, y consta de tres calderas, dos de quemadores frontales que alimentan a una turbina de vapor común con una potencia total de 64 MWe y una tercera, equipada con quemadores tangenciales, que genera el vapor que alimenta a otra turbina de 147 MWe. En esta planta se ha llevado a cabo un proyecto de co-combustión en dos fases. En la primera se realizaron una serie de ensayos en planta con el fin de fijar los principales parámetros de funcionamiento y la viabilidad de la co-combustión, en la segunda se puso en marcha ya el proyecto de demostración en funcionamiento continuo. La biomasa utilizada en ambos casos fue serrín con un porcentaje de sustitución máximo del 10% en energía. Para la alimentación del combustible renovable se adecuaron conductos disponibles en los propios quemadores de carbón. Los objetivos del proyecto eran:

- Cuantificar la influencia de la co-combustión en la operación de la planta y sobre distintos parámetros: rendimiento de caldera, estabilidad de llama, emisiones etc.
- Demostrar que, con esta forma de alimentar la biomasa, era posible trabajar correctamente con mayores porcentajes de sustitución, frente a la opción de alimentación conjunta de los dos combustibles.

Se van a describir, a continuación, de forma más detallada los resultados obtenidos en cada una de las fases (Hughes (2001), Battista Jr. et ál. (2000)).

Fase I: En Diciembre de 1996 y en Julio de 1997 se llevaron a cabo una serie de pruebas en las que se variaron distintos parámetros relacionados con el combustible renovable (porcentaje de sustitución, humedad del combustible, contenido en cenizas, contenido en volátiles). La experiencia de co-combustión tuvo lugar en una de las dos calderas pequeñas de fuegos frontales. La Figura 2.19 muestra un esquema del sistema de pretratamiento y almacenamiento de la biomasa así como del sistema de alimentación a caldera utilizado.

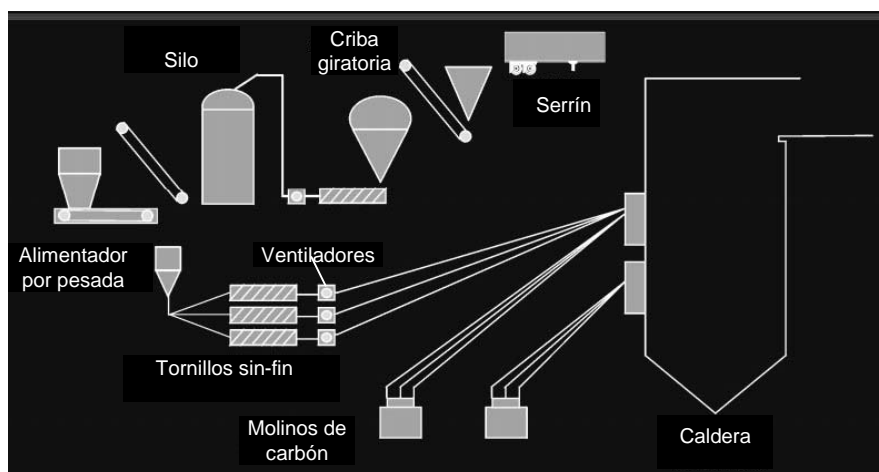


Figura 2.19. Esquema del sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa en Seward G. St. (EE.UU.) (Battista et ál., 2000)

La caldera disponía de seis quemadores de carbón dispuestos en dos filas. La fila superior se modificó para la alimentación de la biomasa que se introducía por el conducto central de los quemadores y que llegaba a la caldera de forma totalmente independiente al carbón. Se colocaron unos difusores en el centro y al final del conducto con el fin de que, junto con un correcto ajuste del transporte neumático, la biomasa llegara al centro de la llama de carbón en el hogar favoreciendo su correcta combustión (Hughes, 2001). El tamaño de partícula tras pasar por el tamiz era de 6,35 mm (1/4").

Los principales resultados obtenidos fueron (Hughes, 2001):

- El rendimiento en co-combustión disminuyó aunque la variación fue pequeña. Con los porcentajes de sustitución más elevados aumentaron los inquemados en cenizas, sin embargo la principal causa de la pérdida de rendimiento estuvo relacionada con el aumento de la humedad en los gases de salida. Teniendo en cuenta que existen otros factores ajenos a la co-combustión que pudieron influir en el rendimiento de caldera y que pueden llevar a una errónea interpretación de los resultados, se comprobó que la pérdida de rendimiento se encontraba directamente relacionada con el porcentaje de

sustitución de carbón por biomasa. Considerando dicho porcentaje en energía, se cuantificó que la eficiencia de caldera disminuía aproximadamente un 1% por cada 10% de sustitución, lo que estaría de acuerdo con resultados obtenidos en otras plantas (Canalís et ál., 2005b).

- En lo que hace referencia a las emisiones, cabe señalar:
 1. No se apreciaron cambios en las emisiones de CO respecto a la situación de combustión exclusiva de carbón.
 2. Las emisiones de SO₂ disminuyeron de forma proporcional al porcentaje de sustitución en energía de carbón por biomasa.
 3. Las emisiones de NO_x disminuyeron conforme aumentó el porcentaje de sustitución. Además se comprobó que esta mejora, al igual que en otras experiencias de co-combustión, se debió tanto a una disminución del contenido en nitrógeno del combustible como a las sinergias que aparecen en el proceso de combustión conjunto de la biomasa y el carbón, que dificulta la formación de este tipo de compuestos.

Los resultados positivos obtenidos en esta fase impulsaron a la empresa a poner en marcha la planta de demostración.

Fase II: Para este proyecto se reutilizaron todos los equipos que habían sido usados en la fase de pruebas, y el tamaño máximo de partícula del serrín continuó siendo el mismo (1/4"). En este caso, y por cuestiones técnicas, se decidió alimentar la biomasa por los quemadores centrales de cada una de las dos filas de quemadores de carbón. Tras solventar diferentes problemas que aparecieron en la planta, ajenos al proyecto de co-combustión propiamente dicho, la instalación se puso en marcha en Abril de 1999. Las pruebas se realizaron variando el porcentaje de biomasa hasta un máximo de 15% en masa (aproximadamente 7% en energía) y para cargas entre el 65 y el 100%.

Los resultados obtenidos (Battista Jr. et ál. (2000), Hughes (2001)) vinieron a corroborar los del estudio paramétrico llevado a cabo en la primera fase del proyecto y que acaban de enumerarse. En resumen:

- Se demostró que con la inyección independiente de ambos combustibles no aparecían problemas de capacidad en la planta a pesar del aumento del volumen de combustible tratado.
- La pérdida de eficiencia fue moderada y relacionada directamente con el porcentaje de sustitución.
- Las emisiones de SO₂ disminuyeron de forma proporcional al porcentaje de sustitución en energía de carbón por biomasa.
- Las emisiones de NO_x disminuyeron de forma drástica, lo que indicaría que la co-combustión puede ser utilizada, asociada a otras medidas, para el control de este tipo de emisiones.

A partir de los datos de esta experiencia, en Battista Jr. et ál. (2000)¹¹ se presenta el análisis económico de esta planta y su posible extrapolación a otras con distintas características. Así, el coste específico de la instalación de co-combustión resultó aproximadamente de 450 €/kWe de biomasa. Sin embargo hay que tener en cuenta que este sistema se instaló en una caldera pequeña y de baja eficiencia. En el caso de realizar esta misma instalación en una central que tuviera un mayor rendimiento se estimó que los costes podrían reducirse cerca de un 30% (hasta 321 €/kWe). Si además se estuviera trabajando en una caldera de mayor tamaño, debido a que los cambios necesarios para la adaptación serían prácticamente los mismos, el coste por kilovatio podría reducirse considerablemente. En este caso se realizó el estudio para implantar la co-combustión en la caldera de 147 MWe que existía en la propia planta, considerando 10 MWe a partir de biomasa. El coste final se estimó en 1.341.000 €, lo que supone reducir el coste específico hasta 134 €/kWe de biomasa.

La demostración de co-combustión llevada a cabo en esta planta fue un éxito, aunque la planta cerró, debido principalmente a que la caldera era antigua, pequeña e ineficiente. A partir de los datos económicos que se recogen en el párrafo anterior, se pensó en llevar a cabo el proyecto en la caldera de 147 MWe. Sin embargo esta dispone de un sistema híbrido SCR –SNCR para el control de las emisiones de NOx y todo parece indicar que el uso de biomasa podría influir en la desactivación del catalizador que utiliza este tipo de sistemas, lo que hizo replantearse a los propietarios la puesta en marcha de la co-combustión en este grupo.

2.2.5.6 KYMIJÄRVI Power Plant (Lahden Lämpövoima Oy – Finlandia)

La central térmica de Kymijärvi se encuentra situada en las proximidades de la ciudad de Lahti en la zona sur de Finlandia. Se trata de una planta con una potencia eléctrica máxima de 167 MWe y que produce además calor para la calefacción de distrito (máximo 240 MWt). Aunque originalmente la planta trabajaba con fueloil, en 1982 se adaptó para utilizar carbón. La caldera es de tipo Benson y de fuegos enfrentados. En 1986 a la planta se le añade una turbina de gas que se encarga de precalentar el agua antes de entrar a caldera y que en días extremadamente fríos llega hasta una potencia 49 MWe. Debido a la climatología del país y dada la aplicación de la planta, solo funciona a plena carga en invierno, estando parada en verano y funcionando a media carga durante los periodos de otoño y primavera (solo gas natural).

Entre 1998 y 1999, en esta planta se llevó a cabo un proyecto de co-combustión indirecta con gasificación previa de la biomasa. Dicho proyecto tenía un doble objetivo: se pretendía demostrar la posibilidad de producir un gas a partir de biomasa húmeda y además que ese gas pobre podía usarse directamente en la caldera de carbón ya existente.

El combustible utilizado en el gasificador era una mezcla de distintos tipos de biomasa y residuos (ver Tabla 2.19). Bajo el nombre de biomasa residual se englobaría a su vez una mezcla de serrín, biomasa forestal residual y residuos de madera de la industria de la zona. Se utilizaba también un porcentaje de los residuos recogidos en la ciudad (REF), y que incluían RSU, plásticos, cartones etc. Por último, en algunos periodos se utilizó como combustible traviesas de tren y neumáticos troceados en un porcentaje muy inferior al resto.

¹¹ Aunque en el artículo de Battista Jr. et al. (2000) los costes aparecen en dólares, se decidió pasarlos a euros para que pudieran ser comparados con el resto de valores relativos a inversión presentados. El cambio utilizado ha sido de 1,2 \$/€

Tabla 2.19. Composición de la biomasa utilizada en Kymijärvi Power Plant - Finlandia (Raskin et al., 2001)

Combustible	(%) en energía durante 1998	(%) en energía durante 1999
Biomasa residual	71	62,5
Residuos (REF)	22	36,2
Traviesas de tren	5,5	0,2
Neumáticos troceados	1,5	1,1

En lo que respecta al sistema de gasificación (Figura 2.20), se trata de un gasificador atmosférico de lecho fluido circulante (CFB). El sistema consta a su vez de un reactor, donde tiene lugar la gasificación, de un ciclón, de un precalentador de aire, de los sistemas de alimentación de combustible y aire, así como del sistema de extracción de cenizas. Como puede verse en la figura, la biomasa se alimenta al gasificador por encima de la entrada de aire mediante un tornillo sin-fin. El aire, una vez precalentado, entra por la zona inferior del reactor con velocidad suficiente para fluidizar las partículas del lecho, parte de las cuales son arrastradas por el gas producto. La temperatura de operación del reactor se encuentra entre 800 y 1.000 °C dependiendo del combustible. El ciclón, situado a la salida del reactor, es el equipo encargado de separar las partículas arrastradas por el gas y recircularlas al lecho. A su salida el gas precalienta el aire de entrada al gasificador. Este gas producto, con un temperatura entre 650 y 750°C es el que se alimenta directamente a la caldera donde se producirá su combustión. El consumo de materiales para el lecho (arena y caliza) es aproximadamente de 200-300 kg/h (Järvinen, 1999)

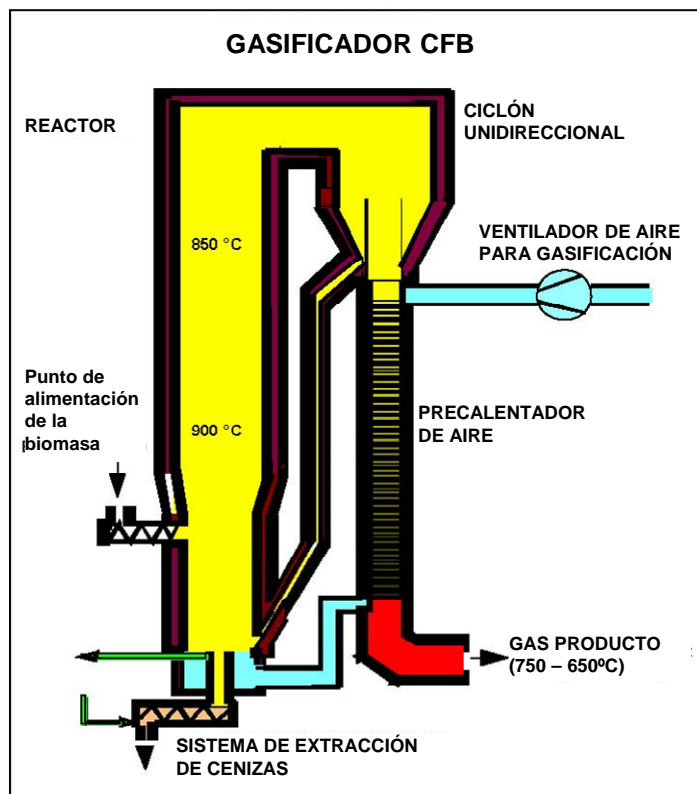


Figura 2.20. Esquema del sistema de gasificación en Kymijärvi Power Plant (Finlandia) (Järvinen, 1999).

Existen dos diferencias entre este sistema de gasificación y otros anteriores del mismo fabricante (Foster Wheeler). En este caso el combustible tiene una elevada humedad lo que lleva consigo que el gas producto tenga un bajo poder calorífico, entre 1,6 y 2,4 MJ/ m³N (Raskin et ál., 2001). Por otro lado, el sistema de extracción de cenizas y el de distribución del aire tuvo que adaptarse debido al tipo de impurezas que llegaban al reactor con la biomasa (tornillos, clavos, alambres, cemento etc.)

El gas producto se alimenta a la caldera a través de dos quemadores, especialmente diseñados para este tipo de gas, situados en la parte inferior de la misma, debajo de los quemadores de carbón (Figura 2.21) Este gas permite sustituir, aproximadamente, el 15% del total del combustible consumido en la planta, lo que equivale al 30% si solo se tiene en cuenta el carbón.

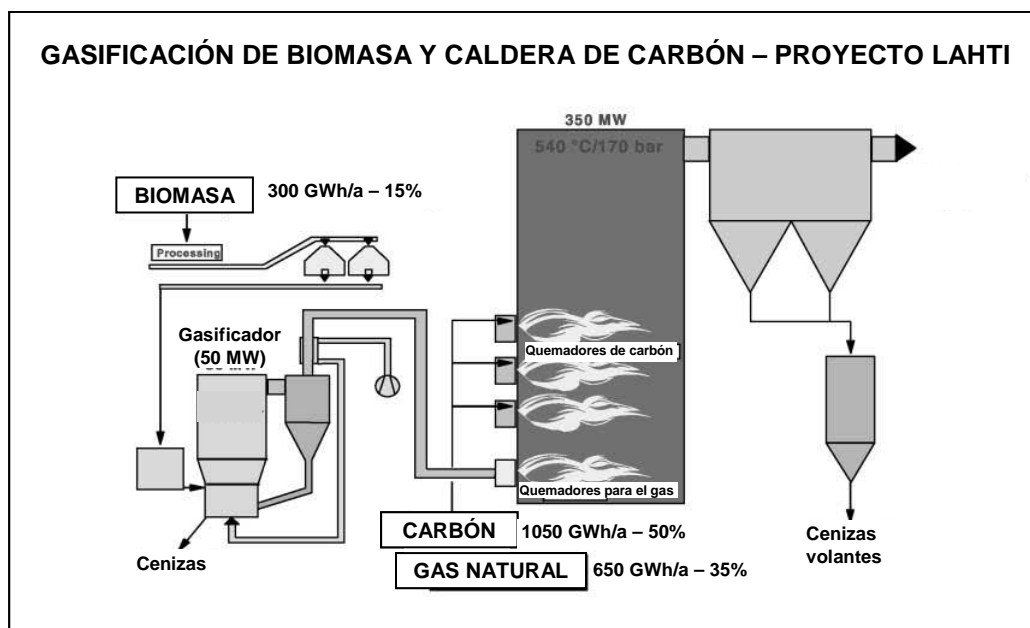


Figura 2.21. Esquema de co-combustión indirecta en Kymijärvi Power Plant (Finlandia) (Raskin et ál., 2001).

Durante los dos primeros años de funcionamiento, la instalación de gasificación estuvo en marcha más de 10.000 horas, consiguiéndose, además, una alta disponibilidad (cercana al 90%). Los problemas más importantes, debidos principalmente al tipo de combustible utilizado, aparecieron en el sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa y en el sistema de extracción de cenizas. En el caso de la instalación de pretratamiento, los plásticos se atascaban en distintos puntos, lo que suponía tener que parar la instalación para limpiarla. En el caso de la extracción de cenizas, los problemas se debían a los neumáticos troceados que llevaban consigo gran cantidad de alambres que también entraban al gasificador. Este material llegaba a colapsar la extracción de cenizas por la parte baja del reactor. El resto de combustibles no supuso ningún problema en el sistema de alimentación ni en el proceso de gasificación.

Durante el primer año, desde la puesta en marcha de la planta, se realizaron una serie de pruebas con el fin de controlar los parámetros de funcionamiento. Se monitorizaron las principales variables de la planta y se tomaron muestras de gas, de cenizas y escorias, para estudiar el comportamiento de la caldera en co-combustión, la variación en las emisiones o en la composición de cenizas y la influencia sobre el ensuciamiento y la corrosión.

Se comprobó que el gasificador funcionaba dentro de los parámetros de diseño (temperatura y poder calorífico del gas). Tanto la composición del gas como la de las cenizas que se extraían del reactor dependían directamente del tipo de biomasa que se estuviera utilizando (Raskin et ál., 2001)

La operación de la caldera principal no se vio afectada por la alimentación del gas. Su comportamiento fue estable así como el de los quemadores de carbón situados justo encima de los del gas y que se suponían, *a priori*, los más vulnerables debido al aumento de la carga térmica. El efecto más positivo se obtuvo en las emisiones de NO_x que disminuyeron entre un 5 y un 10%. Este decremento fue debido, principalmente, al enfriamiento que supone introducir un gas con elevada humedad en la parte inferior y que puede influir en la formación de NO_x térmico en los quemadores de carbón superiores. Las emisiones de SO₂ también disminuyeron. Por contra, aumentaron las emisiones de HCl debido al contenido en cloro de los REF y de los neumáticos que se utilizaron como combustible. El resto de emisiones no variaron. Tampoco se observaron cambios relevantes en las cenizas volantes, aunque aumentó el contenido en zinc y en otros metales pesados. Estas cenizas siguieron siendo utilizadas para la construcción. Los resultados obtenidos en los tests de corrosión y ensuciamiento tampoco revelaron cambios respecto al funcionamiento habitual.

La inversión total fue de 12 millones de euros. Considerando como ingreso el ahorro de combustible fósil (sin tener en cuenta derechos de emisión) se ha estimado un payback de 10 años (Järvinen, 1999). El proyecto llevado a cabo en esta planta demostró que la gasificación de biomasa húmeda en un gasificador atmosférico de lecho fluido circulante es posible y que el uso directo de este gas caliente y de bajo poder calorífico en una caldera de carbón ya existente es viable técnica y medioambientalmente. Sin embargo, la viabilidad económica depende enormemente de la evolución de los precios de la electricidad y el calor, así como de los combustibles. Actualmente la planta sigue en funcionamiento utilizando este sistema de co-combustión.

2.2.6 Comparativa entre tecnologías de co-combustión.

A partir de toda la información recopilada en este capítulo se ha pretendido obtener una visión lo más clara posible sobre la situación actual de la tecnología de co-combustión en calderas de combustible pulverizado.

Las experiencias llevadas a cabo pueden clasificarse en dos grandes grupos, aquellas que han realizado co-combustión directa, bien con mezcla previa de los combustibles (a.1 y a.2), bien con alimentación independiente (a través de nuevos quemadores (b.2 y c) o aprovechando los del carbón (b.1)) y aquellas que han optado por la co-combustión indirecta (gasificación (d) o combustión (e)). Cada una de estas opciones presenta unas características particulares que la hace más o menos idóneas en función del tipo de combustible, la disponibilidad de biomasa, o las peculiaridades de la planta origen.

La Tabla 2.20 recoge un resumen de las principales características de las distintas opciones de co-combustión elaborado a partir de los datos recopilados sobre las experiencias llevadas a cabo en centrales de carbón con calderas de combustible pulverizado.

Atendiendo a lo que ya se expuso en apartados anteriores y a la vista de los resultados obtenidos en las distintas experiencias, parece claro que existen una serie de barreras técnicas

que limitan el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa para cada una de las opciones posibles. Dentro de estas barreras, a su vez, podría distinguirse entre aquellas menores, que harían referencia a problemas particulares de cada experiencia y que podrían resolverse de forma sencilla con reajustes en la distribución de aires, cambios en el pretratamiento de la biomasa, o pequeñas variaciones en la forma de operación de la planta por ejemplo, y aquellas otras barreras técnicas que sí que limitan realmente el potencial de co-combustión (García-Galindo et ál., 2009). De forma muy resumida estas últimas serían: pérdida de rendimiento, aumento de los problemas por ensuciamiento y corrosión en caldera, incremento de ciertas emisiones asociadas al uso de algunos tipos de biomasa (aerosoles, metales pesados, dioxinas y furanos), variación de las características de los subproductos, así como incidencias sobre los sistemas de limpieza de gases.

La repercusión final de estas barreras técnicas va a depender del *porcentaje de sustitución*, del tipo de combustible renovable utilizado y de la opción elegida para llevar a cabo la co-combustión. En general podría decirse que cuando se quiere trabajar con porcentajes inferiores al 2% en energía la opción de alimentar la biomasa mezclada con el carbón resulta la más adecuada, siempre que el tipo de biomasa utilizado pueda pretartarse en los molinos existentes, mientras que para porcentajes superiores al 15% podría pensarse en realizar co-combustión indirecta. Para el rango intermedio las opciones más apropiadas serían aquellas en las que la biomasa se alimenta a la misma caldera que el carbón pero de forma independiente.

En función del *combustible*, cuando lo que se utiliza son las denominadas biomásas limpias, podría hablarse de que no existe limitación en el porcentaje de sustitución por su baja incidencia sobre las emisiones, los subproductos o los sistemas de limpieza. Mención especial merece el caso de la biomasa de tipo herbáceo (paja y/o algunos cultivos energéticos) con las que, como se ha visto en distintas experiencias llevadas a cabo con este tipo de combustible, el porcentaje de sustitución vendría limitado con el fin de evitar posibles problemas de ensuciamiento en caldera.

Se ha comprobado también que en el caso de otras biomásas como son los RSU, la madera de demolición o los lodos de depuradora, por ejemplo, no resulta viable el uso de altos porcentajes mediante co-combustión directa y se hace necesario su aprovechamiento en co-combustión indirecta donde sí es posible realizar por separado, total o parcialmente, la limpieza de los gases generados por ambos combustibles y por tanto, reducir su incidencia. Cabe recordar que, debido a sus características, a partir de este capítulo estos combustibles ya no se incluyen dentro del término biomasa utilizado en esta tesis y que ha sido definido en el Capítulo 1.

A la vista de la información recogida, sin embargo, puede comprobarse como, en las experiencias en estado comercial, el porcentaje de sustitución con el que se está trabajando es muy inferior a los teóricos que acaban de indicarse. En la Tabla 2.20 aparece reflejado el porcentaje de sustitución más habitual que se ha utilizado para las distintas opciones en instalaciones funcionando en continuo, es decir no durante pruebas. La diferencia entre el valor teórico y el porcentaje real de co-combustión está relacionado, además de con posibles cuestiones particulares, con factores económicos. Por un lado, para poner en marcha una planta de co-combustión es necesario disponer de biomasa a un precio competitivo con el del combustible fósil al que va a sustituir, lo que sin duda limita el porcentaje final, pero además hay que tener en cuenta el coste de la inversión que es necesario realizar.

Tabla 2.20. Comparativa de las distintas opciones de co-combustión a partir de datos y resultados recogidos en experiencias reales.

		Porcentaje de sustitución	Tipo de biomasa	Pretratamiento	Inversión específica (€/kWe)	Ventaja	Inconvenientes	Limitaciones
Opciones de co-combustión directa	a.1	5% en masa / 2% en energía	Serrín, biomasa residual seca frágil (cáscara de almendra...) , pellets, lodos de depuradora	Debido a que se aprovecha el sistema de molienda del carbón y a que a biomasa se alimenta al centro de la llama la necesidad de pretratamiento es menor que en otras opciones.	20 ÷ 80	La forma de operación de la planta no varía. No es necesario realizar cambios en la planta. Situación reversible	Dificultades para homogeneizar la mezcla. Variaciones en el funcionamiento del sistema de molienda.	Capacidad del sistema de alimentación. Incidencias sobre el sistema de molienda que impidan el cambio de combustible.
	a.2	Hasta 10% en masa	Pellets y serrín.	La biomasa debe ser tratada previamente.	Similar al anterior	Se evita el paso por los molinos. No es necesario realizar grandes cambios en la planta.	Es necesario un pretratamiento previo de la biomasa que encarece el coste de operación.	Capacidad del sistema de alimentación
	b.1	10% en energía	Serrín y paja	La biomasa debe ser tratada previamente.	≈200	Baja inversión. El sistema de alimentación de carbón no varía. Situación reversible.	Es necesario un pretratamiento previo de la biomasa que encarece el coste de operación.	Disponibilidad de conductos libres en los quemadores de carbón o en otros puntos de la caldera.
	b.2	10% en energía	Madera y cultivos energéticos	En función de las especificaciones del tipo de quemador utilizado.	200 ÷ 300	Uso de sistemas diseñados para la alimentación de biomasa. La alimentación del carbón no sufre cambios.	Inversión debido a los nuevos quemadores.	Disponibilidad de espacio para los nuevos quemadores.
	c	3% en masa	Astillas de madera	Hasta 500 mm y al 50% de humedad	800 ÷ 900	Disminución de la necesidad de pretratamiento	Inversión elevada debido a la instalación de las parrillas. Aumento de los inquemados en escorias	Necesidad de espacio suficiente en la parte inferior de la caldera
Opciones de co-combustión indirecta	d	Hasta el 15% en energía	Madera de demolición, RSU, traviesas, neumáticos troceados, astillas.	Al usar sistemas diseñados para el aprovechamiento de la biomasa, la necesidad de pretratamiento disminuye drásticamente.	Sin sistema de limpieza: 240 ÷ 450 Con sistema de limpieza: 1.250 ÷ 1.400	Aprovechamiento de biomasa complejas sin limitación del porcentaje de sustitución	Si no se realiza limpieza de gases existe también interacción entre las cenizas. La inversión necesaria es más elevada que en las opciones de directa.	Necesidad de espacio para la instalación
	e	40 MWe (≈ 6% en energía)	Paja y madera	Al usar sistemas diseñados para el aprovechamiento de la biomasa, la necesidad de pretratamiento disminuye drásticamente.	1.325	Aprovechamiento de biomasa complejas Gestión independiente de las cenizas generadas en la combustión de cada combustible	Se trata de plantas con una operación relativamente compleja	Capacidad para adaptar el ciclo.

En la misma tabla aparecen recogidos datos sobre la *inversión específica* de cada una de las opciones de co-combustión en calderas de combustible pulverizado. Estos valores deben tomarse con ciertas reservas a la hora de generalizarlos. Por un lado, no se dispone de muchos datos que confirmen los valores mostrados, en algunos casos ha sido posible estimar un rango de variación para dicha inversión, mientras que en otros se muestra el coste de una instalación concreta. Por otro, estos valores se encuentran sin actualizar, por lo que no representan el coste actual de la instalación. Aun así, puede comprobarse como las mayores inversiones aparecen en las opciones más complejas, pero que, por otra parte, son aquellas que permiten trabajar con mayores porcentajes. Así, la inversión específica es mucho mayor en co-combustión indirecta que en directa, y dentro de esta última mientras que si se opta por mezclar los combustibles prácticamente no es necesario realizar inversión, cuando lo que se hace es alimentar la biomasa a través de unos nuevos quemadores esta aumenta considerablemente. Como ya se ha dicho a lo largo del capítulo, esta variación en la inversión ha influido directamente en el hecho de que la opción más extendida sea la alimentación conjunta, mientras que la co-combustión indirecta se haya utilizado solo para el caso de aprovechamiento de biomasa complejas o se piense en ella a largo plazo como opción para situaciones en las que se disponga de gran cantidad de recurso. No hay que olvidar que la puesta en marcha de este tipo de instalaciones va unida, en muchos casos, a la existencia de políticas de apoyo e incentivos que permiten obtener la viabilidad económica de una tecnología todavía incipiente en algunos países y asociada al uso de un combustible renovable.

Volviendo de nuevo a Tabla 2.20, se han incluido dos columnas en las que aparecen, de forma muy resumida, las principales *ventajas* e *inconvenientes* de las distintas opciones respectivamente. La última columna muestra otras *limitaciones*, distintas a las barreras técnicas señaladas anteriormente, que impiden utilizar una determinada opción en función de las particularidades de la planta origen. Puede comprobarse como, *a priori*, la opción que no presenta limitación es la co-combustión indirecta con gasificación o la puesta en marcha de una nueva planta con dos calderas independientes, y que por lo tanto siempre va a poder plantearse. Sin embargo la limitación real de este tipo de co-combustión, como ya se ha señalado en repetidas ocasiones, estaría en la inversión que es necesario realizar.

A corto y medio plazo, el uso de las opciones de co-combustión directa, tal y como ha podido comprobarse en el resumen de experiencias que se ha presentado en este capítulo, parece que van a imponerse, mientras que, en un escenario a largo plazo, en el que se pretenda aumentar el porcentaje de biomasa y las plantas de carbón empiecen a tener sistemas de limpieza de gases más sofisticados, la co-combustión indirecta irá ganando terreno sobretodo si se piensa en que una mayor investigación en ese campo acabará haciendo decrecer la inversión específica necesaria (García-Galindo et ál., 2009). Por último señalar que las limitaciones y barreras técnicas señaladas para la puesta en marcha de la co-combustión en plantas de combustible pulverizado ya existentes pueden evitarse en las de nueva construcción, plantas concebidas ya para el uso de varios combustibles, dotadas de mayor flexibilidad, de forma que el porcentaje de biomasa pueda ser mucho mayor y en las que se abre un nuevo escenario para la co-combustión (Koppejan y Cremers, 2009).

CAPÍTULO 3.

PRUEBAS DE CO-COMBUSTIÓN

3.1 Aspectos generales del proyecto “Co-combustión en la C. T. de Escucha”

Según se ha explicado en los Capítulos 1 y 2 de esta tesis, la co-combustión es aplicable a toda la tipología de calderas que tradicionalmente se utilizan para el aprovechamiento de combustibles fósiles, existiendo un gran número de centrales térmicas en las que ha sido probada e incluso instalada de forma definitiva con resultados muy positivos. En el caso particular de España, las posibilidades de implantación se encuentran en las de carbón pulverizado ya que todas las centrales existentes actualmente utilizan esta tecnología (un total de veintiuna grandes centrales térmicas de carbón¹² que, con una potencia total instalada de 12.210 MWe, cubrieron cerca del 17% de la demanda de energía eléctrica en España en 2011 (REE, 2012)). Es en este marco en el que surge la idea de llevar a cabo el proyecto “Co-combustión en el C.T. de Escucha” referencia 2FD97-0764 co-financiado por el Ministerio de Ciencia y Tecnología y la Unión Europea, a través de los Fondos FEDER y que fue desarrollado por la Fundación CIRCE entre 1999 y 2002 (Fundación CIRCE, 2002). En este proyecto participó también el Grupo Endesa, el Grupo Viesgo y el Gobierno de Aragón. Fue la primera experiencia de operación de esta tecnología en España en una planta de carbón pulverizado. Gran parte del trabajo que se presenta en esta tesis, la necesidad de generar una metodología de análisis y los resultados obtenidos se basan en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en dicha central en el marco del proyecto.

¹² Dentro de estas veintiuna centrales se encuentran todas las del Sistema Peninsular, incluida la central de IGCC de Puertollano según recoge el informe de Red Eléctrica Española “El Sistema Eléctrico Español: Avance del informe 2011” (REE,2012), y la Central Térmica de Alcudia en las Islas Baleares.

El principal objetivo era determinar la viabilidad de la implantación de esta tecnología en España desde tres puntos de vista:

- Técnico: A partir de la elección del método de introducción del nuevo combustible, de la definición del pretratamiento de la biomasa y el análisis de posibles cambios de operación en planta.
- Medioambiental: Abarcaba tanto el control de emisiones en planta como el estudio de la sostenibilidad de la extracción de biomasa del monte.
- Económico: El proyecto incluía la estimación de los costes de inversión y de operación.

En esta tesis se pretende dar un paso más y, utilizando los datos recogidos durante las pruebas, determinar y generalizar como influyen ciertos parámetros, tales como el tamaño de partícula de la biomasa y el porcentaje de sustitución, en el comportamiento de caldera.

Las principales fases en las que estuvo dividido el proyecto fueron:

- 1.- Evaluación de los recursos de biomasa forestal disponible en el entorno de la central desde el punto de vista de la sostenibilidad del monte y de la viabilidad de su aprovechamiento energético (cantidad, calidad y coste).
- 2.- Integración de la co-combustión en la central:
 - a.- Diseño y puesta en marcha de la instalación de pretratamiento.
 - b.- Determinación del sistema de alimentación para la biomasa y posibles reformas en caldera.
- 3.- Realización de pruebas en funcionamiento real para la determinación de los parámetros óptimos: Humedad y tamaño de partícula de la biomasa y parámetros de operación de la planta.
- 4.- Análisis económico:
 - a.- Estimación de la inversión necesaria para una implantación definitiva, de los costes del combustible y de los ingresos.
 - b.- Extrapolación de resultados para otros tipos de centrales y combustibles.

La planta elegida para la realización del estudio fue la Central Térmica de Escucha situada en la provincia de Teruel. Se trata de una central convencional de carbón pulverizado con una potencia instalada de 160 MW eléctricos en un solo grupo. La central se abastece principalmente de carbón subbituminoso extraído de la minas de la zona, aunque también se utiliza una parte de carbón de importación. Dicha central presentaba unas características particulares que la hacían idónea para llevar a cabo las pruebas de co-combustión. Estas son: la ubicación, el tamaño de la planta y el tipo de combustible fósil utilizado habitualmente en la misma.

- 1º. *Ubicación de la planta.* Se encuentra situada en la cercanía de grandes masas forestales, la mayoría de ellas repobladas y susceptibles, por lo tanto, de tratamientos selvícolas de limpieza y conservación de las mismas, lo que la hacían adecuada para llevar a cabo una experiencia de co-combustión y su posible implantación definitiva en el futuro.

- 2°. *Tamaño de la planta.* Como ya se ha señalado, se trata de una planta de 160 MW eléctricos, tamaño relativamente pequeño y muy adecuado para llevar a cabo este tipo de experiencias piloto y proyectos de investigación, ya que las inversiones necesarias son inferiores que las que se necesitarían en plantas mayores mientras que los resultados pueden extrapolarse con sencillez.
- 3°. *El tipo de combustible fósil utilizado.* Su baja densidad energética le hacía propicio para la aplicación de esta tecnología y un proyecto novedoso, ya que en muchas de las experiencias europeas llevadas a cabo hasta ese momento se operaba con carbones con una alta densidad energética (GJ/m^3), muy superior a la del combustible renovable. Como puede comprobarse en la Tabla 3.1, los carbones de bajo rango tienen una densidad energética parecida a la de la biomasa sólida una vez pretratada (excepto en el caso de los cultivos energéticos). Esta similitud entre ambos combustibles facilita la alimentación de la biomasa puesto que puede utilizarse el mismo sistema que para el carbón, lo que implica una reducción considerable de la inversión a realizar para adaptar la planta. Además, puede suponer también menores costes de operación, ya que si se consigue introducir la biomasa al centro de la llama, es técnicamente viable utilizar un tamaño de partícula superior, disminuyendo con ello la necesidad de pretratamiento y los costes asociados al mismo.

Tabla 3.1. Densidad energética de distintos combustibles (elaboración propia a partir de diversas fuentes)

	PCS (b.s.) (MJ/kg)	Densidad aparente (kg/m^3)	Densidad energética (GJ/m^3)
Carbón de Alto Rango pulverizado	32,5	900	29,25
Carbón de Bajo Rango pulverizado	17,0	700	11,90
Serrín (entre 0,3 y 2 mm.)	19,5	300	5,80
Astillas de madera (entre 2,5 y 7,5 mm.)	19,5	500	9,75
Paja troceada (entre 5 y 25 mm.)	18,0	60	1,08

Por otro lado el elevado contenido en azufre del combustible fósil habitual, más del 4% en masa, que contrasta con el bajo porcentaje de éste en la biomasa forestal, entorno al 0,02%, potencia los beneficios que la aplicación de la co-combustión implica para este tipo de centrales, lo que supuso también un punto a favor en la selección de la planta.

En el Anexo I se presenta una breve descripción de esta central térmica, sus características y particularidades. Aunque a lo largo del desarrollo de la memoria se va a profundizar en aquellos aspectos de la planta que se consideren oportunos en cada momento, la información recogida en el anexo pretende dar a conocer el marco y las limitaciones en los que tuvieron lugar las pruebas y poder entender mejor alguno de los resultados obtenidos.

Como ya se ha señalado, el trabajo desarrollado en esta tesis se basa en los resultados obtenidos en las pruebas de co-combustión en funcionamiento real de la planta, que fue la actividad principal del proyecto. Para dichas pruebas se utilizó biomasa de origen forestal obtenida en tratamientos selvícolas realizados a masas forestales próximas a la central. La cantidad de biomasa introducida supuso, aproximadamente, el 5% en energía (alrededor de 8 MWe a plena carga). En el siguiente apartado se presenta de forma resumida el trabajo desarrollado en la fase 1 del proyecto y que permitió obtener este valor. Además, antes de

pasar a explicar cómo se realizaron las pruebas y a presentar el análisis de los datos recogidos en las mismas (apartados 3.4 y 3.5), se ha considerado oportuno incluir también en este capítulo el trabajo llevado a cabo en la fase 2 del proyecto en relación con el diseño y puesta en marcha de la planta experimental que se utilizó en las pruebas de co-combustión para el pretratamiento y alimentación de la biomasa (apartado 3.3). El informe final del proyecto (Fundación CIRCE, 2002) recoge, de forma más detallada, todas las actividades realizadas en las distintas fases, así como aspectos concretos en los que no se ha profundizado en esta memoria por considerarse alejados de los objetivos de la tesis.

3.2 Determinación y particularidades de los recursos.

3.2.1 Evaluación de la biomasa disponible.

Uno de los principales problemas a los que se enfrenta cualquier instalación que utilice biomasa para la generación de energía es la gestión del combustible, es decir, es necesario disponer de un suministro fiable, a largo plazo y a un precio competitivo. Las características intrínsecas del recurso (estacionalidad, influencia climatológica en la producción, baja densidad energética) hacen que éste sea uno de los puntos clave en cualquier proyecto. Para la implantación de la co-combustión en una central térmica el problema es el mismo. Es imprescindible conocer previamente la cantidad y las características de los recursos disponibles y su coste, ya que este valor fijará el límite superior para el porcentaje de carbón que es posible sustituir por biomasa (las cuestiones técnicas fijarán el porcentaje definitivo).

Una de las actividades llevadas a cabo en el proyecto consistió precisamente en la evaluación de recursos en el entorno de la planta. Desde el punto de vista de los objetivos de esta tesis, el principal resultado de esa actividad fue la determinación del porcentaje de sustitución de carbón en función de la disponibilidad de biomasa. Por ello, solo van a describirse brevemente los pasos seguidos y el resultado final obtenido. En el informe final del proyecto puede encontrarse más información sobre la metodología utilizada en la evaluación (Fundación CIRCE, 2002).

Debido a la cercanía a la planta de diversas masas forestales y a las características favorables que presenta este tipo de biomasa, se decidió evaluar la biomasa forestal que podría extraerse a partir de tratamientos selvícolas de dicha masas, atendiendo a dos criterios:

1. Biomasa extraíble a un coste que permitiera la viabilidad económica de su aprovechamiento energético.
2. Biomasa extraíble de forma compatible con la sostenibilidad del bosque.

Estos dos criterios fijarían la cantidad de biomasa que de forma continuada podría utilizarse en la planta para co-combustión y también el porcentaje de sustitución máximo con el que realizar las pruebas. Los pasos seguidos hasta conseguir este último objetivo fueron los siguientes:

- *Estimación de la cantidad de biomasa forestal disponible en el entorno de la planta:* Se definió como superficie de estudio la incluida en una circunferencia de 50 km de radio con centro en la propia central (Figura 3.1), siguiendo la práctica habitual en este tipo de evaluaciones (Nieminen y Kivela, 1998).

Teniendo en cuenta las tres especies principales que existen en las zonas de actuación, *pinus halepensis*, *pinus nigra* y *pinus silvestres*, se estimó que la cantidad total de residuos que podrían obtenerse en la zona analizada atendiendo a tratamientos selvícolas tradicionales era de casi 29.500 toneladas anuales.

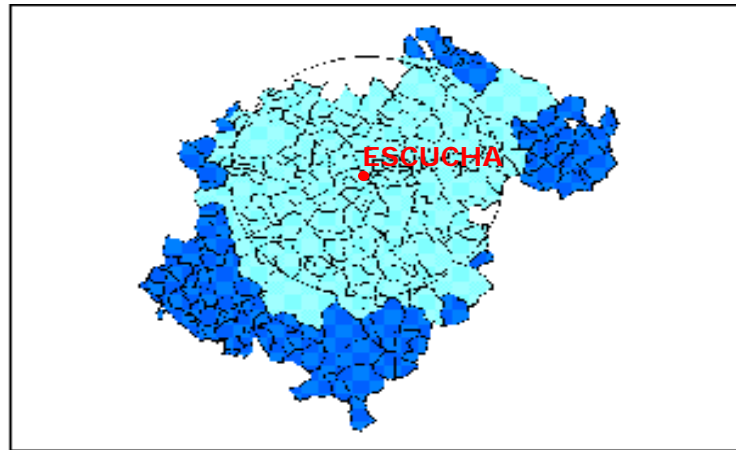


Figura 3.1. Zona de estudio para la estimación de la cantidad de biomasa forestal disponible en el entorno de la planta.

- *Estimación del coste del combustible renovable a pie de central.* Para ello se tuvieron en cuenta dos partidas bien diferenciadas: el coste de extracción y el coste de transporte hasta la central. El primero se encuentra asociado a las tareas que se llevan a cabo en una clara desde el comienzo de los trabajos hasta que los residuos son triturados y puestos en el camión. Para estimar el coste del transporte se estuvo en contacto con las principales empresas del sector en la zona, y se fijaron las distancias máximas y mínimas desde las masas forestales hasta la planta.
- *Evaluación de recursos aplicando criterios de sostenibilidad al bosque.* Cualquier extracción de materia orgánica de un monte supone la alteración de sus ciclos naturales. Uno de los objetivos de la evaluación de recursos realizada en el marco del proyecto era determinar qué valor no deben superar las extracciones de biomasa residual para garantizar la persistencia de las masas y su productividad. Tras los múltiples ensayos llevados a cabo en distintas parcelas se concluyó que, aunque era conveniente continuar con el seguimiento temporal de las mismas, la extracción de los residuos generados teniendo en cuenta los criterios selvícolas tradicionales no afectaba a los futuros desarrollos y productividad de la masa en pie, si se tenía en cuenta su capacidad de recuperación (Canalís et ál., 2002). Es decir, el potencial de recursos obtenido según el criterio anterior era válido en este caso y no se vio minorizado por el criterio de sostenibilidad del bosque.
- *Estimación del porcentaje de sustitución:* Conocida la cantidad de biomasa disponible anualmente en el entorno de la planta (29.500 t/año) y su poder calorífico inferior, es posible estimar el potencial energético anual con biomasa que sería de 281.636 GJ/año. Teniendo en cuenta los parámetros de funcionamiento de la planta (factor de carga – 53%- y rendimiento -37%- (Palacio, 1999)) esto supondría un porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía del 3,9%.

Es importante tener en cuenta que en esta evaluación de recursos no se consideraron los residuos de podas de frutales ni otros residuos disponibles en la zona, por lo que el porcentaje real de sustitución podría ser algo mayor. Por ello, las pruebas de co-combustión se realizaron suponiendo que dicho porcentaje final podría estar entorno al 5% en energía (8 MWe).

3.2.2 Características de la biomasa utilizada en las pruebas.

A partir del estudio que acaba de presentarse, el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa se fijó en un 5% en energía máximo y sería este porcentaje con el que se realizarían las pruebas a plena carga. Para obtener la biomasa residual forestal requerida para llevarlas a cabo se contactó con el Servicio de Montes del Gobierno de Aragón. Se determinó que el monte o el tratamiento selvícola más adecuado para extraer los residuos podía ser el monte T-1017 (Torre Carod) ubicado en el término municipal de Cuevas de Almudén, una masa mixta de *Pinus nigra* y *Pinus sylvestris*. La utilización de los residuos selvícolas originados en este tratamiento presentaba diferentes ventajas:

- Proximidad a la central térmica de en la que se iban a realizar las pruebas. Está situado a 8 km en línea recta y a 20 km por pista y carretera.
- Fácil accesibilidad. Este monte se encuentra en su mayor parte en una vaguada relativamente plana lo que facilita enormemente la extracción de los residuos.
- Tipología de la masa forestal muy representativa. La elevada densidad que tenía este monte (más de 2.000 pies/ha) para su edad, superior a 40 años, había ocasionado la existencia de pies poco desarrollados por la enorme competencia existente entre ellos.

Una vez seleccionada la masa forestal de la que se iba a obtener el combustible necesario para las pruebas y efectuado el tratamiento, se procedió a su transporte hasta la planta. Debido a que no era posible almacenar la biomasa en forma de astillas en la central, se decidió no realizar esta operación en el monte. Además los fustes no se trocearon, con el fin de minimizar las operaciones de preparación de los residuos en el monte antes de cargarlos en camión. En la Figura 3.2 se muestran dos imágenes de la biomasa en el monte antes de ser cargada a los camiones.



Figura 3.2. Apilamiento y acordonamiento de los residuos, pasos previos a su recogida.

Una vez en planta se apiló en los terrenos contiguos a la ubicación de la instalación de pretratamiento (Figura 3.3). Este almacenamiento intermedio, debido a los retrasos que surgieron en el desarrollo del proyecto, se prolongó considerablemente en el tiempo, lo que contribuyó a reducir la humedad de la biomasa debido al proceso de secado natural que tuvo lugar. De esta forma los recursos empleados en las últimas pruebas presentaban un contenido en humedad, antes del tratamiento, próximo al 20%, frente al 35-40% de las primeras.



Figura 3.3. Almacenamiento de los residuos en la central.

3.3 Instalación experimental.

Una vez determinado el tipo de biomasa con el que se iba a trabajar y la cantidad máxima disponible, la fase 2 del proyecto consistía en la adaptación de la central para la realización de las pruebas de co-combustión en funcionamiento real. Se diseñó para ello una instalación experimental constituida a su vez por dos partes: la planta de pretratamiento y el sistema de alimentación. La primera debía ser tal que permitiera su uso posterior en una instalación experimental de combustión a escala de laboratorio para la realización de otras pruebas dentro del mismo proyecto, mientras que el sistema de alimentación tenía que concebirse con la premisa de que, no suponiendo un cambio irreversible para la planta, sí que reprodujera fielmente la solución que podría adoptarse definitivamente, así como las incidencias sobre su funcionamiento.

Las dos partes de la instalación experimental se encuentran interrelacionadas. El punto de alimentación de la biomasa determinará la necesidad de pretratamiento para su correcto aprovechamiento, por tanto, las especificaciones o modificaciones de una de ellas influyeron en el diseño de la otra y viceversa. A continuación se presenta la solución final adoptada.

3.3.1 Selección de la opción de co-combustión más adecuada.

Teniendo en cuenta las distintas opciones posibles para aplicar la co-combustión en centrales de combustible pulverizado (ver Capítulo 2), dos parámetros fueron determinantes en esta experiencia a la hora de elegir aquellas que se analizarían más en detalle antes de la elección final: el porcentaje de sustitución y las características particulares de los combustibles utilizados.

- *Porcentaje de sustitución:* Según la disponibilidad de recursos estimada en el entorno de la planta, se consideró que el porcentaje idóneo de sustitución de carbón por biomasa para esta central, en el caso de una aplicación definitiva, se encontraría alrededor del 5% en energía. Los valores típicos de este parámetro podrían oscilar en la práctica entre un 2 y un 8%, utilizando un porcentaje menor en aquellos casos en los que la disponibilidad de biomasa no fuera suficiente y viceversa, adaptándose de esta forma a la posible estacionalidad del recurso. Este porcentaje supuso que no se tuviera en cuenta desde el inicio la opción de co-combustión indirecta, ya que no estaría justificado el elevado coste que implicaría frente a la de co-combustión directa. Por el contrario, dejaba la puerta abierta prácticamente a todas las opciones de co-combustión directa, en las que se ha trabajado sin problemas con porcentajes que oscilan entre el 2 y el 10% en energía, según ha quedado reflejado en el capítulo anterior.
- *Densidad energética del combustible:* El sistema de alimentación existente en la planta original está diseñado para procesar un determinado volumen de combustible por unidad de tiempo. Ese volumen se encuentra directamente relacionado con la densidad energética del combustible, es decir, la energía por unidad de volumen. En muchas de las experiencias llevadas a cabo en co-combustión, el carbón empleado tenía una densidad energética elevada y muy superior a los tipos de biomasa habituales. Como consecuencia de esta diferencia, al pretender introducir la misma cantidad de energía a la caldera, el volumen de combustible que es necesario procesar en co-combustión es muy superior, por lo que, si se utilizan los sistemas diseñados para el carbón para alimentar también la biomasa, se limita considerablemente el porcentaje de sustitución (no superior al 2% en energía (Tillman, 2000)). Esta limitación supone que cuando se quiera trabajar con un porcentaje mayor se haga necesario buscar otras alternativas (alimentación independiente para la biomasa).

Sin embargo, el tipo de carbón utilizado en la central de Escucha era de los denominados de bajo rango, o baja densidad energética. La mezcla utilizada tenía una densidad incluso inferior a los 1.000 kg/m^3 , y un PCI de alrededor de $16,3 \text{ MJ/kg}$ (densidad energética aproximada $16,3 \text{ GJ/m}^3$). Por su parte, para los residuos forestales estos valores se sitúan habitualmente en 700 kg/m^3 y $17,2 \text{ MJ/kg}$ respectivamente, lo que supone una densidad energética de 12 GJ/m^3 . Con un porcentaje de biomasa del 5% en energía, esto supondría un aumento inferior al 2% en el volumen de combustible necesario. Incluso si se introdujera toda la biomasa junto con el carbón por una misma fila de quemadores¹³, el aumento del volumen procesado por ellos sería del 7%, bastante inferior al caso de otros combustibles. Además hay que tener en cuenta que esta planta fue diseñada para poder operar a plena carga con carbón turolense con solo tres molinos en funcionamiento, y sus correspondientes filas de quemadores. Esto significa que cada quemador está preparado para introducir a la caldera hasta un 33% más de combustible en masa que su valor habitual. Por consiguiente, era de esperar que el incremento debido a la biomasa pudiera ser absorbido perfectamente por los quemadores y sistemas auxiliares, dado que además se estaba empleando una mezcla

¹³ La C.T. de Escucha dispone de un total de 16 quemadores distribuidos en cuatro filas alimentada cada una de ellas por un único molino.

de carbones (turolese más importación), cuya densidad energética era mayor que la del carbón de diseño (Palacio, 1999).

Teniendo en cuenta lo expuesto, y atendiendo a los tipos de co-combustión que se han definido en el Capítulo 2, las opciones que se sometieron a estudio fueron las siguientes

- Opción 1: Biomasa mezclada con el carbón antes de los molinos (a.1).
- Opción 2: Alimentación independiente de la biomasa utilizando una de las líneas de carbón (b.1).
- Opción 3: Alimentación independiente de la biomasa con quemadores específicos (b.2).
- Opción 4: Alimentación independiente de la biomasa a través de los quemadores de carbón modificados, quemadores mixtos (b.1).

En el Anexo III se muestran las particularidades de las tres primeras opciones, sus ventajas e inconvenientes y los criterios que llevaron a que la opción 4 fuera la elegida finalmente. En resumen puede decirse que:

- Las opciones 1 y 2 presentaban como principal problema la falta de independencia entre los sistemas de alimentación del carbón y de la biomasa. Este hecho, además de dificultar su control, podía ocasionar problemas de atascos o incluso de autocombustión de la biomasa en algún punto del sistema (principalmente el molino) por lo que estas opciones se descartaron en el estudio preliminar.
- La tercera opción, muy adecuada *a priori* desde el punto de vista técnico, tenía el visto bueno por parte del personal de planta, sin embargo precisaba de la instalación de dos nuevos quemadores para la biomasa, lo que en el marco del proyecto suponía un coste excesivo, que hizo necesario buscar una nueva alternativa.

Se optó, por tanto, por alimentar la biomasa a través de los propios quemadores de carbón. Como puede verse en el Capítulo 2 de esta tesis, existían ya varias experiencias en las que la co-combustión se había llevado a cabo de forma similar. Es el caso, por ejemplo, de Seward Generating St. (Battista Jr. et ál., 2000) en Estados Unidos o Studstrup en Dinamarca (Wieck-Hansen et ál., 2000). Los buenos resultados que se estaban obteniendo en estas experiencias avalaron la opción elegida.

En la caldera hay instalados dieciséis quemadores de premezcla distribuidos en cuatro filas o plantas (Figura 3.4). Una vez inspeccionados se comprobó que disponían de un conducto interno que, en algunos de ellos, podía utilizarse para la biomasa (ver Anexo I). En las filas 1 y 3 el conducto central se empleaba para alojar la lanza de propano y gasóleo necesaria para los arranques, mientras que en las 2 y 4 se aprovechaba, en ocasiones, para introducir cierta cantidad de aire denominado terciario. Son en estas dos últimas en las que resulta posible aprovechar este conducto interno para la alimentación de biomasa. Obtenido el visto bueno por parte de la central, ésta fue la opción finalmente elegida. Con ella se eludía la elevada inversión que hubiera supuesto la instalación de unos quemadores específicos para la biomasa y se conseguía igualmente independizar los sistemas de alimentación de ambos combustibles hasta el quemador, con lo que se evitaban los problemas en molienda y almacenaje.

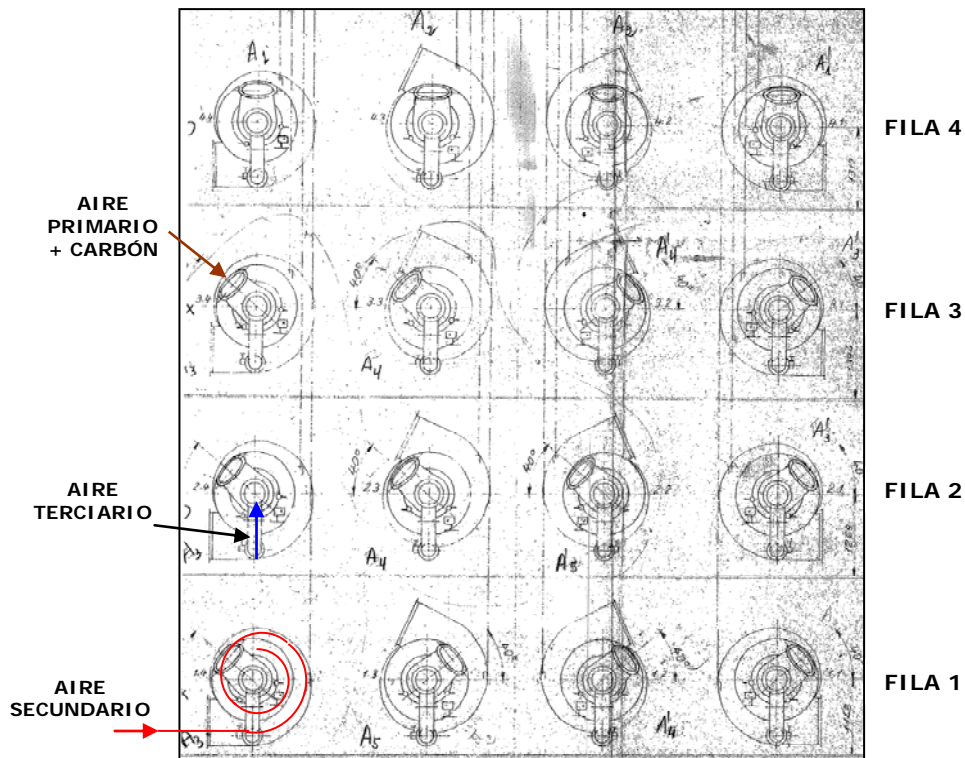


Figura 3.4. Distribución de quemadores en la pared frontal de caldera.

La Figura 3.5 muestra un esquema de cómo quedaría el sistema de alimentación a caldera de los combustibles. En el caso de la biomasa, tras su paso por la instalación de pretratamiento (biomasa seca y pulverizada) se almacenaría en un silo hasta que se alimentara a caldera utilizando el sistema neumático que la transportaría hasta los quemadores adaptados al nuevo combustible. Como aire secundario para la biomasa serviría el que habitualmente se introduce para el combustible fósil por el propio quemador. A continuación van a describirse un poco más en detalle cada una de estas partes así como la instalación de pretratamiento diseñada.

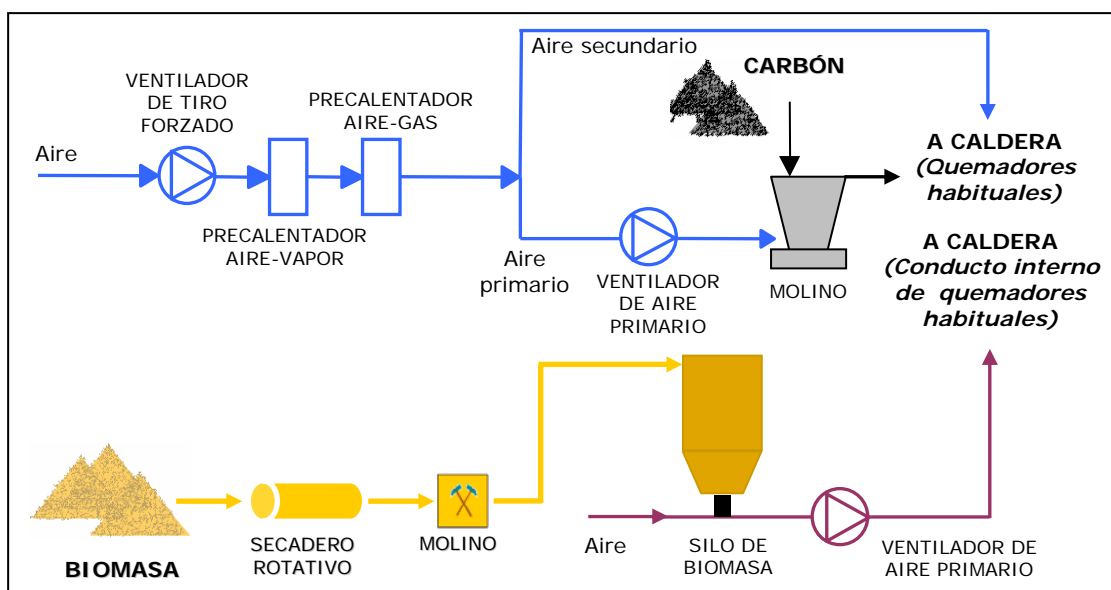


Figura 3.5. Esquema del sistema de alimentación de la biomasa a través del conducto central de los quemadores de carbón

3.3.2 Instalación de pretratamiento de la biomasa.

Las calderas de combustible pulverizado están diseñadas, como se ha visto en el capítulo anterior, para utilizar combustible con tamaños de partícula muy pequeños, consiguiéndose de esta forma altos rendimientos con tiempos de residencia bajos. Una humedad elevada o un tamaño de partícula demasiado grande para la biomasa pueden empeorar sustancialmente la operación de la caldera, y principalmente su rendimiento, haciendo que esta tecnología no resulte viable. Por otro lado, un tratamiento excesivo del combustible renovable implicaría un incremento innecesario de su coste, empeorando así la viabilidad económica de la co-combustión.

El grado de pretratamiento de la biomasa viene fijado por las propias características del combustible, por el tipo de co-combustión y por el punto seleccionado para la alimentación de la biomasa, por lo que resulta necesario estudiar cual es el apropiado para cada planta en particular. Como acaba de explicarse, la biomasa se iba a alimentar de forma independiente al carbón a través de un conducto disponible en los mismos, por lo que era necesario dotar a la biomasa del tamaño adecuado para su aprovechamiento. Con el objetivo de determinar la influencia sobre el funcionamiento de la caldera precisamente del tamaño de partícula y la humedad, las pruebas se realizaron con distinto grado de pretratamiento de la biomasa. La cuantificación y generalización de ese efecto, a partir de los datos recogidos en pruebas, es el trabajo desarrollado en esta tesis.

Como acaba de señalarse en el apartado anterior, la biomasa llegaba a la central en forma de troncos. El tratamiento del recurso se iniciaba con una primera etapa de astillado consiguiéndose un tamaño de salida medio de 30 mm y una humedad máxima aproximada del 40%. Para que estas astillas pudieran ser utilizadas como combustible era necesario someterlas a un proceso de secado y a una nueva etapa de reducción de tamaño.

Los equipos que se utilizan para disminuir el tamaño de partícula de biomasa a tamaños inferiores de, aproximadamente, 8 mm son, de forma general, los molinos, siendo los de martillos, los más comúnmente utilizados (Gil, 2010). En el caso de esta instalación, se buscó un molino que permitiera obtener tamaños de partícula de hasta un milímetro en un solo equipo, por lo que se decidió adquirir un molino de martillos con una etapa previa de cuchillas. El Anexo II recoge más información sobre las particularidades de este equipo.

En lo que se refiere al secado, cuando se valora someter a la biomasa a este proceso, la primera opción es el secado natural, debido a su bajo coste. Éste se produce gracias a las condiciones atmosféricas que facilitan la deshidratación del combustible y/o a los procesos químicos y biológicos, conocidos como termogénesis, que tienen lugar en el interior de las pilas de almacenamiento de biomasa. Sin embargo con este secado en función de parámetros tales como el tipo de biomasa, el tamaño de partícula, el tiempo y tamaño del almacenamiento etc., solo pueden alcanzarse niveles de humedad que estén en equilibrio con la humedad ambiente a una temperatura determinada.

Las experiencias previas que se analizaron antes de la puesta en marcha del proyecto, indicaban que el porcentaje de humedad idóneo para llevar a cabo la combustión de la biomasa en una caldera de estas características debería estar entorno al 10% b.h. (Fundación CIRCE, 2002). Además, el porcentaje de humedad no solo es importante por su influencia sobre la combustión sino también sobre el tratamiento previo que debe sufrir la biomasa. Un grado de

humedad del combustible elevado podría dar lugar a problemas en la etapa de molienda como atascos en las cribas por apelmazamiento. Por otro lado, la pulverización de biomasa seca (con contenidos de humedad inferiores al 15%) puede suponer un ahorro de energía en el proceso de molienda del 25 al 50% respecto a la utilización de biomasa húmeda (Blackwell et ál., 1984). Para este secado, adicional al natural, se utilizan los sistemas de secado forzado.

Una vez estudiadas las condiciones climáticas de la zona durante el período de almacenamiento (valores medios del 70% de humedad relativa y 7 °C de temperatura), se estableció que la cantidad mínima de agua en el biocombustible que se podría alcanzar de manera natural no podría ser la requerida, sino cercana al 14% b.h. (Bergman et ál., 1999). Se consideró también la opción de astillar el material en fuste y emplazarlo en el exterior, con el fin de favorecer su secado en el tiempo de almacenamiento estipulado. Sin embargo esta opción se desechó, entre otros motivos, para evitar importantes pérdidas de materia seca, y por tanto de energía, debidas a la degradación, estimadas en hasta un 1% por mes de almacenamiento (Richardson, 2002).

Por ello se decidió proceder a disminuir el contenido de humedad de manera forzada. Una vez evaluadas las distintas opciones existentes en el mercado, el equipo seleccionado para la instalación de pretratamiento fue un secadero rotativo de corrientes paralelas (ver Anexo II).

En la Figura 3.6 aparece un esquema de la instalación de pretratamiento completa que se empleó para procesar la biomasa utilizada en las pruebas. Con ella se consiguió obtener biomasa con distintos grados de humedad (del 4 al 15%) y también varios tamaños de partícula (de 1 a 5 mm) con el fin de estudiar la influencia de ambas variables sobre la combustión en caldera. Para el transporte de la biomasa desde la salida del sistema de secado al de molienda se utilizaba una cinta transportadora cubierta para evitar la pérdida de material. En el Anexo II se describen de forma más detallada las características de los distintos equipos que componen ambos sistemas.

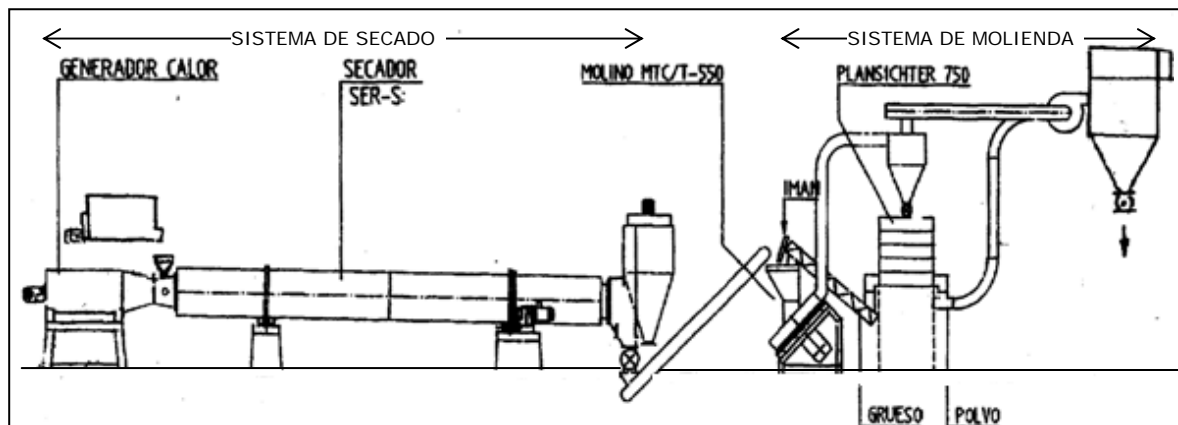


Figura 3.6. Esquema de la instalación de pretratamiento.

3.3.3 Sistema de almacenamiento de la biomasa.

La capacidad de procesamiento de los equipos seleccionados en la instalación de pretratamiento era muy inferior a la necesaria para trabajar en continuo. Las especificaciones iniciales previstas para las pruebas fijaban generar un 5% de la energía a partir de biomasa durante al menos una hora con la planta funcionando a plena carga. Eso suponía que debían alimentarse aproximadamente cinco toneladas por hora de este combustible. Con la instalación de

pretratamiento dimensionada se conseguía una producción de alrededor de 150 kg/h de biomasa seca con tamaño de partícula de 1 mm. Esta diferencia se debió, por un lado, al hecho de que al tratarse de un proyecto de investigación las inversiones se encuentran muy limitadas por lo que es necesario minimizar los costes del equipamiento, por otro, como se ha señalado anteriormente, a la necesidad de conjugar el uso de estos equipos para las pruebas de co-combustión en la central y su utilización posterior en una instalación experimental de combustión de escala mucho más reducida (0,7 MWT).

Para lograr la biomasa necesaria para una prueba de una hora de duración se requería que el molino, cuello de botella de la instalación, trabajara aproximadamente 34 horas a pleno rendimiento. Por lo tanto, era necesario que la instalación funcionara durante varios días y la biomasa, una vez pretratada, debía almacenarse antes de ser utilizada en la prueba. La opción elegida fue que el combustible renovable se acumulara en un silo diseñado específicamente para las pruebas. El tamaño del mismo se pensó para que éste almacenara la cantidad de biomasa necesaria para toda una prueba. Sus dimensiones aproximadas aparecen señaladas en la Figura 3.7.

Hay que tener en cuenta que, cuando se dimensionó este equipo, estaba previsto realizar pruebas entre un 5% y un 10% de biomasa en energía, para lo que se necesitaban de 4.500 a 9.000 kg/h, y con una duración aproximada de entre 2 y 3 horas. De esta manera, teniendo en cuenta una densidad aparente media de la biomasa, para un tamaño de partícula de 3 mm, de 500 kg/m³ (Demirbas, 2004), la capacidad del silo construido fue de 55 m³. Como se explicará en el apartado 3.4, la duración final de las pruebas fue inferior a la prevista y además parte debieron realizarse con la planta funcionando a carga parcial, lo que supuso que el silo estuviera sobredimensionado. Por ello, cuando la logística asociada a las pruebas lo permitió, pudo almacenarse la biomasa necesaria para más de una prueba.

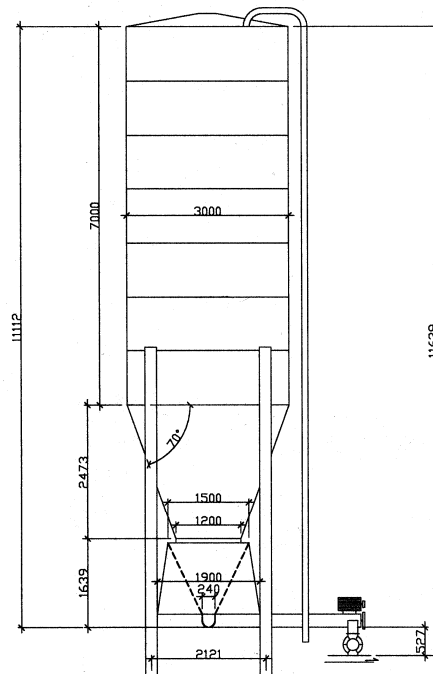


Figura 3.7. Esquema del silo.

La biomasa pulverizada procedente del molino entraba al silo mediante transporte neumático. Como puede verse en la Figura 3.8-A, se instaló un filtro en la parte superior que permitía la salida del aire de transporte, reteniendo la biomasa en su interior. El filtro disponía de un

sistema de limpieza por aire comprimido a contracorriente, cuyos impulsos se controlaban mediante un sistema medidor de presión diferencial entre el lado sucio y el limpio.

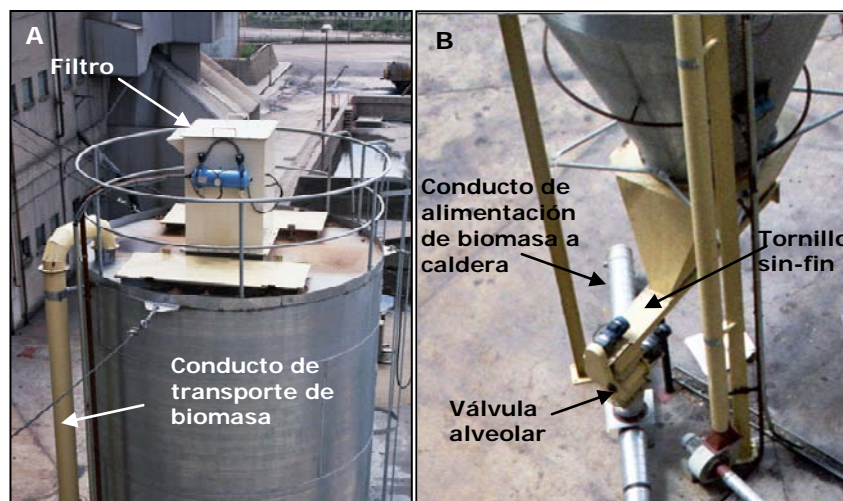


Figura 3.8. Sistema de alimentación y descarga del silo.

La descarga del silo (Figura 3.8-B) se hacía mediante una esclusa rotativa, también llamada válvula alveolar. Esta esclusa tenía la misión de aislar el conducto de transporte del silo, permitiendo la salida de material de este último pero evitando la entrada de aire al mismo. Para facilitar la descarga de biomasa del fondo del silo y dosificar correctamente el material se incluyó un tornillo sinfín antes de la válvula rotativa. Este tornillo se accionaba por un motor dotado de variador de frecuencia, de modo que se podía regular perfectamente su velocidad de giro y controlar así el flujo de producto descargado. Como accesorios se incluyeron además: vibradores en el cono del silo para facilitar la descarga, entradas de aire comprimido de fluidificación para evitar abovedamientos y paneles de venteo en el techo como seguridad ante sobrepresiones.

En la Figura 3.9 aparece una representación de los distintos equipos que componían la instalación de pretratamiento junto con el silo según se dispusieron en la planta. Se eligió para su ubicación una zona próxima al edificio de caldera, en la que además no fue necesario realizar cimentación por estar ya preparada.

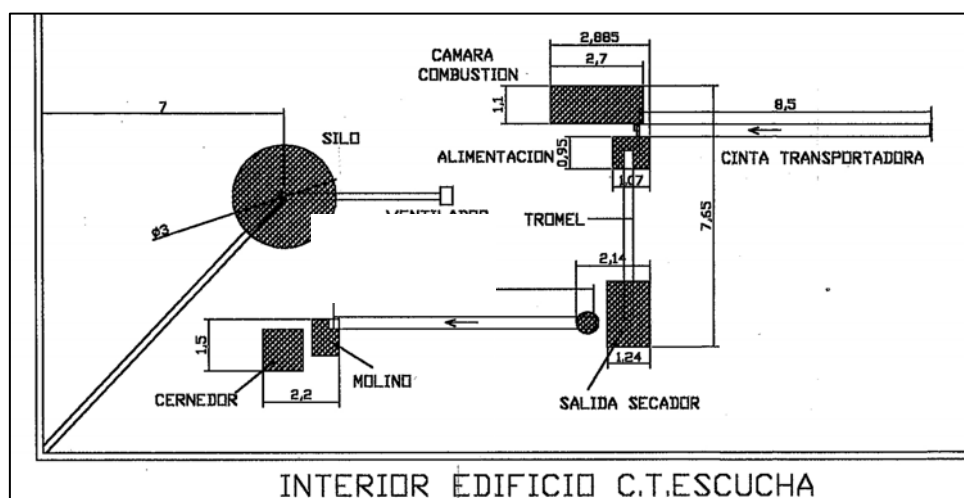


Figura 3.9. Disposición de equipos de la instalación de pretratamiento y del silo en la planta.

3.3.4 Adecuación de los quemadores de carbón para la alimentación de biomasa. Quemadores mixtos.

Como se ha señalado anteriormente, para alimentar la biomasa se pensó en aprovechar el conducto central vacío que existía en los quemadores de carbón de las plantas 2 y 4 (Figura 3.4). Dado que se pretendía aumentar al máximo el tiempo de residencia de las partículas de biomasa en caldera, disminuyendo así el riesgo de inquemados, resultaba más conveniente inyectar la biomasa por la parte inferior de la caldera, tal y como se había hecho en otras experiencias de co-combustión (Blount St. (Aerts et ál., 1997), Vestkraft Power St. (Hansen et ál., 1998), Genderland (Beekes et ál., 1998), Seward Generating St. (Battista Jr. et ál., 2000), por ejemplo). Por ello, se decidió utilizar los quemadores de la segunda fila. Además, manteniendo en funcionamiento con carbón la primera fila, se evitaba que en caso de que las partículas de biomasa no se sustentaran, éstas no llegaran a la parte inferior de la caldera sin quemar, ya que existiría temperatura suficientemente alta en ese primer nivel para asegurar su adecuada combustión.

El estudio de las características y las dimensiones de estos quemadores demostró que para el porcentaje de biomasa que se iba a utilizar en las pruebas era suficiente con emplear el conducto central de un único quemador. No obstante, para conseguir una distribución simétrica de los combustibles en la caldera, se decidió repartir el flujo de biomasa entre los dos quemadores centrales (Figura 3.10).

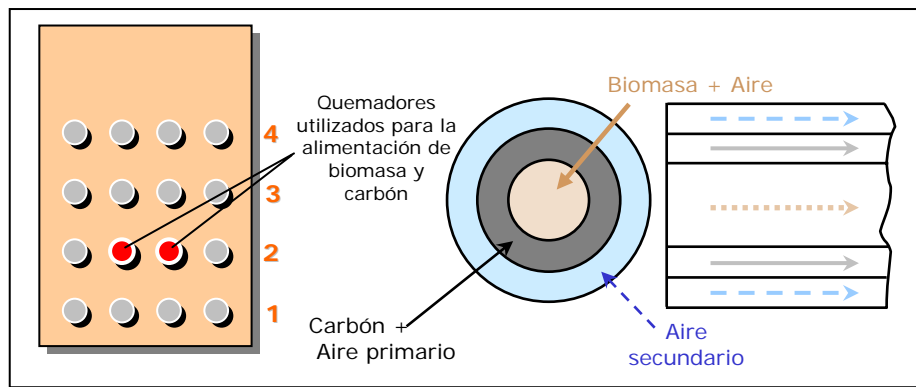


Figura 3.10. Distribución y modo de operación de los quemadores alimentados con biomasa

La biomasa llegaba a los quemadores mediante transporte neumático según se describirá a continuación, es decir, se utilizaba ya aire de transporte o aire primario. El aire restante para la combustión lo seguirían aportando los sistemas de aire secundario existentes para el carbón. En la Figura 3.11 aparece una imagen del conducto de biomasa y cómo se distribuía a los dos quemadores de carbón que se transformaron así en quemadores mixtos.

Para evitar que la alimentación de la biomasa ocasionara problemas se modificaron ligeramente los quemadores de carbón (Torné, 2000). Con el fin de mejorar la formación y estabilidad de la llama, se tuvo en cuenta la fluidodinámica de la mezcla biomasa más aire en el momento de su salida del quemador al hogar. Para ello se adaptó la pieza que existía al final del conducto central, de tal forma que se evitaran posibles atascos y se consiguiera, al mismo tiempo, que la biomasa se dirigiera hacia la zona donde se desarrolla la combustión del carbón, disminuyendo

así la probabilidad de aumentar los inquemados. En la Figura 3.12 aparecen dos esquemas de la pieza final del conducto antes y después de la reforma.



Figura 3.11. Conductos de alimentación de la biomasa.

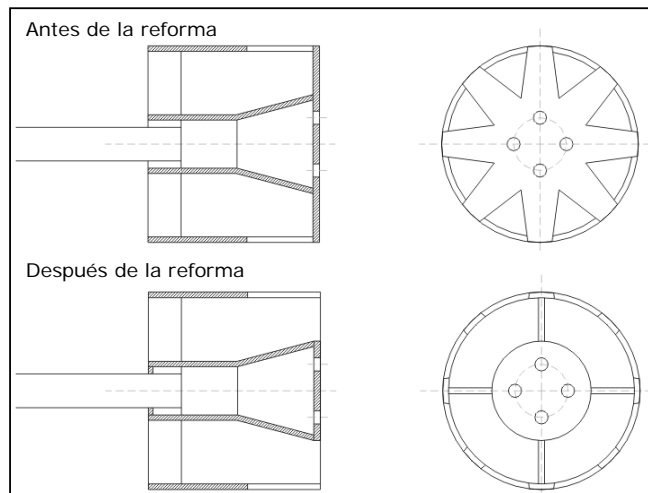


Figura 3.12. Pieza final del conducto central del quemador antes y después de la reforma (esquema aproximado).

Además, durante las pruebas, se introdujo cierta cantidad de aire caliente por el conducto de la biomasa. El aire de transporte de la biomasa iba a estar a temperatura ambiente, para evitar problemas de autoinflamación, por lo que, con el fin de no perjudicar el rendimiento de la caldera en co-combustión, el flujo aire-biomasa se mezcló, en el momento de su entrada al quemador, con una cierta cantidad de aire secundario, cuya temperatura ronda los 300 °C, aprovechando que el conducto interno estaba preparado para ello (aire terciario). Se buscaba que la biomasa junto con su aire primario entrara en la caldera a una temperatura similar al caso del carbón (alrededor de los 75 °C).

En la Figura 3.13 aparece una imagen de la parte externa de uno de los quemadores mixtos. Es importante señalar que todas las adaptaciones de los quemadores se hicieron de forma que

fueran reversibles, es decir, que una vez terminadas las pruebas de co-combustión la planta pudiera volver a su funcionamiento habitual sin problemas.

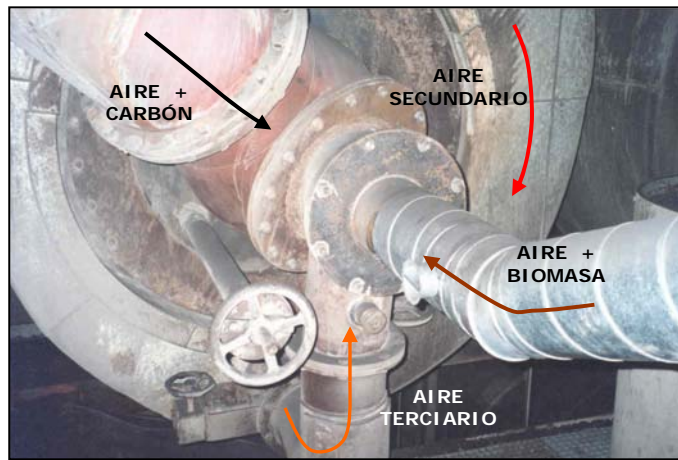


Figura 3.13. Quemador mixto. Distribución de aire y combustibles.

3.3.5 Sistema neumático de alimentación a caldera.

La forma idónea para transportar la biomasa desde la salida del silo hasta la segunda fila de quemadores es mediante transporte neumático. Se estudiaron distintos trazados condicionados por las restricciones impuestas por los edificios e instalaciones existentes en la central, así como por la propia ubicación de la instalación de pretratamiento (Torné, 2000). Además de las cuestiones geométricas había que tener en cuenta que el caudal aire/biomasa debía circular en condiciones óptimas. Estas condiciones implican que la velocidad del caudal no debe ser superior a 25 m/s para evitar riesgo de erosión en los conductos, ni inferior a 15 m/s para impedir la deposición de biomasa en ciertos puntos del circuito (Arauzo, 1996). Para los cálculos se tomó un valor medio para esta velocidad de 20 m/s, y se consideró el poder calorífico inferior de la biomasa seca (17 MJ/kg). En la Figura 3.14, aparece un resumen de las particularidades de diseño de la opción definitiva, así como un detalle de la instalación.

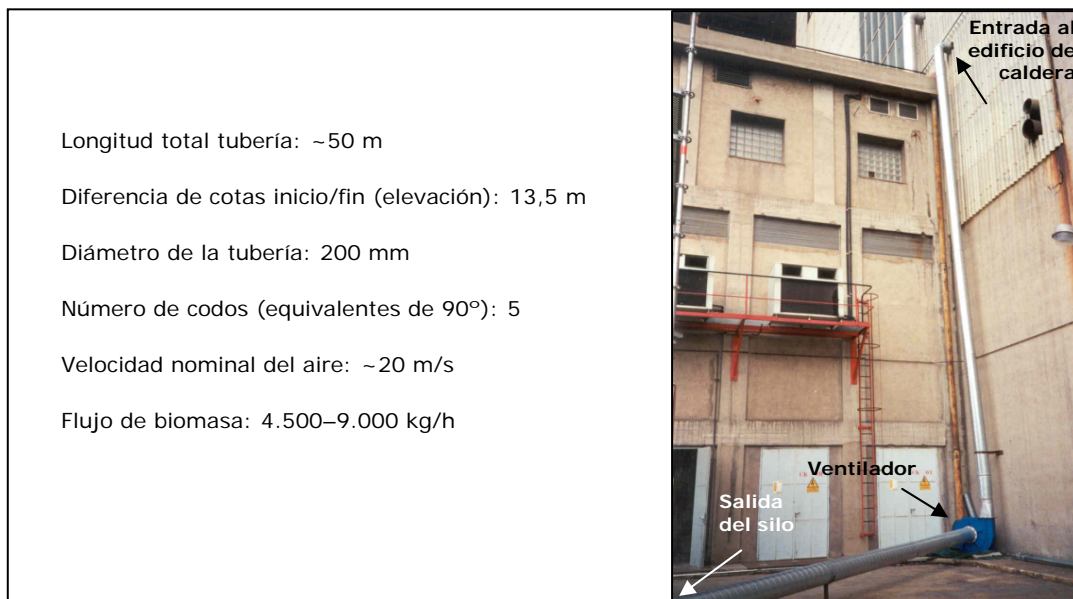


Figura 3.14. Especificaciones del sistema neumático.

La selección del ventilador no fue sencilla debido a que hubo que tener en cuenta, por un lado, el hecho de que por él iba a circular aire más biomasa, por lo que debía estar fabricado de un material que soportara el desgaste que este flujo pudiera ocasionar, y por otro que el sistema neumático diseñado tenía altas pérdidas de carga generadas, a su vez, por la considerable altura a superar, por el número de codos necesarios para salvar los obstáculos existentes y por el propio flujo de material a transportar.

3.4 Pruebas en planta.

3.4.1 Objetivos.

Como se ha señalado al principio de este capítulo, las pruebas fueron la parte fundamental del proyecto “Co-combustión en la Central Térmica de Escucha” y el trabajo desarrollado en esta tesis está basado en los resultados obtenidos en las mismas. Con estas pruebas se buscaba demostrar la viabilidad técnica y las ventajas medioambientales de la aplicación de la co-combustión en una central de combustible pulverizado que utilizaba carbón de bajo rango. Los objetivos que se perseguían eran:

- Estudiar el proceso de combustión de biomasa forestal y carbón en la caldera y compararlo con el de la utilización exclusiva (y tradicional) de carbón.
- Evaluar las posibles variaciones en el rendimiento de la caldera debidas a la introducción de biomasa forestal con distintos tamaños de partícula y contenidos de humedad.
- Establecer las características que debe tener la biomasa forestal para lograr una combustión satisfactoria en una central diseñada para trabajar con carbón de bajo rango.
- Comprobar la reducción de las emisiones contaminantes que supone el empleo de la co-combustión respecto al uso exclusivo del carbón habitual.
- Evaluar los posibles problemas surgidos en cuanto a la operación de la planta en condiciones reales de co-combustión.

Se realizaron un total de 17 pruebas en las que se varió el tamaño de partícula y la humedad de la biomasa. En todas ellas se intentó modificar lo menos posible el funcionamiento habitual de la planta y por ello se respetaron, siempre que fue posible, las secuencias de soplado así como otras maniobras de operación.

Aunque inicialmente estaba previsto realizar todas las pruebas a máxima carga, cuando se habían llevado a cabo las nueve primeras, la planta sufrió una avería en uno de los ventiladores de tiro inducido y fue necesario cambiarlo. Durante la reparación (más de tres meses) la planta siguió en funcionamiento con un único ventilador a una carga máxima aproximada de 100 MW eléctricos y en condiciones de operación muy particulares. La planta trabajaba con solo tres filas de quemadores y con un exceso de aire muy bajo para evitar posibles problemas con la extracción de los gases de caldera con el único ventilador disponible, lo que suponía, entre otras cosas, una penalización en inquemados. Estas condiciones no resultaban las idóneas para la realización de pruebas, sin embargo, debido a que la reparación del ventilador se prolongó por más tiempo de lo previsto inicialmente y a que, por cuestiones relativas al calendario del propio

proyecto, este acumulaba mucho retraso, se decidió seguir con las pruebas, realizándose seis de ellas en este periodo de funcionamiento particular. Las últimas dos sí que se llevaron a cabo una vez reparado el ventilador de tiro inducido y de nuevo a plena carga.

También hay que señalar que la duración de las pruebas fue inferior a la fijada en un principio. Con la instalación de pretratamiento diseñada, y debido principalmente a las limitaciones del molino, no se consiguieron las producciones previstas, lo que supuso que el tiempo de pretratamiento se alargara considerablemente. Por otro lado, el analizador de gases, situado a la salida de caldera, daba problemas por ensuciamiento de la sonda que tomaba las muestras cuando llevaba mucho tiempo en funcionamiento. Se comprobó que con pruebas más cortas se conseguía estabilizar la caldera y tomar datos suficientes para extraer resultados, por lo que se decidió acortar el tiempo de co-combustión. En este apartado se va a describir cómo se llevaba a cabo una prueba, los valores que se controlaban y los datos que se recogían.

3.4.2 Logística de la biomasa.

Antes de ver cómo se realizaron las pruebas, resulta interesante conocer el proceso seguido por la biomasa, desde que llegaba a la planta proveniente del tratamiento selvícola hasta que se alimentaba a la caldera en cada prueba, es decir su paso por el sistema de pretratamiento y alimentación que se ha descrito en el apartado anterior, así como los distintos ajustes que fue necesario realizar para mejorar el funcionamiento de estos sistemas una vez en marcha. El proceso total se puede dividir en los siguientes pasos: Astillado, secado, molienda y cribado, almacenamiento y descarga.

- **Astillado:** En primer lugar, la biomasa se astillaba y se almacenaba en una tolva, con una capacidad aproximada de 9 m³. Desde ella con un transportador de cadena de velocidad de avance variable y una compuerta de salida de apertura modificable, se regulaba la cantidad de astillas con la que se alimentaba al secadero (ver Figura 3.15) y que llegaban a este equipo mediante una cinta transportadora.



Figura 3.15. Tolva de almacenamiento de astillas.

- **Secado:** Las astillas se secaban hasta una humedad objetivo que se fijó inicialmente en el 12% ya que en las proximidades de este valor se encuentra el punto óptimo entre la mejora del funcionamiento del sistema de molienda y el consumo energético en el secado (Blackwell et ál., 1984). Esta humedad de salida se conseguía regular mediante la variación de la velocidad de giro del trómmel y de las consignas para la temperatura de entrada y de salida del flujo de aire de secado. Tras los primeros días de

pretratamiento de la biomasa, y para mejorar el rendimiento del sistema de molienda se decidió disminuir la humedad de salida de las astillas, llegando ésta a alcanzar, en algunas ocasiones, valores del 6%. Las astillas secas se hacían llegar a la tolva de alimentación del molino mediante el uso de una segunda cinta transportadora, que en este caso estaba cubierta para disminuir las pérdidas de material.

- **Molienda y cribado:** Una vez en el molino las partículas permanecían en él hasta alcanzar el tamaño mínimo necesario para atravesar la criba. Durante las pruebas, y en función de las especificaciones finales marcadas para la biomasa (1,18¹⁴, 2, 3, 4, ó 5 mm), se utilizaron dos cribas diferentes en el molino. La primera tenía una luz de 2 mm y se utilizó para aquellas pruebas en las que el tamaño objetivo a alcanzar era de 1,18 mm y 2 mm. La segunda, con una luz de 5 mm, se instaló para las pruebas a 3, 4 y 5 mm. Las partículas que salían de este equipo llegaban al tamiz o cernedor en el que se aseguraba la obtención de un tamaño inferior al fijado para cada prueba. Aquellas que no pasaban las mallas de la luz objetivo dispuestas en función de las especificaciones de la prueba, se recirculaban de nuevo al molino mediante un tornillo sinfín. En el caso de las pruebas a 2 y 5 mm no se colocaron mallas en el cernedor, de forma que el equipo que hacía realmente de criba era el propio molino.

Cabe señalar que, para poder cumplir con las especificaciones de producción (≈150 kg/h) con el tamaño de partícula de 1 mm, fue necesario, además de disminuir el porcentaje de humedad de la biomasa a la entrada, cambiar el motor de accionamiento del molino. Con ello se logró aumentar la producción pero supuso también que la distribución granulométrica de las muestras de biomasa estuviera desplazada hacia tamaños menores de los esperados.

Tras su paso por el tamiz, las partículas que cumplían las especificaciones se enviaban al silo mediante transporte neumático, donde se almacenaban hasta la realización de la prueba.

- **Almacenamiento y descarga:** Para el vaciado del silo se utilizaba un sistema de descarga compuesto por un tornillo sinfín a velocidad variable más una válvula rotativa, que permitía la regulación de la cantidad de biomasa que se suministraba al sistema de alimentación, o lo que es lo mismo, dosificar la carga introducida en la caldera. El tornillo actuaba también como elemento rascador en la parte inferior del silo favoreciendo la descarga del mismo. La Figura 3.16 muestra un detalle de este sistema de descarga.

Como se ha señalado en la descripción realizada anteriormente del silo, se instalaron además unos vibradores encargados de golpear sus paredes y unos deflectores de aire comprimido con el fin de romper las posibles bóvedas que pudieran formarse. Sin embargo, gracias al diseño del interior del silo y al efecto del tornillo, la descarga del material se hizo correctamente en todas las pruebas y, prácticamente, no fue necesario ponerlos en funcionamiento.

¹⁴ Aunque el tamaño de malla normalizado es de 1,18 mm, en el contexto de esta tesis a las pruebas realizadas con ese tamaño se decidió nombrarlas como pruebas a 1 mm, homogenizando los términos con los de las pruebas realizadas con el resto de tamaños y facilitando así la presentación gráfica de resultados.



Figura 3.16. Detalle del sistema de descarga del silo.

3.4.3 Instrumentación y toma de muestras

Se van a detallar a continuación los distintos parámetros medidos y/o controlados durante la realización de las pruebas, así como la instrumentación utilizada. Parte de estos parámetros estaban destinados a comprobar, durante la propia prueba, la influencia de la co-combustión en el modo de operación de la central o a controlar el sistema de alimentación *in situ*, mientras que otros se emplearon *a posteriori* para calcular y cuantificar la influencia del cambio de combustible en la caldera, el rendimiento o las emisiones. Durante las pruebas, se definieron cuatro zonas de control o de toma de datos y muestras: el sistema de alimentación de la biomasa, la caldera, la sala de control de la central y el analizador de gases. A continuación se va a describir que se hacía en cada una de ellas.

- Sistema de alimentación de la biomasa: En cada prueba, durante el periodo en el que se alimentaba con biomasa se medía la presión estática y dinámica en el circuito, la temperatura del aire de transporte y la superficial del ventilador de transporte neumático. De esta forma se controlaba que no existieran atascos en el sistema (se detectaría un aumento de la presión) o riesgo de combustión de la biomasa antes de llegar a caldera (si las temperaturas medidas superaban la de autoignición del combustible renovable).

Por otro lado, se tomaban muestras de biomasa durante la descarga del silo. Se recogían un total de tres muestras a lo largo del periodo de co-combustión, a través de la compuerta de inspección de la que disponía el tornillo sinfín situado en la parte inferior del silo. A dichas muestras, posteriormente, se les realizaba análisis granulométrico así como análisis elemental e inmediato (ver apartado 3.5.2)

- Sala de control de la central: En todo momento se vigilaban los parámetros fundamentales del ciclo y de la caldera, de forma que se conseguía controlar y ajustar su funcionamiento. Se revisaba la distribución de aires, el porcentaje de carbón utilizado, la depresión existente en caldera, la presión de vacío, los caudales de vapor vivo y de recalentado intermedio, su temperatura y presión, etc. Se pretendía con ello comprobar que estos parámetros se mantenían dentro de los valores habituales de

funcionamiento, lo que implicaba que no existían incidencias significativas por el cambio de combustible.

Adicionalmente, se diseñó un sistema de adquisición de datos que permitía registrar en continuo los datos de planta que posteriormente se han utilizado para el cálculo del rendimiento del ciclo y de caldera. El programa de control mostraba en pantalla los datos instantáneos y guardaba los promedios de cada minuto en los ficheros históricos. Estos ficheros se han utilizado como entradas de los programas que se describirán en el Capítulo 4. Los pasos que se siguieron para poner en marcha este sistema fueron:

- 1.- Inventario de la instrumentación disponible en planta.
- 2.- Evaluación del número mínimo de señales necesarias para llevar a cabo los cálculos de rendimiento.
- 3.- Adecuación de la instrumentación.
- 4.- Instalación del sistema de adquisición de datos y creación del software de manejo de los mismos.

Los principales problemas a los que hubo que enfrentarse fue la antigüedad de la instrumentación disponible en planta y la escasa dotación presupuestaria que no permitía modernizarla en su totalidad. Por ello, siempre que fue posible se aprovecharon las señales que ya existían en la planta, captándolas bien de los bornes de conexión en bastidores o de los armarios de la sala de control. Otras señales se obtuvieron del sistema de adquisición de datos de emisión que había en la propia sala. Fue necesario instalar dos nuevos termopares y adecuar las señales que se obtenían de siete sondas PT-100 para poder captarlas convenientemente. De esta forma se obtuvieron un total de 40 señales que llegaban a un ordenador colocado en la sala de mandos y en el que se instaló la aplicación desarrollada a partir del software comercial LabView para el manejo de datos. En el informe final del proyecto se puede encontrar información adicional sobre este sistema (Fundación CIRCE, 2002).

- Caldera: Durante el desarrollo de cada prueba se hacían las inspecciones visuales habituales por parte del personal de la planta con el fin de detectar posibles desajustes en caldera (mediante los cambios en el color de la llama).

En la zona de caldera también se tomaban muestras de carbón pulverizado. Dichas muestras se recogían en el conducto de salida del molino que alimentaba a los quemadores mixtos. Con ello, se perseguía detectar alguna variación brusca en la calidad del carbón durante la prueba que pudiera influir en los resultados de la misma (ver apartado 3.5.2). Además de estas muestras, que se analizaban posteriormente, se disponía del análisis diario del combustible, llevado a cabo de forma rutinaria en la planta. Son estos últimos los que se han utilizado para caracterizar el carbón utilizado durante la prueba, así como para el cálculo del rendimiento.

Por último, en esta zona se recogían también las muestras de cenizas (volantes y posteriores) y de escorias en las distintas etapas de la prueba (ver apartado 3.5.3). Los resultados obtenidos para cada prueba del análisis posterior de estas muestras van a permitir detectar la influencia de la co-combustión en los inquemados sólidos.

- Analizador de gases: En el marco del proyecto y con el fin de utilizarlo posteriormente en la instalación experimental a escala de laboratorio, se adquirió un analizador que estuvo instalado en la planta durante las pruebas. Se trataba de un sistema modular de análisis (Advance Optima de ABB (ABB, 2007)) que permitía medir en continuo y simultáneamente las emisiones de SO₂, NO_x, CO, CO₂ y O₂ en gases, así como su temperatura. La muestra de gases se tomaba del conducto de salida de la caldera antes de pasar por el precalentador aire-gases y el armario con el analizador se situó en sus proximidades. El sistema estaba formado a su vez por tres partes o módulos:
 - Módulo de toma de muestras. Según indica su nombre, era el encargado de captar la muestra de gases y transportarla hasta el siguiente módulo. Estaba formado a su vez por una sonda para la toma de muestras, una unidad de filtrado, un controlador digital de temperatura y un tubo calefactado para transportar la muestra.
 - Módulo acondicionador de la muestra. Compuesto de varios subsistemas, permitía adecuar la muestra de gases antes de ser procesada por el módulo de análisis. Dichos subsistemas eran: filtro de ácidos, enfriador de gas y controlador de condensado, rotámetro para el control del caudal de la muestra, convertidor catalítico para la conversión de NO₂/NO, filtro de aerosoles y bomba de membrana para la absorción e impulsión de la muestra de gas.
 - Módulo de análisis: Compuesto, a su vez, por un sensor electroquímico para el oxígeno y un módulo, modelo URAS 14, para la medida de SO₂, NO_x, CO, CO₂. Este último era fotómetro que medía de forma selectiva la concentración de las distintas sustancias en el gas. El principio de análisis se basa en la absorción infrarroja no dispersiva en un rango de longitud de onda entre 2,5 y 8 μm. El resultado obtenido para cada sustancia medible se compara con la curva de medición procedente de la calibración realizada al analizador. Ésta se llevaba a cabo, de forma periódica, mediante cubetas de calibración o gases patrón disponibles en la propia planta, a partir de las cuales el analizador registraba los valores cero y span para cada sustancia medible. La calibración de los valores cero se realizaba mediante botellas de nitrógeno, mientras que la de los valores span se llevaba a cabo con botellas de cada componente a medir en las que la concentración debía ser, como mínimo, superior al 80% del valor máximo del rango de medida de cada componente analizado. Para conocer las especificaciones de cada uno de estos módulos puede consultarse su hoja de características (ABB, 2006).

El analizador que, como se ha indicado, estaba situado a la salida de caldera, tomaba los datos referentes a emisiones en tiempo real (cada cinco segundos) y permitió comparar los valores obtenidos en los periodos de co-combustión con aquellos en los que solo se utilizaba carbón. El principal problema que planteó el equipo es que al estar colocado en un conducto por el que circulaban gases sucios (antes de precipitadores), la sonda, que no estaba diseñada para trabajar en esas condiciones, se ensuciaba, por lo que no podía estar en funcionamiento durante largos periodos. Aunque inicialmente se había previsto que el analizador registrara datos durante toda la campaña de pruebas, solo estuvo en marcha durante las pruebas propiamente dichas. Por otro lado, los problemas registrados en este equipo fueron una de las causas por las que se decidió acortar el tiempo de duración de las mismas.

3.4.4 Protocolo de pruebas.

El objetivo final de las pruebas era comparar el funcionamiento de la planta en co-combustión (operación, caldera y emisiones) frente al habitual con solo carbón. Para alcanzar este objetivo, cada prueba se dividió en las cinco etapas o periodos que se describen a continuación:

- **Etapas I – Solo carbón 1.** Se comenzaba con una situación estable de caldera (carga y resto de parámetros de operación constantes), que para el resto de la prueba se consideraba como estado de referencia. En esta fase se realizaba la primera toma de muestras de residuos sólidos (cenizas volantes y escorias), así como de carbón pulverizado.
- **Etapas II – Baja carga 1.** Se disminuía la alimentación de carbón para bajar la carga entre un 6 y 6,5% aproximadamente (por encima del 5% que se pretendía subir con biomasa en la siguiente etapa). El carbón se reducía del molino que alimentaba a los quemadores mixtos. Este estado se mantenía durante 30 minutos, tiempo fijado por los operarios de la planta para que la caldera volviera a estabilizarse.
- **Etapas III – Co-combustión.** Se iniciaba la alimentación de biomasa. Aunque no todas las pruebas fueron iguales, la duración media puede considerarse algo inferior a una hora. Este tiempo en co-combustión permitía que se estabilizara la caldera en la nueva situación, se registraran los datos suficientes para el análisis posterior y se realizara la segunda recogida de muestras en la que, además de los residuos y el carbón pulverizado, se tomaban las muestras de biomasa a la salida del silo. Durante este periodo no se modificaban las revoluciones de los alimentadores de carbón.
- **Etapas IV – Baja carga 2.** Una vez que concluía la alimentación de biomasa (etapa III), se volvía a la situación de baja carga (similar a la etapa II), sin modificar la alimentación de carbón. Este estado se mantenía aproximadamente 30 minutos.
- **Etapas V – Solo carbón 2.** Alimentando de nuevo con carbón, se recuperaba la carga inicial o de partida de la central (similar a la etapa I) fijándose así una nueva referencia con la situación de funcionamiento solo con carbón. Una vez alcanzada la estabilidad, se realizaba la tercera recogida de muestras.

La Figura 3.17 representa la variación de la potencia generada en el grupo (W_{grupo}) durante una de las pruebas llevadas a cabo en la planta siguiendo el protocolo que acaba de describirse. Pueden distinguirse las etapas de máxima carga, tanto alimentando solo carbón (I y V) como en co-combustión (III), y las etapas de baja carga (II y IV) en la que se disminuyó la cantidad de combustible fósil que entraba a caldera.

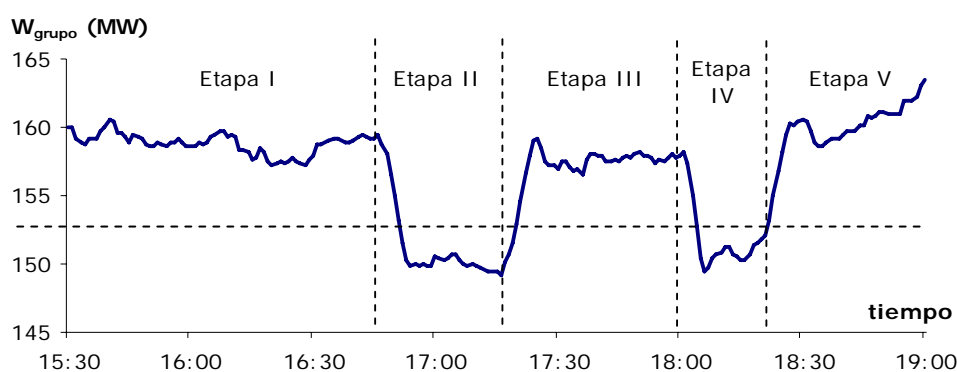


Figura 3.17. Evolución de la carga del grupo generada durante una prueba.

En la Figura 3.18 aparece representada la carga promedio alcanzada en cada una de las etapas, fijadas en el protocolo, para la misma prueba. Puede comprobarse como si se considera que la carga debida al carbón permanece constante entre la etapa II y la IV ($\approx 150,25$ MW), prácticamente el 5% del total de la potencia generada durante el etapa de co-combustión lo es a partir de la combustión de biomasa (7,5 de los 157,72 MW).

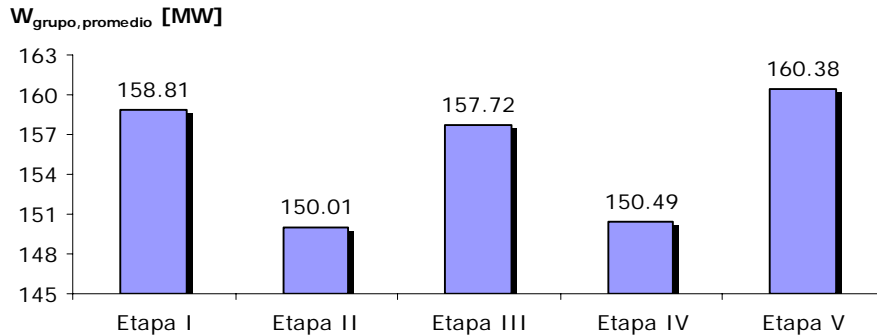


Figura 3.18. Cargas promedio durante las etapas de una de las pruebas.

Este protocolo se siguió aproximadamente en todas las pruebas. Sin embargo, hay que tener en cuenta que una de las premisas de partida era que durante la realización de las pruebas se variara lo menos posible el funcionamiento habitual de la planta. Eso supuso que este protocolo general fuera necesario ajustarlo en cada una en función de las circunstancias particulares en las que ésta tuviera lugar, sobretodo en lo que hace referencia a tiempos de estabilización, así como a porcentaje de aumento y disminución de carga.

3.4.5 Especificaciones de las pruebas.

Como ya se ha señalado, se hicieron un total de diecisiete pruebas, once de ellas con la caldera funcionando a plena carga (Tabla 3.2) y seis a carga parcial (Tabla 3.3). Los parámetros que se variaron entre las distintas pruebas fueron el tamaño de partícula de biomasa (definido por la luz de la malla dispuesta en el tamiz) y la humedad. En relación a este último solo se hicieron dos pruebas con biomasa con un contenido de humedad significativamente mayor (conseguida solo a partir de secado natural), las pruebas 14 y 15, el resto puede considerarse a la misma humedad aunque exista cierto rango de variación (entre el 4 y el 6%).

Respecto al porcentaje de sustitución que aparece en las tablas, se ha estimado a partir de los valores medios en los periodos de baja carga (etapa II y IV de la prueba) comparados con el valor promedio en co-combustión (etapa III) según se ha explicado en la Figura 3.18. Puede comprobarse como, en general, se mantuvo por encima del 5%, que era el objetivo inicial fijado, aunque no hay que olvidar que se trata de un valor aproximado en el que no se ha tenido en cuenta ningún otro condicionante (variabilidad del carbón, por ejemplo).

Las pruebas se llevaban a cabo una vez que se disponía de suficiente biomasa pretratada, cuando la planta estaba en condiciones adecuadas de funcionamiento y se tenía el permiso pertinente para su realización. Dada la capacidad de almacenamiento de biomasa que tenía la planta de pretratamiento diseñada, y con el fin optimizar el desarrollo del proyecto, hubo varias pruebas que se realizaron el mismo día (una por la mañana y otra por la tarde). Es el caso de

las pruebas 4-5, 6-7, 10-11 y 12-13 lo que supone una mayor similitud entre las mismas. Por otro lado, debido a las diferencias en la forma de trabajar entre las pruebas realizadas a plena carga (Tabla 3.2) y las llevadas a cabo a carga parcial (Tabla 3.3), los resultados obtenidos en las primeras no pueden compararse directamente con los de las segundas, aunque podrá comprobarse si siguen o no la misma tendencia.

Tabla 3.2. Especificaciones de las pruebas a plena carga.

	Luz del tamiz atravesado por las partículas de biomasa (mm)	Humedad de la biomasa (%)	Porcentaje de sustitución en energía (%)	Nº de molinos en marcha	Duración de la Etapa III Co-combustión
P1	1,18	6,30	4,91	4	1h. 50min.
P2	1,18	5,11	4,89	4	1h. 8 min.
P3	1,18	5,50	3,52	3	1h. 28min.
P4	2	3,83	4,82	4	40 min.
P5	2	3,87	4,74	4	45 min.
P6	2	4,21	4,01	4	38 min.
P7	2	4,41	4,23	4	22 min.
P8	3	5,09	7,58	4	35 min.
P9	3	5,27	3,20	4	1h. 8 min.
P16	5	5,65	5,23	4	35 min.
P17	5	5,74	3,96	4	35 min.

Tabla 3.3. Especificaciones de las pruebas a carga parcial.

	Luz del tamiz atravesado por las partículas de biomasa (mm)	Humedad de la biomasa (%)	Porcentaje de sustitución en energía (%)	Nº de molinos en marcha	Duración de la Etapa III Co-combustión
P10	4	4,30	6,77	3	1h. 4 min.
P11	4	4,03	4,80 - 6,75	3	1h. 15min.
P12	5	5,04	5,24	3	42 min.
P13	5	4,83	6,36	3	57 min.
P14	3	15,63	4,39	3	34 min.
P15	3	13,52	5,47	3	50 min.

Por último, no hay que olvidar que el principal objetivo de las pruebas era comprobar si el hecho de sustituir un porcentaje del combustible habitual por biomasa afectaba al funcionamiento de la planta, por lo que se intentó variar lo menos posible la forma de trabajar habitual, realizando las diferentes maniobras tal y como se harían si se utilizara solo carbón. Con este objetivo, se llevaron a cabo pruebas en distintas condiciones de funcionamiento (con tres y cuatro molinos en marcha, por ejemplo), manteniendo las secuencias de soplado de caldera previas al inicio (lo que supuso que el grado de ensuciamiento de la caldera tampoco fuera el mismo) y en diferentes condiciones ambientales (lo que en esta planta en particular, que utiliza como sistema de refrigeración un aerocondensador (ver Anexo I), influye de forma más significativa en la presión de vacío, y en consecuencia en el rendimiento del ciclo). Todas estas variaciones permitían afirmar que si con las pruebas se confirmaba la viabilidad de la co-combustión, sería sencillo extrapolar las conclusiones al funcionamiento continuo de la planta. Sin embargo,

también han supuesto que no se puedan considerar como pruebas de rendimiento propiamente dichas y que existan múltiples parámetros que no fueron controlados y que van a influir y/o dificultar la obtención de conclusiones.

3.5 Tratamiento y análisis de los datos recogidos durante las pruebas de co-combustión.

En este apartado se muestra un primer análisis de los datos recogidos durante las pruebas, así como las principales conclusiones que ha sido posible extraer a partir del mismo. Con los parámetros medidos se pretende determinar la influencia de la co-combustión en el modo de operación de la planta y estimar la variación que en el funcionamiento de la caldera puede causar el cambio de combustible, teniendo en cuenta las diferencias entre ambos. Toda la información recopilada durante cada una de las pruebas siguiendo las pautas descritas en el apartado anterior, se encuentra recogida, una vez tratada, en el Anexo IV.

Antes de presentar el análisis llevado a cabo, cabe señalar que no ha resultado una tarea sencilla. Se ha podido comprobar que existen distintas variables, que no fueron controladas durante las pruebas y ajenas al cambio de combustible, que han influido directamente sobre los parámetros de funcionamiento de la planta y, por tanto, sobre los resultados. Como consecuencia, se propondrá buscar una metodología que permita acotar alguna de estas variables y con ello facilitar el análisis de la influencia de la co-combustión y sus parámetros (porcentaje de sustitución y tamaño de partícula, principalmente) sobre el comportamiento de la caldera. Ésta se desarrollará y expondrá en los siguientes capítulos de esta tesis.

3.5.1 Análisis de la influencia de la co-combustión sobre la operación de la planta durante las pruebas.

Como se ha comentado anteriormente, se realizaron pruebas de co-combustión bajo condiciones de funcionamiento de la central térmica muy distintas:

- A plena carga (160 MWe).
- A carga parcial (100 MWe) con un solo ventilador de tiro inducido, lo que supone un modo de funcionamiento crítico de la caldera.
- Funcionamiento con 3 y 4 molinos, lo que afecta a la posición de la llama en el interior de caldera.
- Temperaturas ambiente dispares, lo que en esta planta en particular, debido a que el condensador se refrigera con aire ambiente, puede suponer importantes variaciones de caudal y presión del vapor generado en caldera.

Según pudo comprobarse en el transcurso de las pruebas, en ninguno de estos modos de funcionamiento, la sustitución de un 5% en energía de carbón por biomasa supuso problemas de operación para la central. En todas las pruebas, se llegó a dar la carga prevista en co-combustión. Dicha carga pudo verse afectada por distintos parámetros de funcionamiento para cada una de las pruebas (variación de la calidad del carbón, aumento de la temperatura ambiente y en consecuencia de la presión de vacío, mayor o menor ensuciamiento de la caldera etc.), sin embargo, los cambios estuvieron siempre dentro de los límites habituales, no

comportándose ante estas variaciones de forma diferente a como lo hace en el caso de combustión exclusiva de carbón.

Durante las pruebas y sobretodo después, una vez tratados los datos registrados, pudo comprobarse como la evolución de la carga no se vio alterada en periodos estables por el cambio de combustible. Así, por ejemplo, la Figura 3.19 corresponde al día en el que se llevaron a cabo las pruebas 4 y 5 y muestra la evolución de la carga durante doce horas. Puede comprobarse como dicha evolución no difiere en los periodos en los que se estaba alimentando biomasa (señalado en distinto color) a los que se trabajaba exclusivamente con carbón.

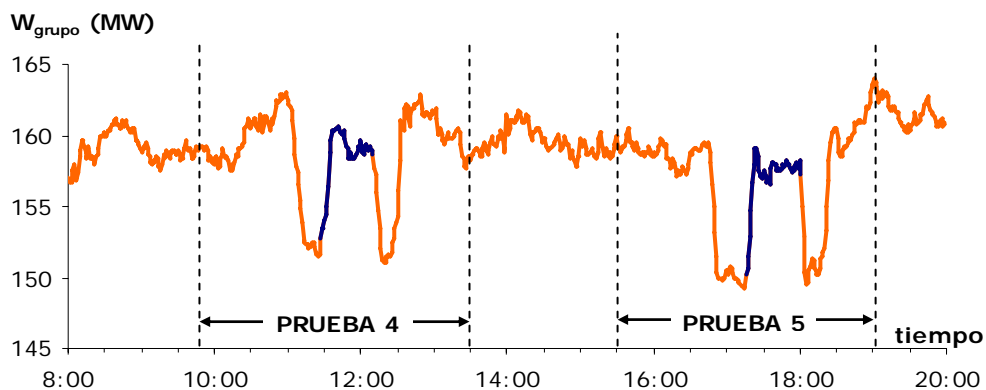


Figura 3.19. Evolución de la carga del grupo durante doce horas. Día de pruebas 4 y 5.

Si se revisan los valores de la temperatura de vapor vivo (tHPe) y de la presión de vacío (pLP4s) registrados durante esas mismas horas se comprueba que también se mantuvieron en co-combustión dentro de los mismos rangos que en funcionamiento habitual (ver Figura 3.20), lo que corrobora que la planta siguió funcionando como si el combustible no hubiera cambiado.

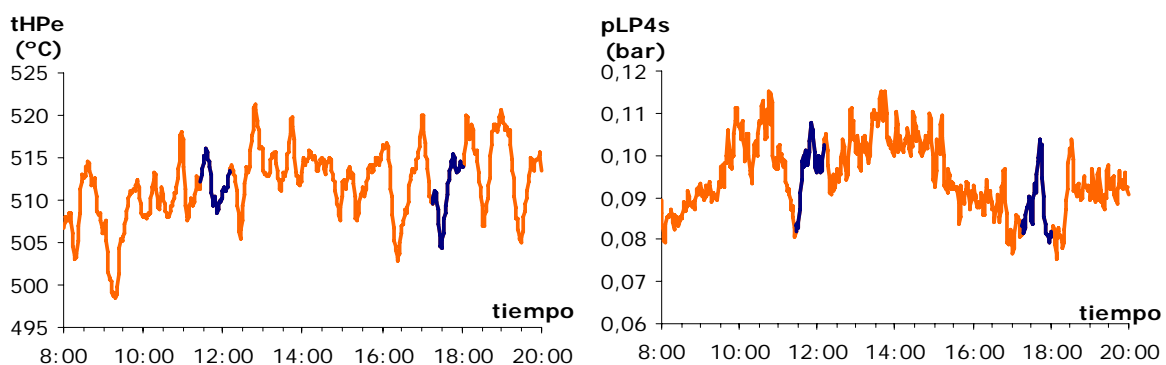


Figura 3.20. Evolución de la temperatura de vapor vivo y la presión de vacío durante doce horas. Día de pruebas 4 y 5.

Tampoco aparecieron problemas en la alimentación de la biomasa, de forma que pudieron realizarse correctamente las maniobras de subida y bajada de carga con este combustible en todas las pruebas. Así, en la prueba 11, tras trabajar durante aproximadamente media hora con

un 5% de biomasa, este porcentaje se aumentó, regulando solo la alimentación de biomasa, hasta el 8% (Figura 3.21). La carga y todos los parámetros se estabilizaron correctamente y en los mismos tiempos que en una subida de carga solo con carbón.

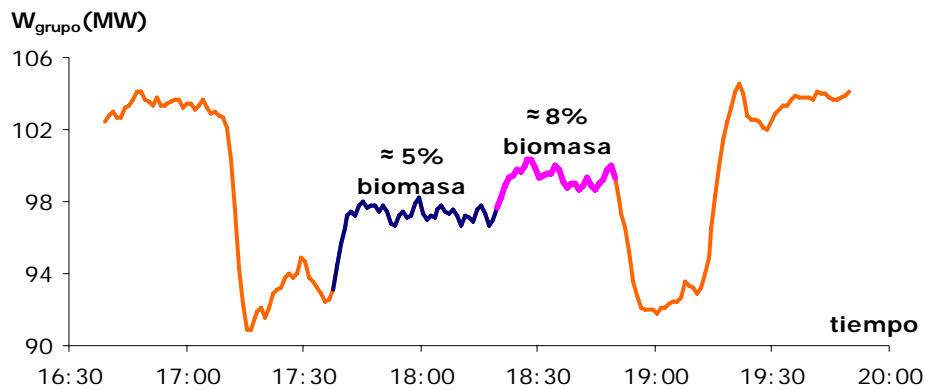


Figura 3.21. Evolución de la carga en la prueba 11.

Cabría señalar que sí se detectaron limitaciones en el sistema neumático de alimentación. En las pruebas realizadas a plena carga con biomasa pretratada a 5 mm se encontró *a posteriori* cierta cantidad de biomasa acumulada en los conductos del sistema neumático lo que hace pensar que el caudal de aire utilizado no cumplía las especificaciones necesarias para que el transporte de la biomasa con ese tamaño.

Como se ha señalado anteriormente, durante la realización de las pruebas se intentó interferir lo menos posible en el funcionamiento habitual de la planta adaptando los tiempos, e incluso el protocolo de las mismas, a las condiciones particulares del momento. Así, por ejemplo, el día en el que se realizó la tercera prueba se estaba trabajando con solo tres molinos en marcha a causa de la reparación del molino 4 (el que alimenta a la fila más alta de quemadores). Esto supuso que las condiciones de trabajo fueran totalmente distintas a las del resto de pruebas. Además, la planta tenía problemas para llegar a plena carga (160 MWe) solo con carbón. La temperatura ambiente era bastante elevada, lo que supuso que también lo fuera la presión de vacío con la que se podía trabajar. Esto implica que, para una misma carga sea necesario aumentar el caudal de combustible debido al menor rendimiento neto de la planta. Sin embargo, el día de la prueba la alimentación de carbón estaba limitada por el funcionamiento particular solo con tres molinos.

Por todo ello, en esta prueba se varió el protocolo respecto a lo habitual, eliminándose las etapas II y IV, subiendo simplemente carga con la alimentación de biomasa y dejando el carbón tal cual estaba. La Figura 3.22 muestra la evolución de la carga a lo largo de la prueba, quedando reflejado que no aparecieron variaciones significativas debido al cambio de combustible. En esta prueba, como puede comprobarse, se partía de una carga con carbón inferior a los 155 MW, y sin variar la velocidad de los alimentadores de combustible fósil, se empezó a alimentar biomasa a través de los dos quemadores mixtos como en el resto de pruebas, llegándose a alcanzar casi la plena carga.

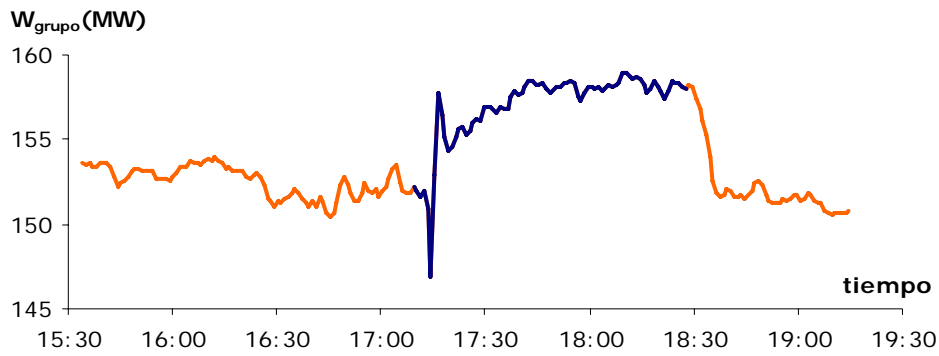


Figura 3.22. Evolución de la carga durante la prueba 3 (funcionamiento con tres molinos)

Siguiendo con la misma prueba y en la misma figura, puede verse como al inicio de la alimentación de biomasa, existe una bajada y subida brusca de la carga. Ese cambio se debió a la caída de lo que en la planta se denomina un "terrón" (ceniza acumulada y pegada en las paredes de caldera que se desprende y cae a la parte inferior de la caldera). Este fenómeno provoca una sobrepresión en la caldera, desestabilizando totalmente su funcionamiento y el del ciclo. Puede comprobarse como, pese a dicha inestabilidad y aunque se estaba ya alimentando biomasa, tanto la caldera como el ciclo respondieron correctamente a este fenómeno. La temperatura de vapor vivo (tHPe) varió bruscamente y tardó en estabilizarse de nuevo, mientras que la presión (pHPe) siguió exactamente la misma evolución que la carga (Figura 3.23). Si se compara esta respuesta con la que se tiene en una situación similar pero funcionando solo con carbón (Figura 3.24), puede comprobarse que es la misma.

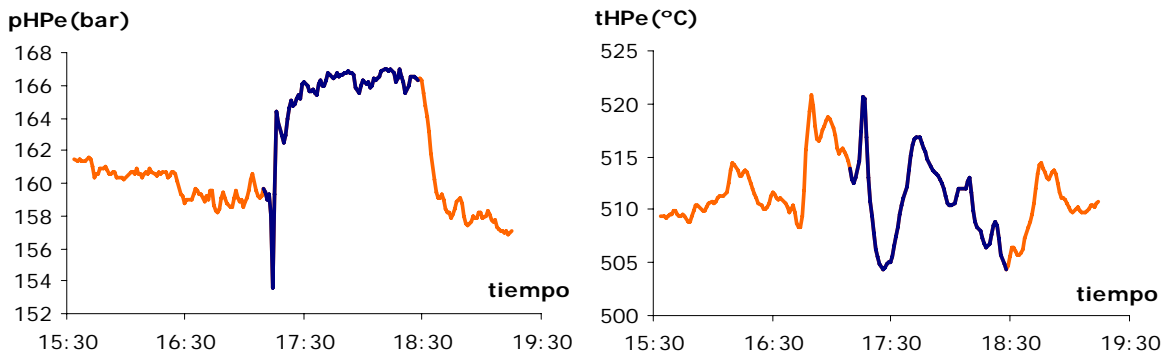


Figura 3.23. Evolución de la presión y temperatura de vapor vivo durante la prueba 3.

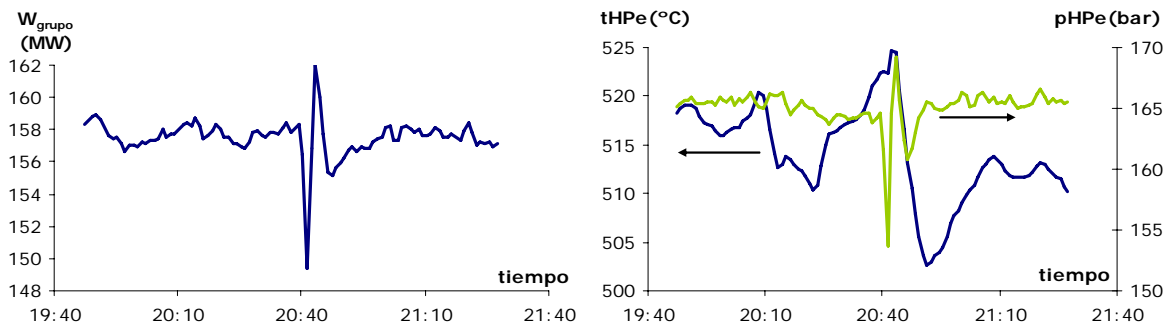


Figura 3.24. Respuesta de la caldera ante la caída de un terrón un día de funcionamiento solo con carbón.

En esta planta, como ya se ha comentado, el hecho de que el sistema de refrigeración del ciclo utilice aire a temperatura ambiente para condensar el vapor, hace que la influencia de esta temperatura sobre el funcionamiento de la misma sea mayor que en otras plantas, ya que condiciona la presión de vacío a la que puede trabajar el ciclo. Por ello, si durante las pruebas se producía una variación significativa de la temperatura ambiente ésta iba a afectar directamente sobre los resultados obtenidos. Así, en la Figura 3.25, aparecen representados los valores de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$) y la presión de vacío (p_{LP4s}) durante la prueba 1. Puede comprobarse como la temperatura fue aumentando desde el comienzo de la prueba, pasando de un valor mínimo aproximado de 23°C hasta un máximo de 27°, lo que supuso trabajar con una presión de vacío cada vez más alta (de 0,14 bar al inicio de la prueba en funcionamiento con solo carbón, hasta 0,20 bar al final del periodo de co-combustión).

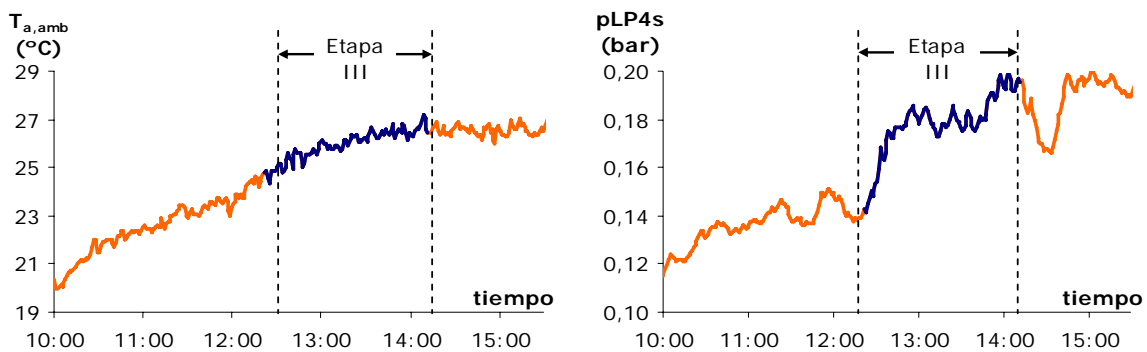


Figura 3.25. Evolución de la temperatura ambiente y la presión de vacío durante la prueba 1.

Este aumento llevó consigo, dado que la alimentación de carbón y biomasa se mantenía prácticamente constante, que la carga fuera disminuyendo durante el periodo en co-combustión como consecuencia de la pérdida de rendimiento del ciclo. En la Figura 3.26 puede verse como, según marcaba el protocolo de la prueba, el consumo de combustible¹⁵ se mantenía prácticamente constante durante la etapa I (solo carbón) y III (carbón más biomasa), y como fue necesario aumentar el carbón respecto al inicio para poder volver a trabajar a plena carga una vez finalizada la alimentación con biomasa (etapa V).

Para evitar este efecto de la temperatura ambiente, se pensó en realizar las pruebas por la tarde, siempre que fuera posible, ya que las condiciones ambiente son más estables. Aun así, resulta muy complicado extraer conclusiones sin plantear un análisis similar al que se propone en la segunda parte de esta tesis para poder cuantificar adecuadamente lo bien o mal que se estaba aprovechando la biomasa y evitar la influencia del funcionamiento particular del ciclo.

¹⁵ Los valores sobre consumos se han obtenido aplicando la metodología que se explicará en el siguiente capítulo (Capítulo 4). Sin embargo se ha considerado oportuno utilizar aquí esta gráfica debido a que clarifica lo que estaba sucediendo.

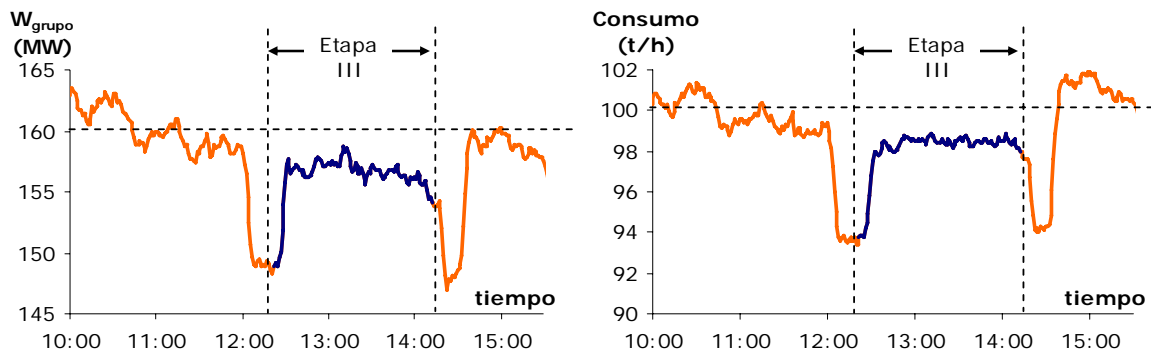


Figura 3.26. Evolución de la potencia y el consumo de combustible durante la prueba 1.

A partir de todo lo expuesto puede concluirse que, si el hecho de que durante la realización de las pruebas no se detectaron incidencias significativas ya hacía prever este resultado, el análisis posterior de los valores recogidos por el sistema de adquisición de datos para los principales parámetros de funcionamiento de la planta, ha confirmado que la operación de la misma prácticamente no se vio afectada por el cambio de combustible.

3.5.2 Características de los combustibles utilizados en las pruebas.

Cuando se pone en marcha una experiencia de co-combustión como la recogida en esta tesis uno de los factores más importantes que es necesario tener en cuenta, principalmente a la hora de seleccionar el punto de alimentación y también cuando se analizan los resultados obtenidos, es qué características particulares tienen los combustibles (tanto el carbón como la biomasa).

En el caso de la planta analizada el carbón utilizado habitualmente era una mezcla de carbón de la zona (carbón subbituminoso con alto contenido en azufre) y de carbón importado (con mayor poder calorífico). Se trataba de una mezcla de bajo poder calorífico, lo que conlleva una baja densidad energética, parecida, en este caso, a la de la biomasa utilizada en las pruebas. Como ya se ha explicado en el apartado 3.3.1, esta similitud influyó directamente en la selección del sistema de alimentación a caldera de la biomasa, pudiéndose usar para ello el conducto interno disponible en algunos de los quemadores de carbón ya existentes.

La biomasa era, como ya se ha señalado, fuste de pino proveniente de tratamientos selvícolas de la zona que se pretrataba en planta hasta conseguir distintos tamaños de partícula en función de la luz de la malla que se colocaba en el tamiz posterior a la molienda. Durante el vaciado del silo en el que se almacenaba la biomasa, para cada una de las pruebas se tomaron tres muestras, de las que se realizaba análisis elemental e inmediato. Adicionalmente, a las muestras de la primera prueba llevada a cabo con cada tamaño de partícula (es decir, pruebas 1, 4, 8, 10 y 12), se le hacía análisis granulométrico.

La Figura 3.27 presenta el resultado obtenido para la muestra de la prueba 8, en la que la biomasa se pretrataba a un tamaño de partícula de 3 mm, entendiéndose como tal el tamaño de la luz de la malla situada en el tamiz de la planta de pretratamiento, y que, por lo tanto, el 100% de las partículas de biomasa tenían un tamaño inferior. En esta figura se presenta, por un lado, la tabla que incluye la distribución por tamaños de la muestra evaluada y, por otro, la gráfica que representa las curvas de frecuencia de la suma de tamaño de partícula promedio

elaboradas a partir de la distribución obtenida en el análisis granulométrico. Puede comprobarse que el porcentaje de finos es muy elevado, y lo mismo ocurrió con muestras de tamaño superior (ver Anexo IV). La causa pudo ser el cambio de motor, a uno de mayor potencia, que se hizo en el molino con el fin de aumentar la producción de la instalación de pretratamiento.

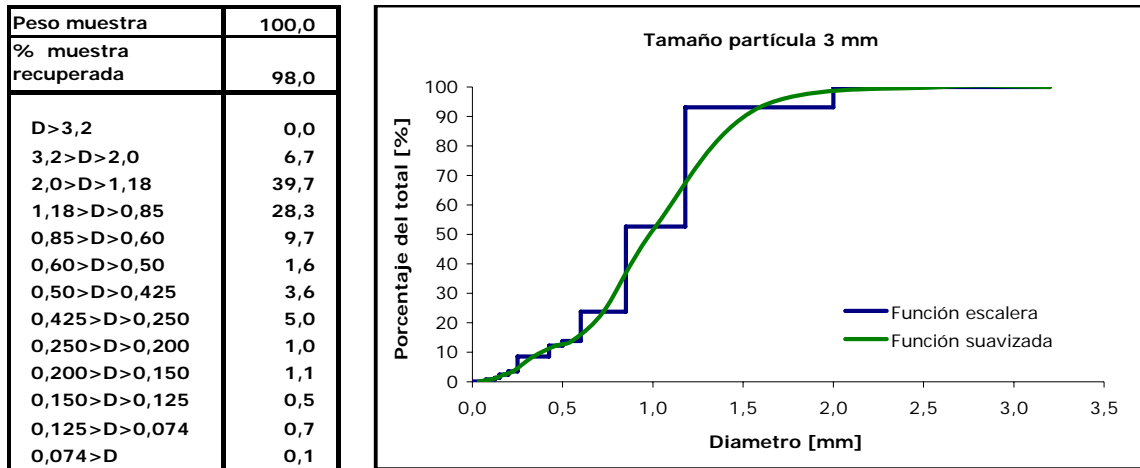


Figura 3.27. Resultados del análisis granulométrico de la muestra de biomasa tomada en la prueba 8.

Las Tablas 3.4, 3.5 y 3.6 recogen los resultados del análisis elemental e inmediato promedio de las tres muestras de biomasa tomadas en cada prueba, así como el poder calorífico superior e inferior en base húmeda. Puede comprobarse que se trataba de un combustible bastante estable, y que su composición inmediata se mantuvo prácticamente igual en todas las pruebas. Se comprobó que la variación en el porcentaje de humedad de las muestras estaba relacionada con el tiempo transcurrido entre el tratamiento de la biomasa y su uso en la prueba. Así, cuanto más tiempo llevaba almacenada, como era lógico, la humedad promedio de las muestras disminuía. La Tabla 3.6 recoge los resultados de las muestras de biomasa utilizada en las pruebas 14 y 15 en las que se alimentó biomasa a un 15% de humedad aproximadamente, valor conseguido solo con secado natural.

En lo que se refiere a la composición elemental de la biomasa sí que existen mayores diferencias. Tanto el contenido en azufre, como en nitrógeno e hidrógeno varían entre las distintas muestras. Dichas variaciones podrían estar asociadas al porcentaje de corteza que existiera en la muestra, que no tiene por qué ser constante, y que tiene una composición diferente al resto del tronco (ECN Database, 2012). Estos cambios no van a suponer un mayor problema en el caso del azufre debido a que su porcentaje en la biomasa es muy inferior al del carbón, pero sí pueden llegar a tener cierta importancia en el caso del nitrógeno, cuyo valor influye en las emisiones de NOx o del hidrógeno que incide en las pérdidas en caldera asociadas a este elemento, por lo que será necesario tener en cuenta estos cambios en el análisis comparativo de los resultados de las pruebas.

Tabla 3.4. Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas a plena carga.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 1	4.575	4.369	6,30	0,56	74,37	18,76	0,01	48,17	3,18	0,13	41,64
Prueba 2	4.675	4.421	5,12	0,60	75,58	18,71	0,02	49,34	4,27	0,18	40,48
Prueba 3	4.650	4.411	5,50	0,53	75,49	18,49	0,02	49,11	3,91	0,10	40,84
Prueba 4	4.696	4.386	3,83	0,44	76,83	18,90	0,03	49,27	5,53	0,13	40,77
Prueba 5	4.719	4.395	3,87	0,59	76,51	19,03	0,03	49,25	5,79	0,13	40,33
Prueba 6	4.684	4.400	4,21	0,57	75,99	19,23	0,02	49,45	4,96	0,18	40,61
Prueba 7	4.644	4.325	4,41	0,70	75,86	19,03	0,02	49,46	5,63	0,20	39,58
Prueba 8	4.644	4.310	5,10	0,47	75,90	18,53	0,04	49,06	5,88	0,21	39,24
Prueba 9	4.628	4.246	5,27	0,42	75,58	18,73	0,04	49,52	6,80	0,22	37,73
Prueba 16	4.568	4.236	5,65	0,63	76,71	17,01	0,02	48,46	5,76	0,21	39,27
Prueba 17	4.565	4.232	5,74	0,70	76,90	16,66	0,01	48,14	5,74	0,25	39,40

Tabla 3.5. Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas a carga parcial.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 10	4.703	4.373	4,30	0,66	76,28	18,76	0,03	50,00	5,87	0,18	38,95
Prueba 11	4.716	4.389	4,03	0,79	76,24	18,94	0,02	50,08	5,84	0,18	39,06
Prueba 12	4.637	4.295	5,04	0,45	76,97	17,53	0,03	49,36	6,01	0,24	38,87
Prueba 13	4.646	4.309	4,83	0,66	76,52	18,00	0,03	49,35	5,97	0,26	38,91

Tabla 3.6. Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas con biomasa sin secado forzado.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 14	4.122	3.743	15,63	0,50	68,42	15,45	0,02	44,39	5,54	0,28	33,64
Prueba 15	4.262	3.890	13,52	0,32	70,05	16,11	0,04	45,55	5,65	0,09	34,84

En el caso del carbón se dispone tanto del análisis de la muestra diaria de la parva de carbón, que se toma de forma rutinaria todos los días en la planta (Tabla 3.7 y Tabla 3.8), como de muestras de carbón pulverizado tomadas durante las pruebas (Tabla 3.9 y Tabla 3.10). Resulta importante señalar que no fue posible trabajar con el mismo carbón en todas las pruebas, debido a que existían otros condicionantes que impedían poder seleccionar también el combustible fósil a utilizar en cada una, sin entorpecer el funcionamiento normal de la planta. Estos condicionantes eran, por un lado, que las pruebas tenían que llevarse a cabo cuando se dispusiera de suficiente biomasa pretratada, y por otro que la planta debía estar trabajando en condiciones adecuadas y estar previsto el funcionamiento estable de la misma durante el tiempo necesario para la realización de la prueba. El hecho de no poder fijar el carbón que se iba a utilizar cuando se dieran ambos condicionantes supuso que, al tratarse de una mezcla de combustibles fósiles no muy estable (mezcla de carbón de importación y carbón nacional, éste último, a su vez, procedente de varias minas), existieran diferencias significativas entre los distintos días tanto en la composición inmediata y elemental como en la calidad del combustible.

En las tablas que se muestran a continuación puede observarse como varía, por ejemplo, la humedad o el contenido en cenizas, carbono o hidrógeno, así como el porcentaje de nitrógeno o azufre. Teniendo en cuenta que, como acaba de señalarse, la biomasa también cambia de unas pruebas a otras, aunque menos, y que no tiene por qué hacerlo de la misma manera, parece claro que no resulta fácil comparar directamente los resultados obtenidos en pruebas distintas.

Tabla 3.7. Análisis elemental e inmediato de las muestras diarias del carbón utilizado en las pruebas realizadas a plena carga.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 1	3.810	3.602	14,04	31,59	21,91	32,46	3,70	39,89	2,44	0,55	7,79
Prueba 2	3.816	3.597	17,22	27,16	23,32	32,30	4,90	39,75	2,31	0,55	8,10
Prueba 3	4.036	3.809	15,69	26,53	23,67	34,11	4,29	43,13	2,64	0,73	7,00
Prueba 4	3.971	3.754	15,49	27,99	22,99	33,53	4,08	41,64	2,48	0,60	7,73
Prueba 5	3.971	3.754	15,49	27,99	22,99	33,53	4,08	41,64	2,48	0,60	7,73
Prueba 6	3.321	3.099	17,89	31,18	22,15	28,78	5,01	36,52	2,29	0,51	6,60
Prueba 7	3.321	3.099	17,89	31,18	22,15	28,78	5,01	36,52	2,29	0,51	6,60
Prueba 8	3.805	3.594	15,36	29,99	23,72	30,93	4,15	39,92	2,36	0,59	7,63
Prueba 9	4.071	3.860	13,38	29,19	23,00	34,40	3,56	42,67	2,59	0,69	7,91
Prueba 16	4.501	4.264	16,81	21,20	24,54	37,4	4,18	46,97	2,72	0,82	7,30
Prueba 17	4.501	4.264	16,81	21,20	24,54	37,4	4,18	46,97	2,72	0,82	7,30

Tabla 3.8. Análisis elemental e inmediato de las muestras diarias del carbón utilizado en las pruebas realizadas a carga parcial.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 10	3.536	3.307	17,49	30,94	22,10	29,47	3,73	36,78	2,47	0,58	8,02
Prueba 11	3.536	3.307	17,49	30,94	22,10	29,47	3,73	36,78	2,47	0,58	8,02
Prueba 12	3.425	3.196	18,13	30,87	23,11	27,89	4,07	36,22	2,42	0,54	7,75
Prueba 13	3.425	3.196	18,13	30,87	23,11	27,89	4,07	36,22	2,42	0,54	7,75
Prueba 14	3.501	3.274	16,39	32,73	22,17	28,71	3,80	37,25	2,55	0,56	6,71
Prueba 15	3.759	3.500	18,87	27,24	29,32	24,57	5,31	39,62	2,90	0,52	5,53

Según se ha señalado, además de los análisis de carbón diario, en cada una de las pruebas se tomaban tres muestras de carbón pulverizado a la salida de molinos (ver Tabla 3.9 y Tabla 3.10). La primera y la tercera durante el periodo estable a máxima carga solo con carbón y la segunda durante el periodo de co-combustión. El carbón tenía en este punto una humedad entorno al 5% solamente, debido al proceso de secado que sufre al entrar en contacto con el aire primario en el molino. El objetivo de tomar estas muestras era comprobar si existían cambios significativos en el combustible fósil durante una misma prueba. Los resultados obtenidos en los análisis llevados a cabo demostraron que realmente sí que podía cambiar tanto la composición del carbón como su poder calorífico, lo que sin duda iba a influir en los resultados obtenidos en la prueba.

Tabla 3.9. Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado. Pruebas a plena carga.

		PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 1	M1	4.514	4.310	5,19	30,50	25,25	39,06	4,69	46,82	3,38	0,71	8,70
	M2	4.319	4.123	4,73	32,13	24,79	38,35	4,39	46,05	3,31	0,73	8,66
	M3	4.505	4.308	4,46	31,48	25,16	38,90	4,69	46,78	3,33	0,72	8,54
	M4	4.535	4.330	5,22	30,41	25,27	39,10	4,49	47,23	3,41	0,72	8,52
Prueba 2	M1	4.723	4.546	6,14	28,25	26,58	39,03	4,71	50,15	2,76	0,80	7,18
	M2	4.871	4.703	4,11	28,28	27,98	39,63	5,24	50,44	2,82	0,80	8,30
	M3	4.650	4.477	5,43	29,12	27,07	38,38	5,11	49,00	2,76	0,76	7,82
Prueba 3	M1	4.693	4.521	5,39	29,23	25,99	39,39	4,14	49,71	2,73	0,82	7,98
	M2	4.426	4.253	5,74	31,81	24,96	37,49	4,27	47,45	2,71	0,73	7,28
	M3	4.571	4.398	5,08	31,61	24,76	38,55	4,32	48,04	2,81	0,75	7,38
Prueba 4	M1	4.447	4.272	5,93	32,11	26,37	35,59	5,47	44,64	2,74	0,59	8,52
	M2	4.529	4.359	4,78	30,44	26,88	37,90	6,44	47,11	2,78	0,68	7,77
	M3	4.502	4.325	7,01	28,09	26,67	38,23	5,57	46,60	2,65	0,69	9,40
Prueba 5	M1	4.433	4.254	7,51	29,60	26,43	36,46	5,42	45,92	2,64	0,66	8,25
	M2	4.365	4.191	6,05	31,11	26,33	36,51	6,06	46,20	2,70	0,65	7,24
	M3	4.333	4.152	7,54	30,39	25,81	36,26	5,54	45,79	2,68	0,64	7,41
Prueba 6	M1	4.021	3.838	7,69	31,94	27,38	32,99	5,41	42,82	2,70	0,54	8,90
	M2	3.880	3.705	6,51	34,29	27,48	31,72	5,76	41,13	2,68	0,48	9,15
	M3	3.854	3.672	7,47	33,38	26,86	32,29	6,11	40,53	2,69	0,48	9,34
Prueba 7	M1	4.133	3.953	6,28	33,05	26,74	33,93	5,40	43,72	2,80	0,57	8,18
	M2	4.200	4.028	5,03	33,95	26,78	34,24	5,09	44,02	2,79	0,59	8,53
	M3	4.148	3.978	5,39	34,14	26,76	33,71	5,05	44,26	2,71	0,58	7,87
Prueba 8	M1	4.310	4.133	6,29	31,76	26,17	35,78	4,90	44,46	2,73	0,66	9,20
	M2	4.292	4.116	4,97	32,44	26,96	35,63	5,06	45,47	2,86	0,65	8,55
	M3	4.393	4.227	5,26	30,34	27,51	36,89	4,81	46,84	2,62	0,70	9,43
Prueba 9	M1	5.061	4.858	4,23	26,61	25,10	44,06	3,62	53,94	3,49	1,04	7,06
	M2	4.299	4.107	4,79	34,20	24,65	36,36	4,54	45,19	3,21	0,74	7,33
	M3	4.820	4.605	5,52	27,79	25,75	40,94	4,22	51,53	3,59	0,89	6,47
Prueba 16	M1	4.996	4.780	6,89	23,67	29,33	40,11	4,73	51,87	3,45	0,80	8,58
	M2	5.078	4.867	5,40	23,56	28,99	42,05	4,70	53,72	3,51	0,89	8,23
	M3	5.200	4.988	5,57	22,89	28,65	42,09	4,36	54,63	3,51	0,92	8,12
Prueba 17	M1	5.197	4.987	5,56	22,77	28,09	43,58	4,23	54,87	3,49	0,95	8,13
	M2	5.105	4.895	5,47	24,28	28,84	44,41	4,41	53,85	3,49	0,91	7,59
	M3	4.888	4.682	6,09	25,34	28,58	39,99	4,85	51,36	3,33	0,83	8,19

Tabla 3.10. Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado. Pruebas a carga parcial.

		PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Prueba 10	M1	4.776	4.575	5,43	27,81	27,34	39,42	4,40	49,74	3,31	0,80	8,52
	M2	4.378	4.192	5,25	32,71	25,55	36,49	4,78	45,16	3,03	0,74	8,32
	M3	4.825	4.623	5,70	26,24	27,44	40,62	4,17	49,88	3,30	0,81	9,90
Prueba 11	M1	4.555	4.362	5,41	29,99	26,78	37,82	4,46	47,32	3,16	0,76	8,89
	M2	4.450	4.268	4,34	33,08	25,87	36,71	5,04	45,89	3,06	0,78	7,81
	M3	4.676	4.480	5,51	29,32	26,53	38,64	4,21	48,66	3,19	0,79	8,32
Prueba 12	M1	4.907	4.692	6,72	25,82	29,30	38,16	4,12	52,31	3,45	0,84	6,74
	M2	4.515	4.314	7,11	28,41	27,98	36,50	4,51	46,92	3,11	0,77	9,17
	M3	4.293	4.092	7,73	29,95	28,12	34,20	5,15	44,59	3,04	0,71	8,82
Prueba 13	M1	4.698	4.493	5,99	26,10	30,10	37,81	4,94	49,21	3,32	0,80	9,64
	M2	4.455	4.264	4,87	30,25	30,49	34,39	5,47	46,20	3,17	0,72	9,33
	M3	4.248	4.039	8,27	29,15	30,33	32,25	5,14	45,07	3,15	0,67	8,56
Prueba 14	M1	4.451	4.262	4,94	32,52	25,63	36,91	4,44	47,53	3,14	0,69	6,73
	M2	4.651	4.456	4,84	29,46	26,60	39,10	4,51	49,63	3,25	0,74	7,57
	M3	5.246	5.049	4,58	24,50	28,14	42,78	3,61	52,89	3,31	0,82	10,29
Prueba 15	M1	5.308	5.089	5,11	22,56	32,51	39,82	4,63	54,44	3,70	0,97	8,59
	M2	4.512	4.316	7,43	28,15	29,25	35,17	4,79	47,83	2,98	0,81	8,01
	M3	5.432	5.214	4,46	23,55	32,24	39,75	4,71	55,93	3,76	1,00	6,58

En relación a la variación del poder calorífico del carbón utilizado durante la prueba éste influye en la energía que entraba a caldera con el combustible en cada etapa. Atendiendo al protocolo de pruebas que se siguió y que se ha descrito en el apartado 3.4.4, una vez que se realizaba la bajada la carga (etapa II), la alimentación de carbón se mantenía constante hasta que de nuevo volvía a subirse la carga (etapa V). De esta forma se pretendía conseguir que el incremento conseguido durante la fase de co-combustión se debiera exclusivamente a la alimentación de biomasa. Los resultados de los análisis de carbón pulverizado han puesto de manifiesto que la calidad del carbón no permanecía constante durante la prueba dado que el poder calorífico del combustible fósil podía aumentar o disminuir. Por ello, aunque el caudal de alimentación de carbón se mantuviera constante, la energía que entraba a caldera con el mismo no lo era. Esto suponía que, siendo la alimentación de biomasa correcta y sin variar otras condiciones de caldera, la carga podía aumentar o disminuir como consecuencia del cambio en el carbón.

Este efecto se detectó en varias pruebas. Por ejemplo, a mitad de la prueba 10 se produjo una bajada de carga considerable que podía ser causada por problemas de operación en la planta o también a un posible atasco en el sistema de alimentación de la biomasa. A posteriori se ha comprobado que el poder calorífico del carbón utilizado durante el periodo de co-combustión era menor que al inicio de la prueba (Tabla 3.10), lo que pudo influir en dicha bajada, ya que la energía que llegaba a caldera con el combustible fósil era menor que la inicialmente prevista. En el caso de la prueba 12, la carga disminuyó progresivamente desde el inicio, no debido solo a una

posible pérdida de rendimiento al alimentar biomasa, o a cambios en la presión de vacío, sino también a las variaciones del propio carbón (como puede verse en la Tabla 3.10., el poder calorífico inferior del carbón pasó de casi 4.700 kcal/kg en la primera muestra a menos de 4.100 en la última (casi un 13% de reducción)). Una forma de corregir, en parte, el error cometido en la estimación de la contribución de la biomasa es tener en cuenta el efecto del cambio de combustible a la hora de calcular el porcentaje de sustitución del carbón por biomasa en cada prueba (Capítulo 4).

Por otro lado, la composición elemental del combustible fósil tampoco permanecía constante a lo largo de la prueba, lo que pudo influir en la evolución de las emisiones de NO_x o SO₂. En relación a estas últimas, como ya se ha comentado en el Capítulo 1 de esta tesis, su disminución es una de las ventajas asociadas a la co-combustión de carbón y biomasa. Las emisiones de SO₂, en el caso de calderas de combustible pulverizado, se encuentran relacionadas principalmente con el contenido en azufre del combustible. Dado que la biomasa utilizada en las pruebas prácticamente no contiene este elemento (el contenido promedio en masa de azufre en la biomasa es de 0,025% en base húmeda frente al 4,2% en el carbón), si se trabajara con el mismo carbón durante toda la prueba, cabría pensar que las emisiones disminuyeran prácticamente de forma proporcional al porcentaje de sustitución en masa o incluso por debajo si se tiene en cuenta que puede aumentar el porcentaje de azufre fijado en cenizas debido al uso de biomasa (Spliethoff and Hein, 1998). Independientemente de que evaluar el porcentaje de sustitución no resulte sencillo, puede comprobarse que, además, atendiendo a las muestras tomadas durante las pruebas, el contenido en azufre del carbón no fue constante durante una misma prueba. Existen algunas en las que el porcentaje en la muestra tomada durante el periodo de co-combustión es superior a las otras dos (véase los datos referentes a las pruebas 2, 4, 5, 8, 9, 10, 11 y 13), mientras que en otros casos este contenido aumenta a lo largo de la prueba, (por ejemplo en el caso de la prueba 6 el contenido en azufre de la última muestra de carbón es un 13% mayor que en la primera y en la prueba 12 hasta un 25%). Esto supone que si el contenido en azufre del carbón varía, lo haga también el de la mezcla, y que por lo tanto, las variaciones en las emisiones de SO₂ en co-combustión no sean debidas exclusivamente a la biomasa. Estos cambios deberán considerarse en el análisis de los resultados obtenidos para las emisiones de SO₂, dado que de otra forma puede resultar complicado llegar a dar una correcta interpretación. El mismo análisis podría hacerse en el caso de las emisiones de NO_x y de la variación del contenido en nitrógeno del combustible a lo largo de las diferentes pruebas.

Por último, es importante tener en cuenta que aunque la composición y el poder calorífico de las muestras de combustible pulverizado pueden ayudar a comprender o a interpretar ciertos resultados, siempre existirán incertidumbres debido a que se estaba tomando muestras solo de un molino, alimentado a su vez de una única tolva, por lo que se carece de información general del carbón, que, por otro lado, resulta muy difícil de obtener. Por todo ello se va a considerar como combustible fósil característico de la prueba el análisis de carbón diario y se utilizará la información adicional de las muestras de pulverizado para la interpretación de posibles resultados dispares.

Como resumen, la Tabla 3.11 presenta la composición promedio de la biomasa y el carbón utilizados en las pruebas que se ha obtenido a partir de los valores de todas las muestras de carbón diario y de las de biomasa recogidas en las pruebas (excepto las de las pruebas 14 y 15 que tenían un contenido en humedad mayor al resto). Pueden apreciarse las diferencias entre

los dos combustibles, diferencias que van a influir directamente en la viabilidad de la co-combustión. En general, el mayor porcentaje en volátiles de la biomasa va a permitir trabajar con tamaños de partícula más grandes que los del carbón para tiempos de residencia en caldera similares. Por otro lado, el menor contenido en azufre y nitrógeno debería influir positivamente en la disminución de emisiones en co-combustión de SO₂ y NO_x respectivamente.

Tabla 3.11. Análisis elemental e inmediato promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas.

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Biomasa promedio	4650	4339.84	4,88	0,58	76,11	18,42	0,02	49,20	5,41	0,19	39,71
Carbón promedio	3782	3557.41	16,62	28,75	23,35	31,27	4,22	39,91	2,50	0,60	7,38

Por otro lado, a la hora de comparar los resultados obtenidos entre pruebas, la diferencia relativa entre la composición de los dos combustible utilizados en co-combustión en cada una de ellas va a influir directamente, tanto en lo que se refiere al rendimiento (que puede variar en función del contenido en cenizas, hidrógeno o la humedad del combustible) como a las emisiones. Como consecuencia, las variaciones detectadas en los combustibles utilizados en cada prueba que se han ido comentando a lo largo de este apartado serán un parámetro adicional que puede distorsionar la influencia de otros como el tamaño de partícula y/o el porcentaje de sustitución y que será necesario tener muy en cuenta antes de extraer cualquier conclusión.

3.5.3 Análisis de la influencia de la co-combustión sobre la composición de cenizas volantes y escorias.

3.5.3.1 Evaluación de inquemados en caldera.

Los principales factores que influyen en la formación de inquemados son: las propiedades y composición del combustible utilizado, su distribución granulométrica y las condiciones en las que tenga lugar la combustión (Pallarés, 2007). Teniendo en cuenta estos factores, parece claro que la co-combustión puede influir sobre la cantidad de inquemados que se produzcan durante la combustión, por lo que es necesario controlar su variación. Suponiendo que durante las pruebas, la granulometría del carbón no varió y que tampoco lo hicieron sus características, los posibles cambios en los inquemados durante el periodo de co-combustión estarían asociados bien a la propia biomasa, con mayor tamaño de partícula y también con una composición diferente (mayor porcentaje en volátiles, menor contenido en cenizas, más oxígeno etc.) o bien a un cambio en las condiciones de funcionamiento de caldera que, aunque intentaron mantenerse lo más parecidas posibles, pudieron variar. Si los inquemados aumentan, la consecuencia directa es la disminución del rendimiento de la caldera ya que parte del combustible no se habría aprovechado, pero además podrían aparecer otros problemas asociados al aumento de deposiciones en las paredes de tubos, cambio en el funcionamiento de los precipitadores y/o variación en la composición final de las cenizas que podría incidir en su uso posterior (Pallarés, 2007).

Aproximadamente entre el 20 y el 40% de la ceniza que se produce en una caldera de combustible pulverizado se acumula en la propia cámara de combustión en forma de escoria, que en ocasiones puede depositarse sobre las paredes del hogar, o que cae directamente a las tolvas, situadas de forma habitual en la parte inferior de la caldera, de donde se recoge. El 60-80% restante, abandona el hogar junto con los gases de combustión (cenizas volantes). Parte de las mismas se irán depositando, antes de llegar a la chimenea, en las tolvas que pueden existir en la zona convectiva, en los precalentadores y por último en los sistemas de limpieza (principalmente en el precipitador) (Llera, 2002). Uno de los métodos que puede utilizarse para la cuantificación de los inquemados en una central consiste en medir el porcentaje másico de carbono en los residuos sólidos (cenizas volantes y escorias) después de la combustión (Pallarés, 2007). Para ello, es necesario tomar muestras en distintos puntos de su recorrido y posteriormente realizar un análisis de las mismas.

En el caso de la central térmica en la que se trabajó (ver el esquema de la Figura 3.28), las escorias caen a la parte inferior de la caldera donde se enfrían al entrar en contacto con el agua que contiene la bañera que sirve de cierre. De allí, son transportadas mediante una cinta hacia el exterior. Por otro lado, la corriente de gases arrastra a las cenizas volantes por la parte superior de caldera. Parte de las mismas se depositan en las tolvas de la zona horizontal (cenizas posteriores) mientras que la mayoría salen con los gases y se recogen en los precipitadores electrostáticos.

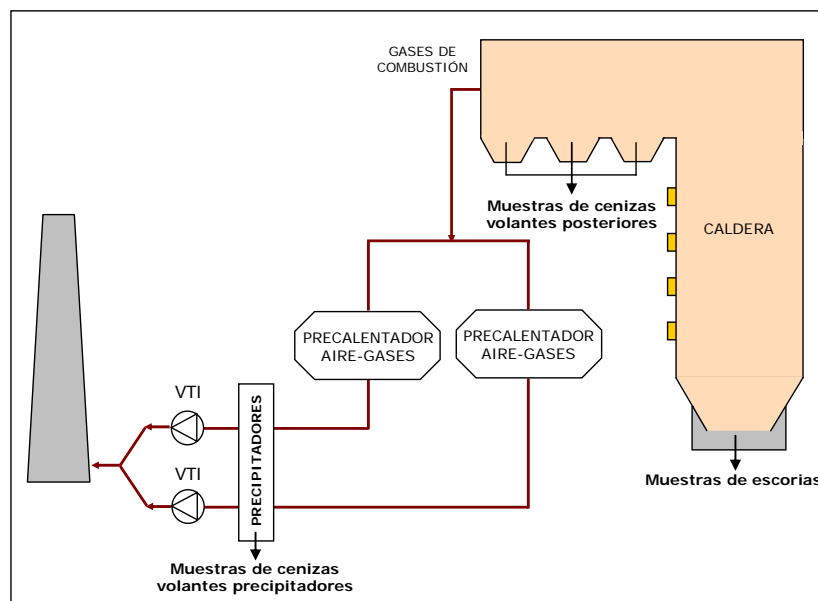


Figura 3.28. Esquema de la planta. Puntos de toma de muestras de escorias y cenizas.

Durante las pruebas de co-combustión se recogieron muestras de escorias y cenizas volantes (posteriores y en precipitadores). Se tomaban de tres a cuatro muestras: la primera antes de iniciar la alimentación de biomasa, otra durante el periodo de co-combustión, la tercera tras dejar de alimentar biomasa y una cuarta de una a dos horas después. En Figura 3.29 están señalados los momentos en los que se tomaron las muestras durante la prueba 8.

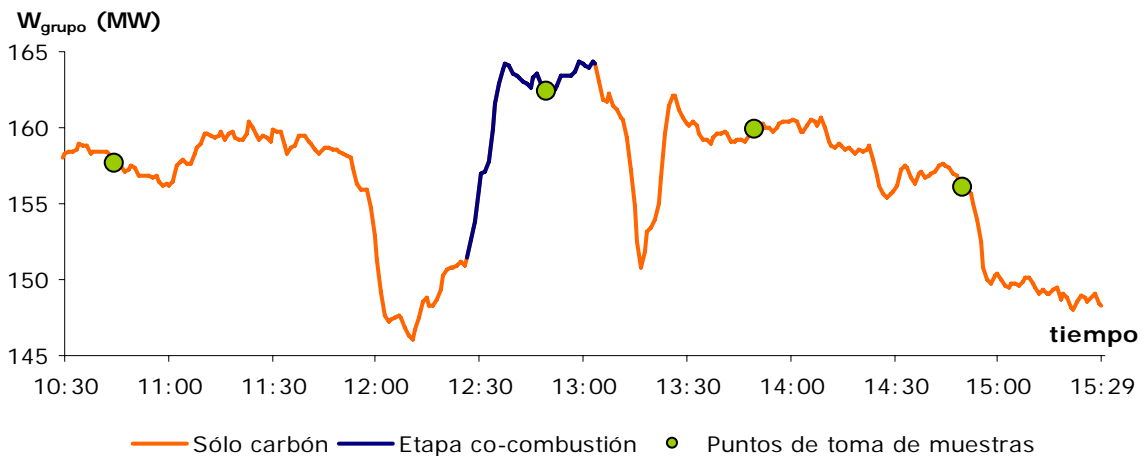


Figura 3.29. Toma de muestras de escorias y cenizas durante la prueba 8.

La fracción de carbono inquemado va a depender tanto de la concentración de carbono en los residuos como del porcentaje de cenizas del combustible utilizado (Pallarés, 2007). En este apartado, dado que no se dispone de una buena estimación del porcentaje de sustitución de carbón y biomasa y por tanto, se desconoce el porcentaje de cenizas en la mezcla de combustibles utilizada en co-combustión, solo se va a valorar el primer factor dejando el segundo para el Capítulo 5 en el que se analizan las pérdidas por inquemados y en el que ya se dispone de un valor para el porcentaje de sustitución mucho más aproximado al real.

Existen distintos métodos para determinar el contenido en carbono de los residuos sólidos producto de la combustión. El más utilizado tradicionalmente ha sido el denominado de pérdidas por ignición (Loss of Ignition test, LOI (ASTM, 2008b)) y que consiste, de forma muy resumida, en estimar la pérdida de masa de una muestra de residuo tras calentarla en presencia de aire a una temperatura constante ($\approx 750^{\circ}\text{C}$). Sin embargo parece demostrado que con este método se sobrestima la cantidad de carbono real en la muestra. La diferencia entre ambos valores (LOI y carbono total) puede encontrarse en el hecho de que a la temperatura que tiene lugar el test se liberan una serie de compuestos que contienen otros elementos distintos del carbono, según queda demostrado en Brown y Dykstra (1995), donde se comparan los resultados del análisis termogravimétrico realizado a varias muestras de cenizas volantes con el porcentaje de LOI obtenido para las mismas. Las sustancias liberadas son principalmente agua, CaO y CaCO_3 y su concentración depende, entre otros parámetros, de la tecnología de combustión utilizada, de los sistemas de limpieza de gases disponibles en la planta o de las propias características del carbón (Brown y Dykstra, 1995).

Las diferencias en los resultados entre ambos test son menores en el caso de plantas de combustible pulverizado que cuando se trabaja con otras tecnologías (lecho fluido, por ejemplo) o si existen sistemas de limpieza de gases o de control de NOx. Según la bibliografía consultada, en el caso de plantas de combustible pulverizado el valor de LOI coincide en muchos casos con la suma del porcentaje de volátiles y carbono fijo resultado del análisis inmediato de las cenizas (Fan y Brown (2001), Schobert et ál. (2002), Moreno-Palmarola (2002)). Este análisis consiste en calentar la muestra progresivamente primero en ausencia de oxígeno desprendiéndose en esta fase la humedad y después las sustancias volátiles. Posteriormente se realiza el cambio de atmósfera y en presencia de oxígeno se quema el carbono que todavía

quede en la muestra. El residuo sólido final corresponde con la ceniza. Con este análisis se obtienen los mismos resultados en relación al contenido en humedad, carbono fijo, volátiles y cenizas que con el termogravimétrico, aunque en ese caso se controle en todo momento la temperatura, la velocidad de calentamiento y el peso de la muestra (ASTM (2007a), López y Llera (2010))

Dado que, como su propio nombre indica, el carbono fijo (CF) es el carbono que queda en la muestra tras la desvolatilización, cabe preguntarse qué sustancias contienen los volátiles que serán, por tanto, las causantes de la mayorización del valor LOI frente al carbono total. En estos volátiles, además de las sustancias ya señaladas como CaCO y CaO minoritarias en el caso de plantas de combustible pulverizado, estudios posteriores han demostrado que existen también compuestos volátiles orgánicos, que, aunque tampoco resultan ser carbono exclusivamente, son el producto de una mala combustión y deberían ser también considerados como pérdidas (Fan y Brown, 2001).

En el caso de las pruebas de co-combustión que se están analizando, se dispone del análisis inmediato de las muestras de cenizas volantes (precipitadores y posteriores) y de escorias recogidas durante las mismas, por lo que se conoce su contenido en humedad, cenizas, volátiles y carbono fijo (ver Anexo IV). Para el trabajo desarrollado en esta tesis, y a la vista de lo que acaba de comentarse, se va a considerar como concentración de carbono en residuos (Inq) la suma de los volátiles (Vol) y de carbono fijo (CF), aun a sabiendas de que este valor mayoriza el contenido real de carbono de los residuos. Por otro lado, y dado que se dispone de ellos, se va a realizar una valoración inicial de los resultados obtenidos para cada uno de ellos por separado en los periodos de carbón y de co-combustión en las distintas pruebas.

Señalar, por último, que debido a la forma particular en la que, por limitaciones técnicas, tuvieron que tomarse las muestras de cenizas posteriores, y el hecho de que los porcentajes de inquemados en las mismas resultaron ser muy variables en todas las situaciones, se consideró que los resultados obtenidos podían ser erróneos, por lo que no van a tenerse en cuenta en el análisis. Se supondrá, por tanto, que la composición de todas las cenizas volantes es la de las muestras tomadas en precipitadores que, por otro lado, suele ser la práctica habitual (Pallarés, 2007). Las Tablas 3.12 y 3.13 recogen, respectivamente, el porcentaje de carbono fijo y volátiles de las muestras de escorias y cenizas volantes tomadas durante las 17 pruebas. En las filas superiores están recogidos los datos relativos a las pruebas a plena carga y en las inferiores los de las pruebas a media.

De la revisión de los datos recogidos en ambas tablas puede extraerse, de forma general, que:

- 1º. En las pruebas a plena carga el contenido tanto en carbono fijo como en volátiles de las escorias es mucho menor que el de las cenizas volantes, lo que unido al hecho de que el porcentaje de escorias respecto del total de cenizas generado en la combustión también es mucho menor que el de cenizas volantes, su influencia en el resultado final tendrá poca relevancia. En el caso de las pruebas a carga parcial, no se obtiene la misma tendencia en todas, existiendo alguna en la que el contenido de inquemados en escorias es significativo y mayor que en cenizas volantes.
- 2º.- Si se comparan las muestras recogidas en las pruebas a plena carga con las de las realizadas con la caldera funcionando a carga parcial, puede comprobarse que, hablando en términos de promedio, el contenido en carbono fijo tanto en escorias como en

cenizas volantes es mayor en las pruebas realizadas a carga parcial y la diferencia es mayor en los periodos de funcionamiento sólo con carbón. De la misma manera el contenido en volátiles también es mayor en las pruebas a carga parcial, aunque las diferencias son más ajustadas y similares en todos los periodos.

- 3°. Si se compara el contenido en carbono fijo y volátiles dentro de una misma muestra se comprueba que:
- En las pruebas a plena carga, de todo el carbono que llevan las muestras de escorias y de cenizas volantes, la mayor parte corresponde a la fracción de volátiles, tanto en los periodos de co-combustión como en los de funcionamiento sólo con carbón.
 - En las pruebas a carga parcial el comportamiento difiere entre las muestras de escorias y de cenizas volantes. En las primeras existen tanto muestras en las que el contenido en carbono fijo es mayor que en volátiles como al revés, y, además, lo que ocurre en la primera muestra se repite en el resto para una misma prueba. En el caso de las cenizas volantes el porcentaje de carbono fijo es mayor que el de volátiles en las muestras recogidas en el periodo de sólo carbón, mientras que en las de co-combustión aparece la situación inversa e igual a lo que ocurría en las pruebas a plena carga.

Tabla 3.12. Porcentaje de carbono fijo en cenizas volantes y escorias.

		ESCORIAS				CENIZAS PRECIPITADORES			
		M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
Pruebas a plena carga	Pr. 1	0,04	0,00	0,01	s.m.	0,11	0,19	0,03	0,17
	Pr. 2	0,00	0,00	0,04	s.m.	0,17	0,10	0,34	s.m.
	Pr. 3	0,01	0,02	0,05	s.m.	0,75	0,82	0,85	s.m.
	Pr. 4	0,00	0,04	0,11	s.m.	0,49	0,10	0,75	0,40
	Pr. 5	0,00	0,04	0,03	s.m.	0,09	0,4	0,70	0,43
	Pr. 6	0,11	0,00	s.m.	s.m.	0,03	0,03	0,00	s.m.
	Pr. 7	0,08	0,16	0,15	s.m.	0,00	0,07	0,01	s.m.
	Pr. 8	0,00	0,02	0,01	0,00	0,52	0,61	0,40	0,53
	Pr. 9	0,06	0,08	0,19	0,10	1,21	1,33	1,23	0,66
	Pr. 17	0,14	0,03	0,00	0,15	0,79	1,26	0,99	0,70
Pruebas a carga parcial	Pr. 10	8,1	2,23	0,59	2,74	2,99	0,81	1,17	2,63
	Pr. 11	3,75	2,14	1,22	0,00	2,33	0,86	0,81	1,12
	Pr. 12	2,01	1,13	1,79	2,24	2,81	1,57	5,26	3,54
	Pr. 13	1,59	0,88	0,33	1,83	3,13	1,52	0,94	2,89
	Pr. 14	0,67	0,18	0,30	0,83	1,54	0,23	0,53	0,72
	Pr. 15	5,36	3,50	2,46	2,45	3,90	2,23	2,45	3,52

Tabla 3.13. Porcentaje de volátiles en cenizas volantes y escorias.

		ESCORIAS				CENIZAS PRECIPITADORES			
		M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
Pruebas a plena carga	Pr. 1	0,64	0,29	0,36	s.m.	1,13	1,07	1,02	1,22
	Pr. 2	0,25	0,30	0,21	s.m.	0,94	1,05	0,96	s.m.
	Pr. 3	0,39	0,34	0,24	s.m.	1,39	1,28	1,34	s.m.
	Pr. 4	0,97	0,86	0,53	s.m.	1,13	1,21	1,26	1,02
	Pr. 5	0,09	0,02	0,10	s.m.	0,85	1,24	1,16	1,24
	Pr. 6	0,15	0,10	s.m.	s.m.	0,44	1,11	0,87	s.m.
	Pr. 7	0,11	0,51	0,32	s.m.	0,90	1,22	1,22	s.m.
	Pr. 8	0,26	0,21	0,20	0,39	0,81	0,85	0,67	0,2
	Pr. 9	0,46	1,00	1,13	1,00	1,58	1,38	1,48	1,3
	Pr. 17	0,52	0,38	0,46	0,70	1,47	1,17	1,06	1,6
Pruebas a carga parcial	Pr. 10	1,91	1,87	0,73	1,90	2,30	1,76	1,81	2,23
	Pr. 11	1,49	1,33	1,26	0,40	1,77	1,36	1,35	1,53
	Pr. 12	2,08	2,52	2,02	2,31	2,80	1,65	2,37	2,07
	Pr. 13	1,82	1,93	1,37	1,39	1,79	1,59	1,42	1,99
	Pr. 14	1,00	0,49	0,88	1,18	1,53	1,50	1,80	1,94
	Pr. 15	2,91	2,63	2,29	1,86	1,94	1,88	1,72	1,90

Las diferencias detectadas entre las muestras recogidas en las pruebas a plena carga y a carga parcial podrían estar directamente relacionadas con la situación particular de funcionamiento en la que se llevaron a cabo estas últimas dado que, como ya se ha señalado, la planta tenía fuera de servicio uno de los dos ventiladores de tiro inducido. Este hecho suponía, por un lado, que las condiciones de funcionamiento de la caldera no fueran las más idóneas para una correcta combustión. Pero, además, hacía que se encontrara limitada la capacidad de extraer los gases de la caldera, por lo que al priorizarse dar la máxima carga posible (entorno a 100 MWe) era necesario trabajar con un exceso de aire muy ajustado (1,4-1,7% de oxígeno en caldera frente al 3,5-4% en funcionamiento habitual) para conseguir así disminuir el caudal de gases a extraer. Todos estos factores pueden influir directamente en la presencia de un mayor porcentaje de carbono inquemado en cenizas (Walsh et ál., 1994).

Por otro lado, la forma de trabajar que acaba de señalarse, también pudo influir en cómo variaron los inquemados entre el periodo de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión. Revisando de nuevo los valores recogidos en la Tablas 3.12 y 3.13, mientras que en las pruebas a plena carga, en general, la variación al alimentar biomasa no fue muy significativa ni en el contenido en carbono fijo ni en volátiles, en las de carga parcial, ambos valores disminuyeron en co-combustión, haciéndolo considerablemente en el caso del contenido en carbono fijo.

En el protocolo inicial definido para las pruebas, se había previsto mantener como consigna el oxígeno a la salida del precalentador constante (lo que en planta se denomina también oxígeno en chimenea), y así se hizo la primera prueba. En este caso el aire se fue ajustando convenientemente en cada periodo. Esta forma de trabajar suponía actuar sobre distintos

puntos de la planta, lo que requería periodos largos para conseguir estabilizar la carga debido a su propia inercia. Por ello, y dado que a partir de esta primera prueba se decidió acortar los tiempos de cada etapa, sobretodo de la de co-combustión, también se consideró oportuno variar esta consigna. Para el resto de pruebas lo que se hizo fue mantener el aire que entraba a caldera fijo durante toda la prueba, con el fin de evitar cambios significativos en su distribución, mientras que el oxígeno en gases variaba en función de la carga. De esta forma aumentaba considerablemente en las etapas II y IV respecto a las etapas I y V ya que, al disminuir el carbón, se estaba introduciendo en la caldera más aire del necesario. Por su parte, en el etapa de co-combustión el porcentaje de oxígeno era función del valor de la carga final que se llegara a dar alimentando biomasa respecto a la de partida.

Por tanto, en el caso de las pruebas a plena carga esto supuso trabajar con un exceso de aire muy similar incluso algo mayor en co-combustión, ya que, como se ha señalado al describir el protocolo de pruebas, en esta etapa no se llegaba a dar la misma carga que en la situación inicial, por lo que, en general, el porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera aumentó ($O_{2,ent}$). En la Figura 3.30 se muestra el promedio de este porcentaje de oxígeno y de la carga durante los tres periodos para la prueba 2. Puede comprobarse como la carga en co-combustión es algo menor (158,2 MW frente a 159,6 MW) mientras que el porcentaje de oxígeno en promedio aumenta, aunque muy poco (3,41% frente a 3,24%).

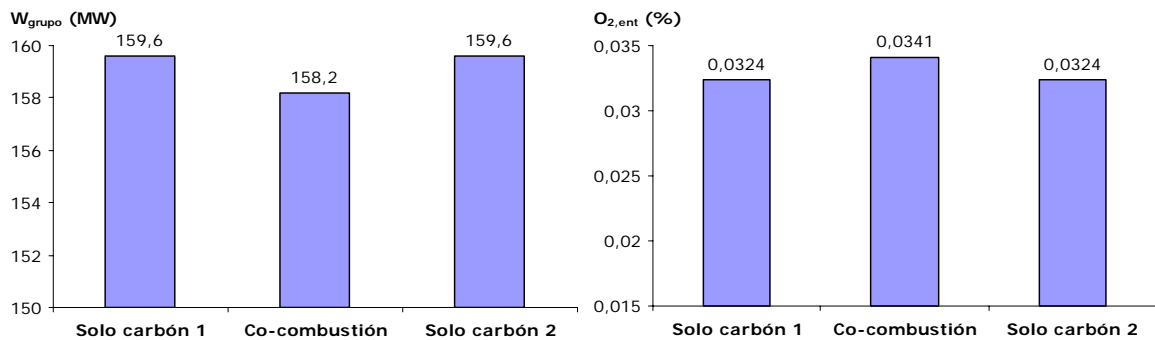


Figura 3.30. Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera en los tres periodos a plena carga de la prueba 2.

Este comportamiento, que atendiendo al protocolo de pruebas debería haber sido el habitual, no fue siempre así. Como puede comprobarse en el Anexo IV, en algunas pruebas y debido a causas diversas se llegó a dar una carga mayor en el periodo de co-combustión, lo que supuso trabajar con un porcentaje de oxígeno en caldera menor. Fue el caso, por ejemplo, de la prueba 7. El valor promedio de la carga y el oxígeno en caldera en las tres etapas a plena carga de dicha prueba se encuentran representados en la Figura 3.31. Trabajar con un porcentaje de oxígeno menor (3,7 % frente al 4,1%) pudo ser el factor determinante en el aumento del contenido de carbono fijo y volátiles en las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas en esta prueba.

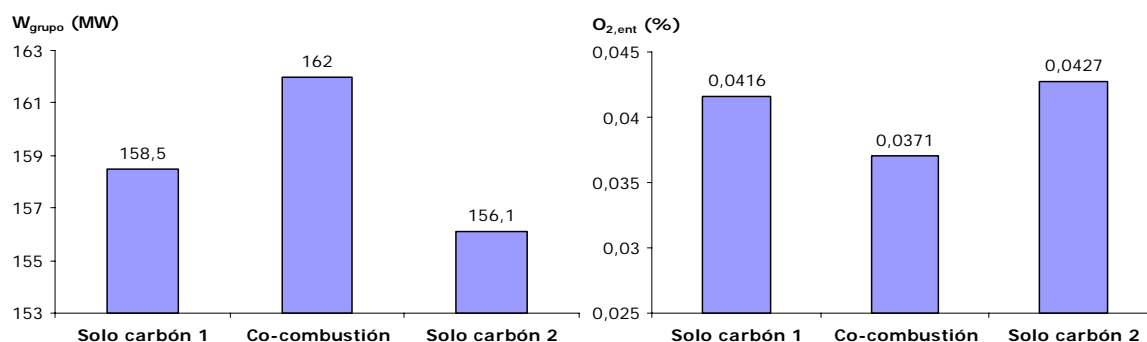


Figura 3.31. Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera en los tres periodos a plena carga de la prueba 7.

En el caso de las pruebas a carga parcial y debido a las condiciones particulares que acaban de comentarse, fue necesario imponer un mayor control de la carga en co-combustión, de forma que no se superaran aquellos valores que pudieran llegar a dar problemas. Para ello, en la etapa de bajada de carga con carbón, ésta disminuía más del porcentaje fijado en el protocolo (entre el 8 y el 10% en energía mientras que se pretendía aumentar entorno al 5% con biomasa). Esto supuso que, al mantener de nuevo un caudal de aire más o menos constante, el porcentaje de oxígeno en caldera aumentara considerablemente durante la co-combustión, acercándose a lo que podrían definirse como valores habituales de funcionamiento, lo que influyó directamente en los inquemados, que en estas pruebas disminuyeron en co-combustión. Este decremento no se debió al uso de biomasa sino a que las condiciones de caldera mejoraban frente a la situación de funcionamiento con solo carbón. La Figura 3.32 se muestra el promedio del oxígeno en caldera durante las distintas fases de la prueba 11¹⁶, así como la potencia promedio en cada una de ellas.

Si se compara los valores mostrados en la figura anterior con los de Figura 3.30 o con la 3.31, puede comprobarse como ahora el valor del porcentaje de oxígeno es mucho menor en la etapa de funcionamiento solo con carbón y como aumenta en co-combustión debido a que la carga se sitúa de 4 a 6 MW por debajo, aunque se sigue manteniendo en valores inferiores a los que serían habituales si la planta funcionara con los dos ventiladores de tiro inducido.

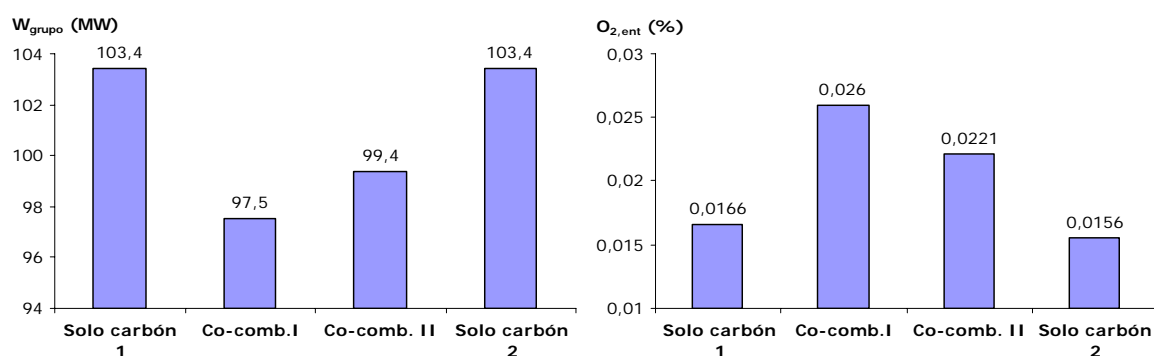


Figura 3.32. Promedio de la potencia y del porcentaje de oxígeno en caldera para cada una de las etapas de la prueba 11.

¹⁶ En esta prueba se aumentó carga con biomasa a mitad de la etapa de co-combustión, por eso aparecen diferenciadas en la figura dos periodos en dicha etapa. Para más información se remite al lector al anexo IV.

En las siguientes tablas se recoge el valor promedio del oxígeno en caldera para las diecisiete pruebas en las tres etapas: etapa I (sólo carbón), etapa III (co-combustión) y etapa V (sólo carbón) y que corresponden con las etapas en las que se tomaron las tres primeras muestras respectivamente. En las mismas tablas se incluye el valor de $\Delta O_{2,ent,pruebas}$ y de $\Delta O_{2,ent,muestras}$ para cada prueba. La primera de estas variables indica la diferencia, en puntos porcentuales, entre el porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión y el promedio de las otras dos etapas trabajando solo con carbón (I y V). La segunda es la diferencia, también en puntos porcentuales, entre la etapa I y la de co-combustión.

En los siguientes apartados se pondrá de manifiesto, de forma más clara, la relación entre la variación de inquemados y el porcentaje de oxígeno en caldera, así como el de este y otras variables (emisiones de NOx, por ejemplo).

Tabla 3.14. Porcentaje promedio de oxígeno a la salida de caldera en las etapas de toma de muestras. Pruebas a plena carga.

	Pr. 1	Pr. 2	Pr. 3	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6	Pr. 7	Pr. 8	Pr. 9	Pr. 16	Pr. 17
Etapa I	0,0419	0,0324	0,0379	0,036	0,0398	0,044	0,0416	0,042	0,0392	0,0273	0,0315
Etapa III	0,0418	0,0341	0,034	0,0405	0,0413	0,0399	0,0371	0,0336	0,0379	0,0309	0,0316
Etapa V	0,0405	0,0324	0,0435	0,04	0,0384	0,0419	0,0427	0,0401	0,0434	0,0263	0,0333
$\Delta O_{2,ent,pruebas}$	0,0006	0,0017	-0,0067	0,0025	0,0022	-0,0031	-0,0051	-0,0075	-0,0034	0,0041	-0,0008
$\Delta O_{2,ent,muestras}$	-0,0001	0,0017	-0,0039	0,0045	0,0015	-0,0041	-0,0045	-0,0084	-0,0013	0,0036	0,0001

Tabla 3.15. Porcentaje promedio de oxígeno a la salida de caldera en las etapas de toma de muestras. Pruebas a carga parcial.

	Pr. 10	Pr. 11	Pr. 12	Pr. 13	Pr. 14	Pr. 15
Etapa I	0,0199	0,0166	0,0136	0,014	0,0216	0,0312
Etapa III	0,0363	0,0242	0,0254	0,0251	0,0329	0,0307
Etapa V	0,0208	0,0156	0,0163	0,0136	0,031	0,031
$\Delta O_{2,ent,pruebas}$	0,0160	0,0081	0,0105	0,0113	0,0066	-0,0004
$\Delta O_{2,ent,muestras}$	0,0164	0,0076	0,0118	0,0111	0,0113	-0,0005

Tomando como valor de inquemados en cenizas volantes y escorias (Inq) la suma del porcentaje de carbono fijo y de volátiles en cada una de las muestras, se va a analizar a continuación cómo variaron dichos inquemados entre las situaciones de funcionamiento sólo con carbón y co-combustión. En la Tabla 3.16 aparece recogido este valor para las distintas muestras. Dada la influencia que tiene el porcentaje de oxígeno con el que se estuviera trabajando en caldera sobre el contenido de carbono en la muestra, se va a considerar como característica del funcionamiento solo con carbón la primera muestra recogida en cada prueba tanto de escorias como de cenizas, ya que en todos los casos se tomó en una situación estable de caldera y antes de iniciar la alimentación con biomasa, mientras que la segunda muestra va a ser considerada como representativa del funcionamiento en co-combustión. Las otras dos se utilizarán para confirmar las tendencias, en caso de ser necesario.

Tabla 3.16. Porcentaje de inquemados (Inq) en cenizas volantes y escorias.

		ESCORIAS				CENIZAS PRECIPITADORES			
		M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
Pruebas a plena carga	Pr. 1	0,68	0,29	0,37	s.m.	1,24	1,26	1,05	1,39
	Pr. 2	0,25	0,30	0,25	s.m.	1,11	1,15	1,30	s.m.
	Pr. 3	0,40	0,36	0,29	s.m.	2,14	2,10	2,19	s.m.
	Pr. 4	0,97	0,90	0,64	s.m.	1,62	1,31	2,01	1,42
	Pr. 5	0,09	0,06	0,13	s.m.	0,94	1,64	1,86	1,67
	Pr. 6	0,26	0,10	s.m.	s.m.	0,47	1,14	0,87	s.m.
	Pr. 7	0,19	0,67	0,47	s.m.	0,90	1,29	1,23	s.m.
	Pr. 8	0,26	0,23	0,21	0,39	1,33	1,46	1,07	1,25
	Pr. 9	0,52	1,08	1,32	1,10	2,79	2,71	2,71	1,99
	Pr. 16	0,95	0,41	0,56	s.m.	3,87	2,88	6,19	s.m.
Pr. 17	0,66	0,41	0,54	1,12	2,26	2,43	2,05	1,86	
Pruebas a carga parcial	Pr. 10	10,01	4,10	1,32	4,64	5,29	2,57	2,98	4,86
	Pr. 11	5,24	3,47	2,48	0,40	4,10	2,22	2,16	2,65
	Pr. 12	4,09	3,65	3,81	4,55	5,61	3,22	7,63	5,61
	Pr. 13	3,41	2,81	1,70	1,65	4,92	3,11	2,36	4,88
	Pr. 14	1,67	0,67	1,18	2,01	3,07	1,73	2,33	2,66
	Pr. 15	8,27	6,13	4,75	4,31	5,84	4,11	4,17	5,42

Para cuantificar las variaciones se va a definir el valor ΔInq en puntos porcentuales (tanto en escorias como en cenizas volantes y para cada prueba). Este parámetro se obtiene según la expresión (3.1), de forma que si es positivo significará que el contenido en inquemados aumenta en co-combustión y si es negativo que disminuye.

$$(3.1) \quad \Delta Inq = Inq_{co-co} - Inq_{carbón}$$

Debido a las particularidades y diferencias ya comentadas, se ha decidido analizar por separado los resultados obtenidos para los dos tipos de pruebas. En primer lugar se va a hacer un análisis de cómo variaron los inquemados en escorias y en cenizas volantes en las pruebas a plena carga y posteriormente en las de carga parcial.

3.5.3.2 Variación de inquemados en escorias en las pruebas a plena carga.

A partir de los datos recogidos en Tabla 3.16 y atendiendo a la expresión (3.1), se ha calculado el valor de la variación de inquemados en escorias (ΔInq_{esc}) para cada prueba. La Figura 3.33 representa este valor en función del tamaño de partícula utilizado en cada prueba. Puede comprobarse como en la mayoría de la pruebas los inquemados en escorias disminuyen en co-combustión ($\Delta Inq_{esc} < 0$), aunque esta disminución sólo fue significativa en la primera y en la penúltima prueba. Resulta reseñable el hecho de que estos inquemados disminuyeran en las pruebas realizadas con la biomasa de mayor tamaño (pruebas 16 y 17), lo que podría indicar que este factor no resulta determinante, al menos, para los porcentajes de sustitución con los

que se está trabajando. Por el contrario en las pruebas 2, 7 y 9, los inquemados en escorias aumentaron al alimentar biomasa, y lo hicieron de forma importante en las dos últimas.

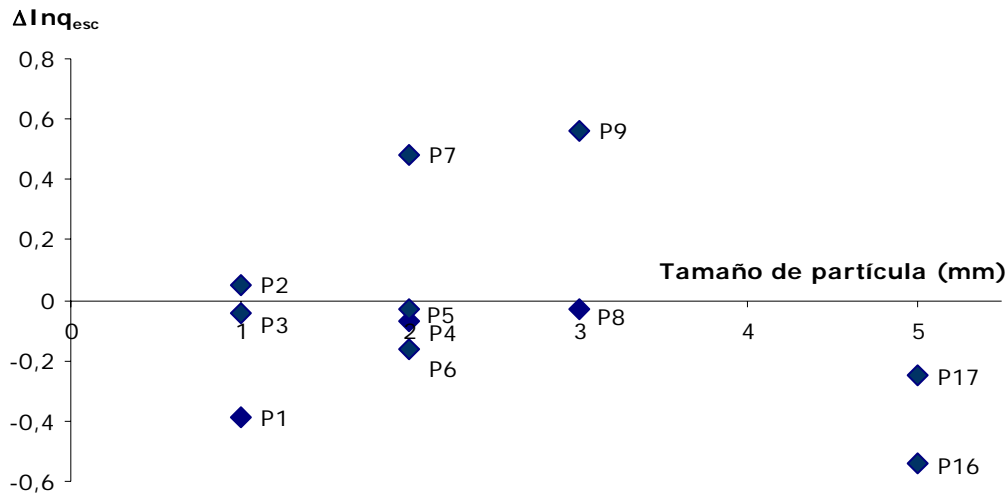


Figura 3.33. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{esc}).

Se ha calculado también el incremento de las fracciones de CF y Vol en las muestras de escorias en puntos porcentuales (ΔCF_{esc} y ΔVol_{esc} , Figura 3.34 y Figura 3.35, respectivamente). Puede comprobarse como los valores obtenidos para la variación de los inquemados totales (Figura 3.33) viene marcada, excepto en la prueba 16, por la variación en el porcentaje de volátiles. Por su parte, el CF prácticamente no varió en las nueve primeras pruebas (de -0,04 puntos en la prueba 1 a 0,08 puntos en la 7), disminuyendo significativamente sólo en la prueba 16. Este resultado, que ha influido en la variación final de inquemados, viene condicionado por el alto porcentaje en CF de la primera muestra en dicha prueba y que es representativa del comportamiento en funcionamiento solo con carbón.

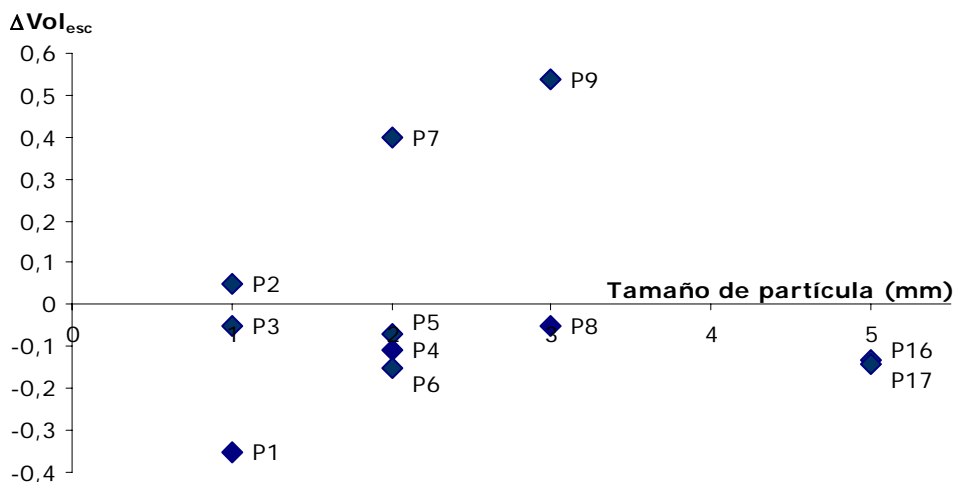


Figura 3.34. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de volátiles en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón ($\Delta Vol_{escorias}$).

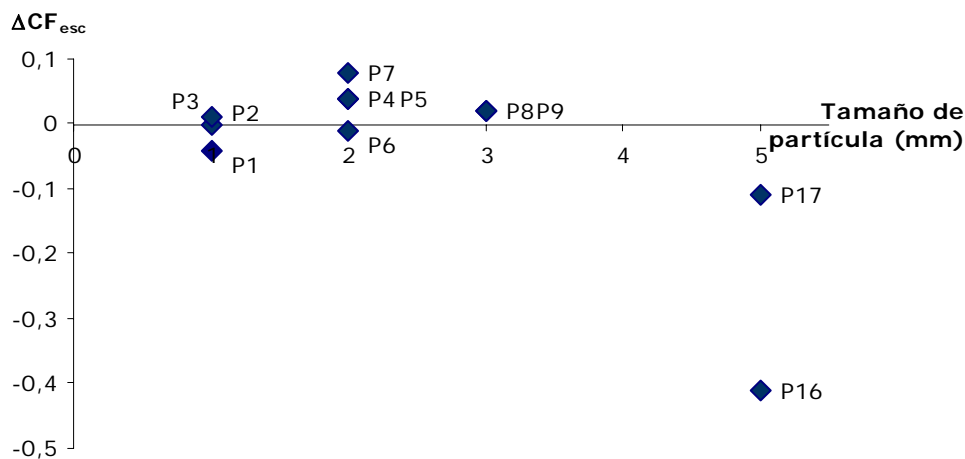


Figura 3.35. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de carbono fijo en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔCF_{esc}).

3.5.3.3 Variación de inquemados en cenizas volantes en las pruebas a plena carga.

Según se ha señalado anteriormente, la composición de las muestras de cenizas tomadas en las tolvas de los precipitadores electrostáticos, van a considerarse como representativas de todas las cenizas volantes. Como en el caso de las escorias, a partir de los datos de la Tabla 3.16, se ha calculado la variación del porcentaje de inquemados en cenizas volantes entre la primera y la segunda muestra recogida en cada prueba (ΔInq_{cv}). La Figura 3.36 representa este valor en función del tamaño de partícula de biomasa utilizado. Si se compara con los resultados obtenidos para las escorias, puede comprobarse como el orden de magnitud de la variación de inquemados es similar excepto en la prueba 16 donde éstos disminuyeron en cenizas volantes casi el doble que escorias (de -0,54 puntos en escorias a -0,99 puntos en cenizas volantes). Sin embargo, a diferencia de lo que ocurría en escorias, el contenido en inquemados en cenizas volantes aumenta en siete de las once pruebas ($\Delta Inq_{cv} > 0$) y sólo disminuye de forma importante en la mencionada prueba 16 y en la 4, aunque en esta última, mucho menos.

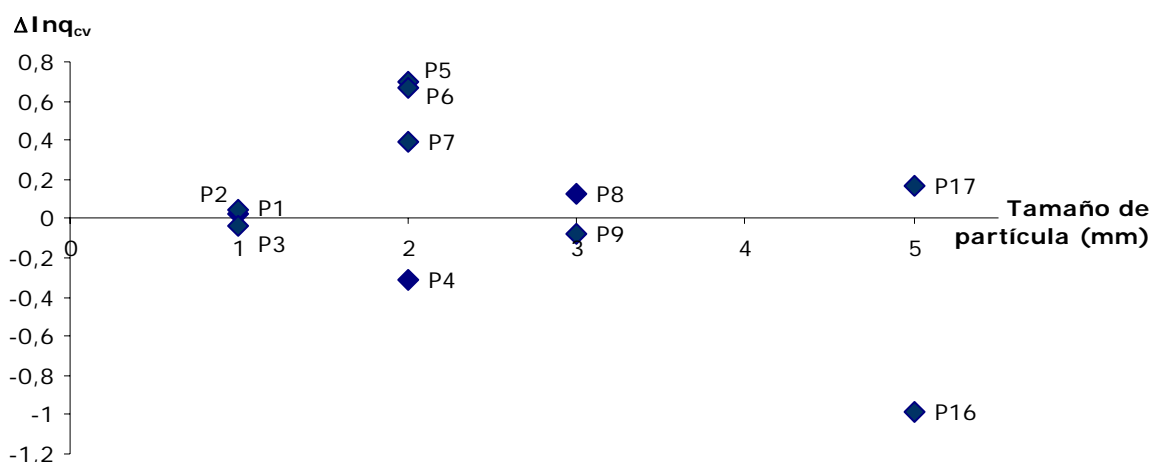


Figura 3.36. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{cv}).

En este caso sobre la variación de inquemados influyen de la misma forma tanto la variación del porcentaje de volátiles como de carbono fijo, ya que ambos parámetros lo hicieron dentro de un rango muy similar (Figuras 3.37 y 3.38).

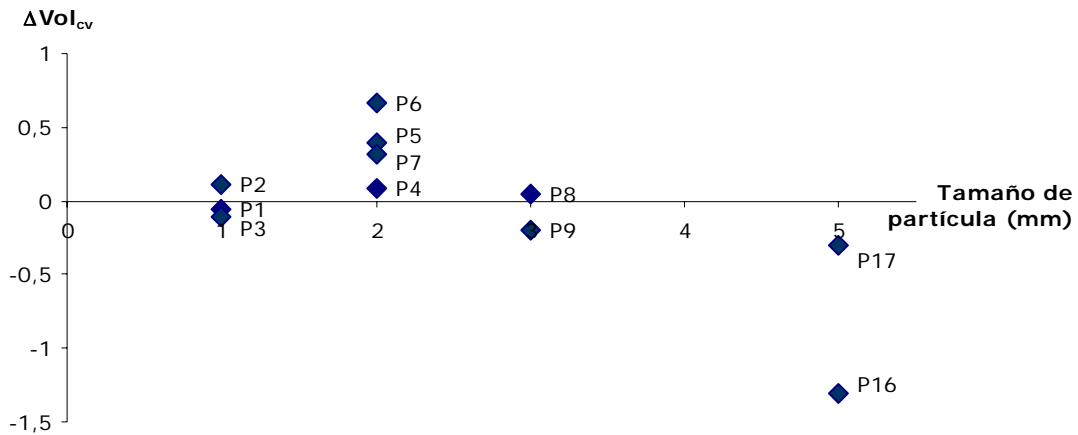


Figura 3.37. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de volátiles en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔVol_{cv}).

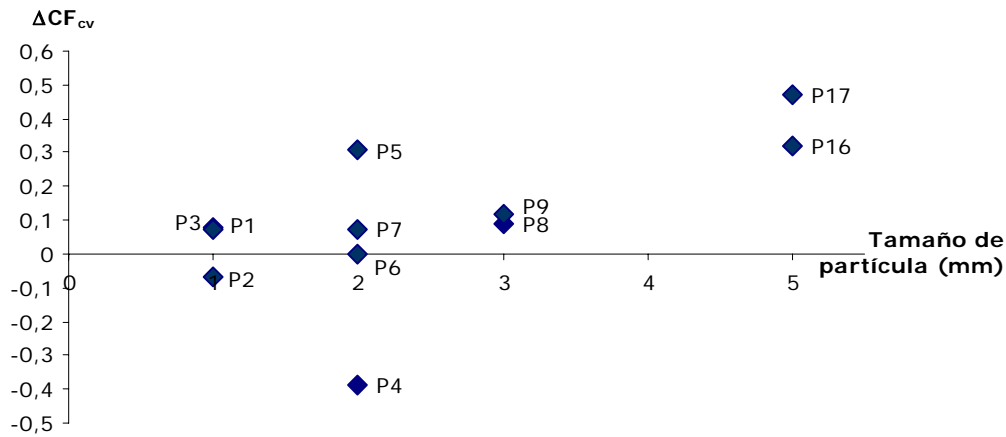


Figura 3.38. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de carbono fijo en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔCF_{cv}).

Cabe señalar de nuevo como excepción, el comportamiento de la prueba 16, en la que el contenido en volátiles de las muestras disminuyó en co-combustión más del doble que en el resto de pruebas. Este decremento es el responsable del resultado obtenido para los inquemados totales ya que, como queda de manifiesto en la Figura 3.38 el contenido en carbono fijo aumentó por encima de la media del resto de pruebas, pero no llegó a compensar la disminución de volátiles. Es probable, que este resultado se encuentre relacionado con otro factor distinto al cambio de combustible (oxígeno en caldera) como se verá más adelante.

3.5.3.4 Variación de inquemados totales en las pruebas a plena carga.

Por último, va a analizarse la variación de inquemados en el conjunto total de residuos (escorias más cenizas volantes). Este valor es el que se utiliza para estimar las pérdidas por inquemados y por tanto la influencia sobre el rendimiento de caldera. Para cada una de las etapas este valor se ha obtenido teniendo en cuenta el reparto de los residuos totales entre escorias y cenizas volantes para la C.T. de Escucha, que es 30% de escorias y 70% de cenizas (MINER, 1988). La Tabla 3.17 muestra el valor de estos inquemados en cada prueba a plena carga y la variación entre los dos periodos comparados ($\Delta Inq_{\text{totales}}$).

Tabla 3.17. Porcentaje de inquemados totales (Inq_{totales}) y su variación en puntos porcentuales ($\Delta Inq_{\text{totales}}$). Pruebas a plena carga.

	Pr.1	Pr.2	Pr.3	Pr.4	Pr.5	Pr.6	Pr.7	Pr.8	Pr.9	Pr.16	Pr.17
M1	1,07	0,85	1,62	1,43	0,69	0,41	0,69	1,01	2,11	2,99	1,78
M2	0,97	0,90	1,58	1,19	1,17	0,83	1,10	1,09	2,22	2,14	1,82
$\Delta Inq_{\text{totales}}$	-0,10	0,04	-0,04	-0,24	0,48	0,42	0,42	0,08	0,11	-0,86	0,04

La Figura 3.39 representa esta variación ($\Delta Inq_{\text{totales}}$) para cada una de las pruebas en función del tamaño de partícula de biomasa. Si se compara esta figura con la Figura 3.36, que representa el incremento de inquemados solo en cenizas volantes, puede comprobarse como la tendencia es prácticamente la misma. Esto se debe, como ya se ha comentado anteriormente, a que el porcentaje de carbono en escorias resulta poco representativo en el cómputo de los inquemados totales, primero porque su valor fue muy inferior al que presentaron las cenizas volantes en el caso de las pruebas a plena carga, y segundo porque el porcentaje de escorias frente al total de residuos es también muy inferior (solo el 30%).

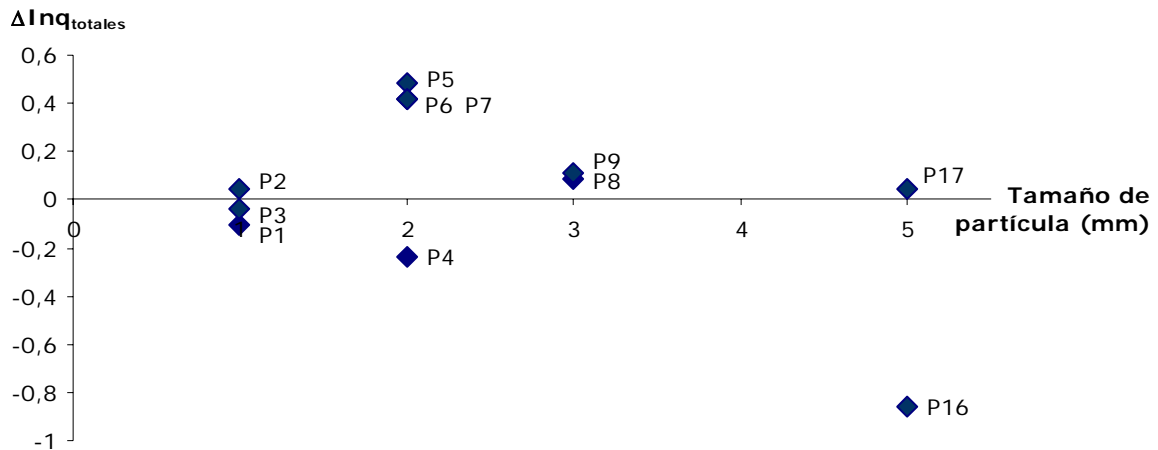


Figura 3.39. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos en co-combustión frente a la situación con solo carbón. Pruebas a plena carga.

En general, y a la vista de la figura anterior, se concluye que la alimentación de biomasa tuvo muy poca influencia sobre los inquemados. En siete de las once pruebas las variaciones fueron inferiores a $\pm 0,25$ puntos. Los mayores incrementos, próximos a 0,5 puntos, se obtuvieron en tres de las cuatro pruebas realizadas con biomasa pretratada a 2 mm. Por el contrario, para tamaños superiores los incrementos fueron menores, obteniéndose una drástica disminución en el caso de la penúltima prueba (P16), en la que se estaba trabajando con el mayor tamaño de partícula (5 mm) Estos resultados no estarían de acuerdo con lo recogido en la bibliografía para co-combustión de carbón y biomasa en calderas de combustible pulverizado. Así Robinson et ál. (1998b), entre otros, señala que para tamaños de partícula superiores a 3 mm para la biomasa la combustión completa empieza a ser difícil y que el porcentaje de carbono en los residuos aumenta considerablemente para tamaños superiores a 6 mm. Es necesario, por tanto, buscar otra causa con la que esta variación pudiera estar relacionada, dado que el tamaño de partícula de la biomasa utilizada no permite extraer ninguna conclusión.

En esta línea, como ya se ha señalado al comienzo de este apartado, el porcentaje de carbono en residuos depende, además de la granulometría del combustible, entre otros factores, del porcentaje de oxígeno en caldera, de forma que un déficit de oxígeno puede suponer un aumento de inquemados y viceversa. Por otro lado, y como se ha explicado anteriormente, el porcentaje de oxígeno en caldera varió entre los distintos periodos de una misma prueba y entre las distintas pruebas en función de las condiciones particulares de funcionamiento y del protocolo seguido, no fijándose como parámetro a controlar y por lo tanto tampoco su variación.

En la Tabla 3.14, aparece recogido el valor de $\Delta O_{2,ent,muestras}$ que se ha calculado como la diferencia del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre las dos etapas en las que se recogieron las muestras de residuos que se están comparando. Un valor positivo de este parámetro indicará que se trabajó con un porcentaje de oxígeno mayor en co-combustión mientras que un valor negativo supondrá una disminución de oxígeno en esta etapa. La siguiente figura muestra esta variación frente a la de inquemados totales en residuos ($\Delta Inq_{totales}$) y pone de manifiesto una relación inversa entre ambos parámetros en prácticamente todas las pruebas.

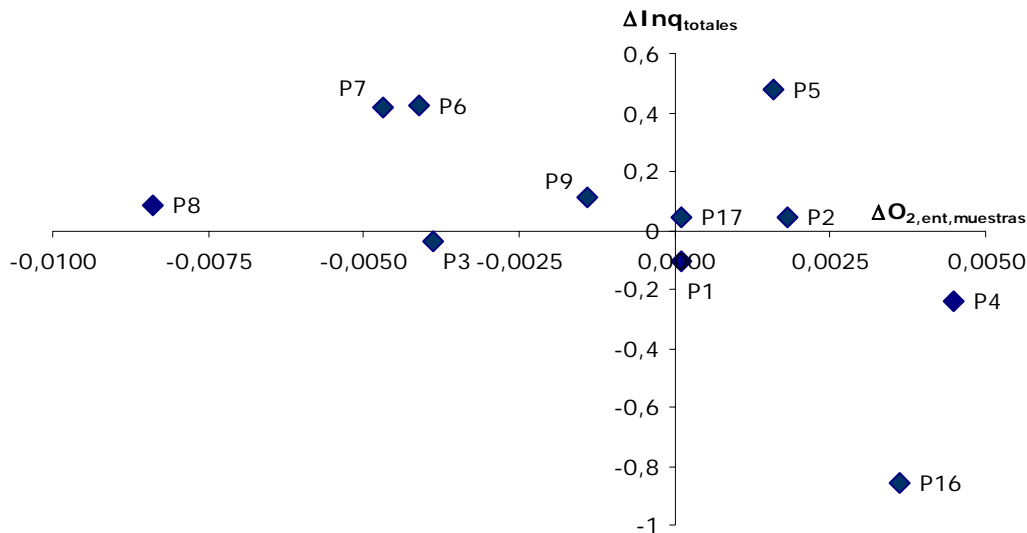


Figura 3.40. Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales). Pruebas a plena carga.

Si se analiza la figura anterior, el aumento de inquemados detectado en las pruebas 6, 7, 8 y 9 pudo deberse al hecho de que se estuviera trabajando con un oxígeno mucho más ajustado en el periodo de co-combustión, mientras que la disminución cuantificada en la prueba 4 pudo ser causada por el aumento del oxígeno en caldera en dicho periodo frente al que se estaba trabajando antes de alimentar biomasa.

En las tres primeras pruebas (pruebas 1, 2 y 3), las variaciones en el porcentaje de oxígeno tampoco parecen ser un factor determinante. Señalar que el cambio en los inquemados en las mismas fue prácticamente despreciable, independientemente de cómo variara el oxígeno en caldera, existiendo otros parámetros que pudieron influir sobre ellos cuya incidencia resulta difícil de valorar. Podría ser el caso de la prueba 3 en la que se estaba trabajando con uno de los molinos de carbón parado, lo que le hace una prueba particular respecto al resto realizada a

plena carga (ver Anexo IV). Los resultados obtenidos, sin embargo, indicarían que con la biomasa pretratada a un 1 mm y el 5% de sustitución la incidencia del cambio de combustible es prácticamente nula.

Mención especial merecen los resultados obtenidos para las pruebas 5, 16 y 17. Respecto a la primera, decir que es la única en la que relación entre el valor de $\Delta O_{2,ent,muestras}$ y $\Delta Inq_{totales}$ difieren significativamente del resto. En esta prueba el porcentaje de oxígeno fue mayor en la etapa de co-combustión ($\Delta O_{2,ent,muestras} > 0$), y aun así los inquemados aumentaron en co-combustión ($\Delta Inq_{totales} > 0$). Señalar que en ambos periodos el porcentaje de oxígeno se encontraba dentro de lo que podría denominarse parámetros normales de funcionamiento. El resultado parece estar más en relación con el bajo contenido en inquemados de la muestra de cenizas volantes tomada en el periodo de funcionamiento sólo con carbón que con otros parámetros, sobre todo si se compara con el del resto de muestras tomadas ese mismo día (ver Tabla 3.16, teniendo en cuenta que la prueba 4 se llevó a cabo por la mañana). Podría pensarse en un error en la toma de esa muestra. Sin embargo y dado que la variación de inquemados de esta prueba se encuentra dentro de los valores registrado en otras y que tampoco se conocen todos los parámetros que pudieron influir sobre las mismas, se va seguir trabajando con estos valores.

Respecto a las pruebas realizadas con biomasa a 5 mm (pruebas 16 y 17) puede comprobarse como los resultados son diferentes entre ellas. Todo parece indicar que la disminución de inquemados detectada en la prueba 16 está directamente relacionada con el aumento de oxígeno en caldera entre los dos periodos comparados, o más concretamente con el bajo porcentaje con el que se estaba trabajando en la etapa previa a la co-combustión que pudo ser el factor principal para que el contenido en inquemados de las muestras recogidas en ese periodo fuera muy superior al resto, y de valor similar al de las muestras recogidas en las pruebas realizadas a carga parcial, como queda reflejado en la Tabla 3.16. Además, el hecho de que la fracción de volátiles en cenizas volantes fuera la que más disminuyera o, más correctamente, la que fuera mayor en el periodo de funcionamiento sólo con carbón, está de acuerdo con los resultados de Fan y Brown (2001) que señalan que la fracción volátil de las cenizas volantes en calderas de combustible pulverizado se encuentra directamente influenciada por las condiciones en las que tiene lugar la combustión, condiciones que, en este caso, mejoran en la etapa de co-combustión. La incidencia del porcentaje de oxígeno en caldera sobre el resultado de la prueba 16 vendría corroborada por el obtenido en la prueba 17. Ésta se llevó a cabo el mismo día y con un tamaño de partícula para biomasa igual al de prueba 16, sin embargo se trabajó con un oxígeno similar en las dos etapas (ver Tabla 3.14). En este caso, el porcentaje de inquemados, aunque era elevado respecto a otras pruebas a plena carga, no varió entre los dos periodos comparados.

3.5.3.5 Variación de inquemados en las pruebas a carga parcial.

La variación de inquemados en las pruebas realizadas a carga parcial se encuentra determinada por las condiciones particulares de funcionamiento de la planta y el protocolo fijado para las mismas, según se ha puesto de manifiesto a partir del primer análisis de los contenidos en volátiles y carbono fijo de las muestras de cenizas volantes y escorias recogidas durante las mismas. Por ello, y dado que estos factores son ajenos al cambio de combustible, se van a presentar los resultados de una forma menos detallada que en el caso de las pruebas a plena carga.

Las Figuras 3.41 y 3.42 muestran la variación de inquemados (Inq) en escorias y cenizas volantes respectivamente. Puede comprobarse como en todos los casos los inquemados disminuyen en co-combustión ($\Delta Inq < 0$) y lo hacen de una forma mucho más drástica de lo que lo hacían en el caso de las pruebas a plena carga. Los valores de estos decrementos son similares en los dos tipos de residuos, excepto en el caso de la prueba 10 en la que se obtiene una disminución mucho mayor en escorias (más del doble). Esta última viene condicionada por el alto porcentaje en carbono fijo que presenta la muestra recogida en funcionamiento solo con carbón (ver Tabla 3.12)

Tanto en cenizas volantes como en escorias la variación del contenido en volátiles de las muestras es prácticamente un orden de magnitud menor que en carbono fijo, por lo que los resultados mostrados en las figuras anteriores coinciden prácticamente con la variación de este último. Señalar, como resultados discordantes a las tendencias que acaban de señalarse que, en el caso de la prueba 12 sí que la disminución en volátiles en cenizas volantes fue significativa y ese resultado ha marcado la disminución total de inquemados que refleja la Figura 3.41 para esta prueba. Por otro lado, aunque el resultado final presenta una disminución general de inquemados en co-combustión, el contenido en volátiles de las muestras de escorias recogidas en las pruebas 12 y 13 aumentó en esa etapa, aunque dicho aumento no llegó a compensar la disminución en carbono fijo.

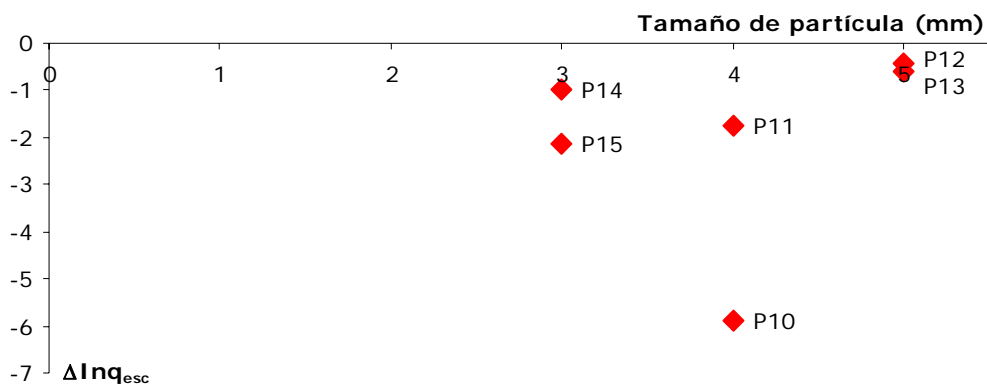


Figura 3.41. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en escorias en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{esc}). Pruebas a carga parcial.

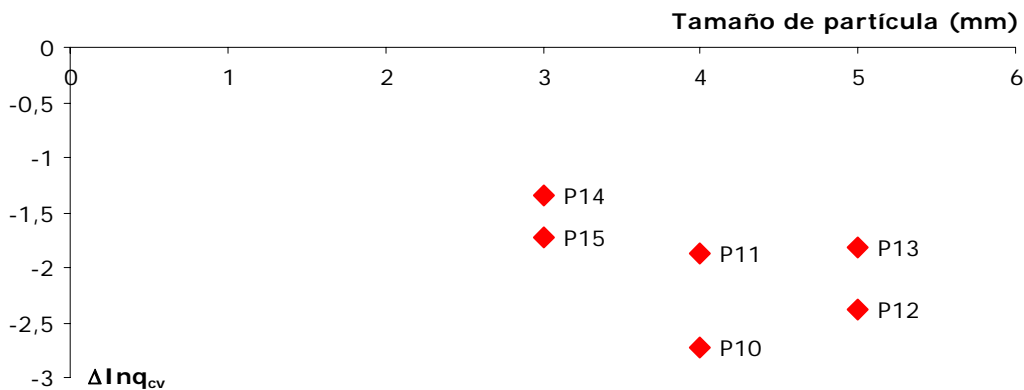


Figura 3.42. Incremento, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados en cenizas volantes en co-combustión frente a la situación con solo carbón (ΔInq_{cv}). Pruebas a carga parcial.

En la Tabla 3.18 están recogidos los valores estimados para los inquemados totales a partir del contenido en cenizas volantes y escorias en cada prueba, considerando el reparto entre ambos residuos según se ha realizado anteriormente para la pruebas a plena carga.

Tabla 3.18. Porcentaje de inquemados totales (Inq_{totales}) y su variación en puntos porcentuales ($\Delta Inq_{\text{totales}}$). Pruebas a carga parcial.

	Pr.10	Pr.11	Pr.12	Pr.13	Pr.14	Pr.15
M1	6,71	4,44	5,15	4,47	2,65	6,57
M2	3,03	2,60	3,35	3,02	1,41	4,72
$\Delta Inq_{\text{totales}}$	-3,68	-1,85	-1,81	-1,45	-1,24	-1,85

La Figura 3.43 representa esta variación ($\Delta Inq_{\text{totales}}$) para cada una de las pruebas en función del tamaño de partícula de biomasa. Estos resultados, como puede comprobarse a la vista de las dos figuras anteriores, no se encuentran marcados exclusivamente por la evolución de las cenizas volantes, como ocurría en las pruebas a plena carga, debido a que ahora la variación de inquemados en escorias es muy similar o incluso mayor (prueba 10). En la misma figura se comprueba también que los inquemados disminuyeron menos en las pruebas 14 y 15 que en las otras cuatro pruebas a carga parcial, aunque el tamaño de partícula con el que se trabajaba fuera menor. A falta de confirmar cómo varió el oxígeno en estas pruebas, el resultado obtenido podría estar relacionado con el hecho de que se estuviera trabajando con biomasa con un mayor contenido de humedad (15% frente al 5% aproximadamente en el resto), ya que este factor puede hacer disminuir la temperatura de llama, lo que influiría en la propia eficiencia de la combustión (Pallarés, 2007). Además, si la humedad es mayor, para un mismo tamaño de partícula, el tiempo necesario para la combustión completa aumenta, debido a que es mayor el tiempo necesario en la etapa de calentamiento y secado (Robinson et ál., 1998b).

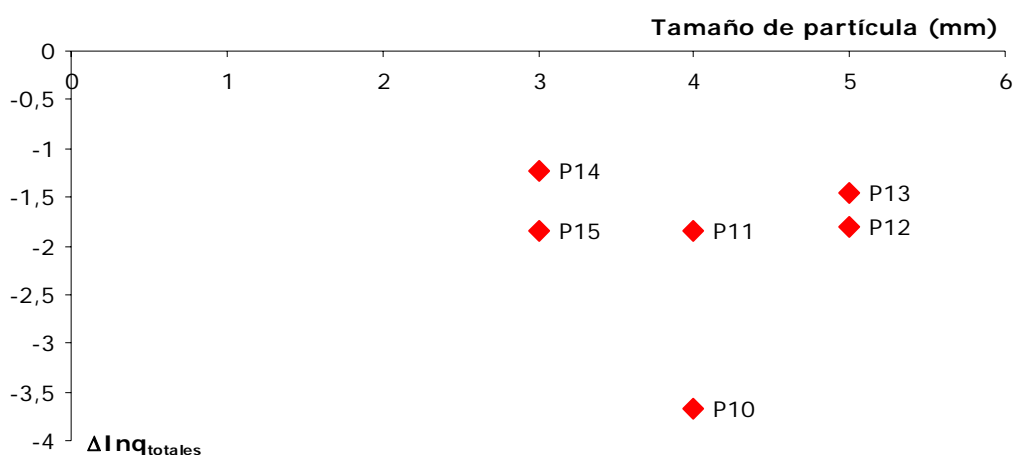


Figura 3.43. Incremento del porcentaje de inquemados en residuos sólidos en co-combustión frente a la situación con solo carbón. Pruebas a carga parcial.

Como ya se hizo en las pruebas a plena carga, a partir de los valores de la Tabla 3.14, se ha calculado la variación del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre las dos etapas en las que se recogieron las muestras de residuos que se están comparando ($\Delta O_{2,\text{ent,muestras}}$). La siguiente figura muestra esta variación frente a la de inquemados totales en residuos ($\Delta Inq_{\text{totales}}$) y pone de manifiesto, de nuevo, la relación inversa entre ambos parámetros.

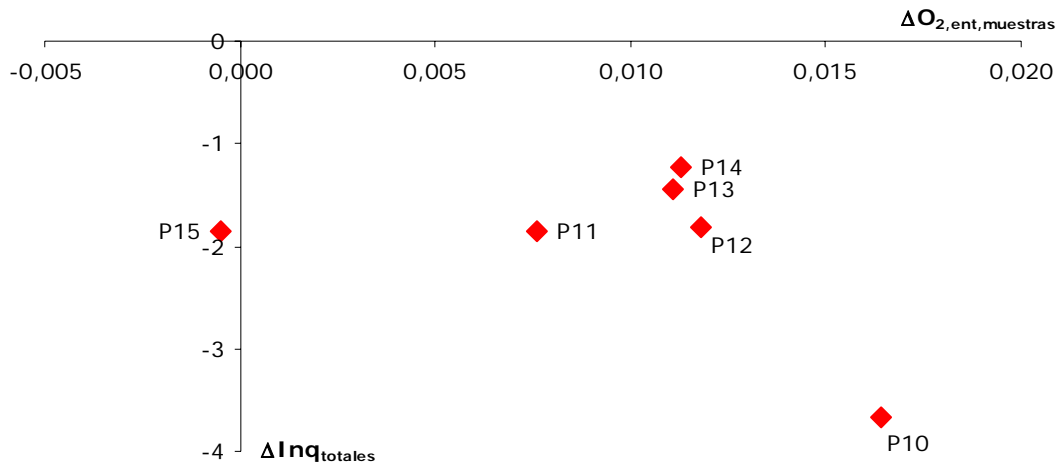


Figura 3.44. Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales). Pruebas a carga parcial.

El resultado de la prueba 10, en la que los inquemados disminuyeron drásticamente en co-combustión parece estar relacionado con el aumento de oxígeno en caldera en dicha etapa, y por tanto, con la mejora de las condiciones de combustión. En las pruebas 11, 12, 13 y 14 en las que el oxígeno en caldera varió de forma muy parecida, la disminución de inquemados fue muy similar independientemente de las especificaciones de la biomasa. El único resultado que no cumpliría esta relación es el de la prueba 15. Si se revisan los valores de la Tabla 3.14, se comprueba que en esta prueba, a diferencia del resto de las realizadas a carga parcial, se estaba trabajando con un porcentaje de oxígeno en caldera mayor, y similar al de las pruebas a plena carga, tanto en la etapa de co-combustión como en las de funcionamiento solo con carbón. Sin embargo, el contenido en inquemados de las muestras recogidas fue mucho mayor, e incluso superior al de otras pruebas a carga parcial (Tabla 3.16). El hecho de que esto se produzca en todas las etapas, hace pensar que el resultado obtenido para la variación de inquemados está condicionado por algún otro factor que no fue controlado y particular del día en el que se llevó a cabo esta prueba.

3.5.3.6 Resultado final.

Una vez analizados los resultados obtenidos a partir de la comparación del contenido en inquemados de las muestras de cenizas volantes y escorias recogidas durante las pruebas de co-combustión, se puede concluir que:

- No se ha encontrado relación entre el tamaño de partícula de la biomasa y la variación de inquemados.
- Sólo en tres de las diecisiete pruebas se detectó una incidencia negativa sobre los inquemados mayor de 0,2 puntos (pruebas 5, 6 y 7). Por el contrario en ocho de ellas la incidencia fue positiva, con decrementos por encima de 0,2 puntos y muy superiores en el caso de las pruebas realizadas a carga parcial. En el resto, la variación fue muy pequeña (inferior a $\pm 0,2$) e independiente del tamaño de partícula utilizado.

- Se ha comprobado que los resultados obtenidos para la variación de inquemados entre la etapa de co-combustión y la primera etapa de la prueba trabajando sólo con carbón (ΔInq) se encuentran condicionados por la evolución del porcentaje de oxígeno en caldera entre los dos periodos comparados ($\Delta \text{O}_{2,\text{ent,muestras}}$). En la Figura 3.45 se muestra la relación para todas las pruebas.

Puede comprobarse como las disminuciones de inquemados en el periodo de co-combustión ($\Delta \text{Inq} < 0$), coinciden, en todos los casos, con pruebas en las que se pasó a trabajar con un porcentaje de oxígeno en caldera mayor en la etapa de co-combustión, por lo que la mejora de las condiciones de caldera incidió positivamente sobre los inquemados (prueba 4, 16, 10, 11, 12, 13 y 14). Este factor fue mucho más determinante en las pruebas a carga parcial, donde el porcentaje de oxígeno era tan ajustado en la primera etapa de funcionamiento sólo con carbón que las muestras tomadas en dicha etapa presentan un porcentaje en inquemados muy elevado.

Por el contrario el aumento de inquemados detectado en las pruebas 6 y 7 ($\Delta \text{Inq} > 0$) podría deberse a la disminución del porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión.

Existirían dos resultados claramente discordantes de estas tendencias, la prueba 5 y la 15. Ambos, como ya se ha comentado en el análisis llevado a cabo en apartados anteriores, podrían estar relacionados con otros factores no controlados y difícilmente evaluables *a posteriori*.

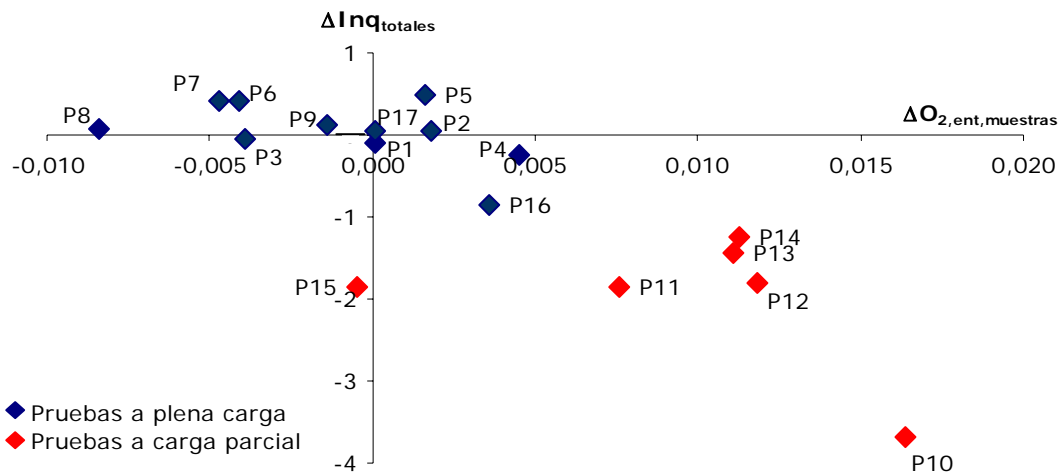


Figura 3.45. Incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos frente a la variación del porcentaje de oxígeno en caldera entre las etapas en las que se recogieron las muestras (ambas variables expresadas en puntos porcentuales).

En resumen, podría concluirse que no se ha encontrado una relación que permita asignar la variación de inquemados al cambio de combustible. De hecho, todo parece indicar que con un ajuste adecuado del porcentaje de oxígeno en caldera, lo que resulta sencillo de conseguir en continuo, el porcentaje de inquemados en residuos se mantendría en los mismos valores que si la planta trabajara sólo con carbón. Aun así, y dado que en las pruebas los inquemados variaron, se podría pensar en cuantificar la incidencia sobre las pérdidas asociadas, lo que se realizará en los capítulos 4 y 5.

3.5.4 Influencia de la co-combustión sobre la variación de emisiones en gases.

3.5.4.1 Introducción.

Otro de los aspectos que deben ser analizados cuando se valora la viabilidad de la co-combustión en una central térmica es la influencia sobre las emisiones en gases. La diferente composición de los dos combustibles así como los cambios en el propio proceso de combustión influyen directamente en estas emisiones que varían respecto a los valores obtenidos con solo carbón. En general, cuando se pone en marcha una experiencia de co-combustión, es necesario constatar la esperada reducción de emisiones de SO₂ y NO_x debido al menor contenido en azufre y nitrógeno que va a tener la mezcla de combustibles respecto al uso exclusivo de carbón y que, como se ha descrito detalladamente en el Capítulo 1 de esta tesis, supone una de las principales ventajas de esta tecnología. Debe comprobarse también si tiene lugar el efecto sinérgico entre ambos combustibles que hace disminuir las emisiones de NO_x por debajo del valor esperado. Además deben analizarse otras posibles emisiones, que en el caso del uso exclusivo de carbón no van a aparecer o son prácticamente despreciables, y que pueden tener cierta importancia en función de la composición de la biomasa utilizada (emisiones de Hg, dioxinas, furanos etc.). Por otro lado, es necesario comprobar que las emisiones de CO (inquemados gaseosos) y de partículas no aumentan al utilizar un porcentaje de biomasa, ya que un incremento de éstas implicaría que las partículas de biomasa no se están quemando correctamente en la caldera, lo que conllevaría una pérdida de rendimiento que sería necesario valorar. Para el caso particular de las pruebas analizadas, en los siguientes apartados se van a presentar los resultados obtenidos durante las mismas para las emisiones de SO₂ y NO_x, así como de CO y partículas. El resto de posibles emisiones que se comentaron en el Capítulo 1 no van a tenerse en cuenta ya que, atendiendo a la composición de los combustibles utilizados, o no aparecerán o no serán significativas.

En el apartado 3.4.3, en el que se ha descrito la instrumentación utilizada durante las pruebas, se ha señalado que para poder evaluar cómo influía en las emisiones la alimentación de biomasa, se instaló un analizador de gases a la salida de caldera. Este equipo medía las emisiones de NO_x, SO₂, y CO así como la temperatura de gases. Aunque el propósito inicial era que funcionara en continuo, debido a que en el punto del circuito aire-gases en el que pudo situarse el analizador los gases estaban todavía sucios (alto porcentaje de partículas), la sonda encargada de la toma de muestras se ensuciaba tras un periodo no muy largo desde su puesta en marcha, haciendo que el equipo no funcionara correctamente y/o se parara. Por ese motivo se decidió que el equipo solo estuviera en funcionamiento durante la prueba y que éstas se acortaran respecto a lo previsto inicialmente. Este hecho ha supuesto que no se disponga de datos en otros momentos del día o en otros días. Además, en algunas pruebas los datos tampoco se registraron correctamente y, por tanto, no han podido ser utilizados.

Respecto a las partículas, el sistema de adquisición de datos que se diseñó para la toma de datos del ciclo, se encargó también de registrar en continuo las emisiones de partículas en chimenea, es decir, una vez que los gases habían pasado por los precipitadores electrostáticos. En este caso sí que se dispone de datos en continuo y para todos los días que duró la campaña de pruebas. Esto no pudo hacerse con el resto de emisiones en chimenea que también medía la

planta, ya que no se disponía de registro de datos en continuo sino de promedios, por lo que no fue posible adaptar la señal al sistema de adquisición diseñado. Además, aunque debido a los problemas ya mencionados no fue así, inicialmente estaba previsto tener el analizador funcionando en continuo, por lo que no se consideró necesario duplicar los datos.

En la Tabla 3.19 se muestran las incidencias en relación a la toma de datos de emisiones en cada prueba y los valores que van a utilizarse en el análisis. El Anexo IV presenta gráficamente, para cada una de las pruebas, la evolución de los datos registrados para las cuatro emisiones evaluadas.

Tabla 3.19. Incidencias en la adquisición de datos de emisiones en cada una de las pruebas.

	Incidencias	Datos válidos
Prueba 1	El analizador funcionó correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 2	El analizador se paró durante la prueba debido al ensuciamiento de la sonda.	Partículas
Prueba 3	El analizador funcionó correctamente. Sin embargo, al tratarse de una prueba con un protocolo particular, los resultados obtenidos no pueden compararse con el resto.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 4	Ha sido necesario filtrar ¹⁷ los datos registrados debido a que existían zonas de inestabilidad en las etapas de subida y bajada de carga. Los datos sobre SO ₂ no se han podido utilizar.	NO _x , CO y partículas
Prueba 5	Ha sido necesario filtrar los datos registrados debido a que existían zonas de inestabilidad en las etapas de subida y bajada de carga.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 6	El analizador funcionó correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 7	El analizador funcionó correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 8	Durante parte de la prueba el analizador estuvo parado por lo que no se registraron valores en ese periodo.	SO ₂ , NO _x , CO para parte de la prueba. Partículas.
Prueba 9	El analizador funcionó correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 16	El analizador no registró correctamente los datos.	Partículas
Prueba 17	El analizador no registró correctamente los datos.	Partículas
Prueba 10	Se han desestimado los datos registrados para el CO al comienzo de la prueba por ser muy distintos al resto. Solo se han tomado como válidos a partir de la etapa de bajada de carga. El resto se registraron correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO (parte) y partículas
Prueba 11	Los datos de CO registrados presentan una gran dispersión a lo largo de toda la prueba por lo que no se han utilizado. El resto se registraron correctamente.	SO ₂ , NO _x y partículas
Prueba 12	Los valores de CO y SO ₂ no se registraron correctamente.	NO _x y partículas
Prueba 13	Ha sido necesario filtrar los datos registrados para CO.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas
Prueba 14	Se han desestimado los datos registrados para el CO al comienzo de la prueba por ser muy distintos al resto. Solo se han tomado como válidos a partir de la etapa de bajada de carga. El resto se registraron correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO (parte) y partículas
Prueba 15	El analizador funcionó correctamente.	SO ₂ , NO _x , CO y partículas

¹⁷ El filtrado de los valores registrados en las emisiones se hizo partiendo del valor promedio y en función de la distribución de puntos respecto a esa consigna. Para las partículas (en todas las pruebas) y para el CO (pruebas 4, 5 y 13) se desestimaron todos los puntos con una diferencia de $\pm 50\%$ respecto al promedio. Para el NO_x (prueba 4 y 5) y para el SO₂ (prueba 5) la diferencia marcada fue de $\pm 20\%$.

Teniendo en cuenta las restricciones que acaban de exponerse, para cada prueba se va a comparar el valor promedio de las emisiones en la etapa de co-combustión con el valor de las mismas en la situación de funcionamiento con solo carbón. Para este caso se tomará el promedio de los valores registrados antes de iniciar la primera bajada de carga (etapa I) y una vez estabilizada la carga en la última etapa de la prueba (etapa V). La variación porcentual de cada emisión (ΔE) se obtendrá según la ecuación (3.2), siendo positiva cuando aumenten en co-combustión y negativa cuando disminuyan. Se va a estudiar si existe alguna relación entre el incremento o decremento así definido de cada emisión en gases con parámetros tales como la variación en la composición del combustible, el porcentaje de sustitución, el tamaño de partícula de la biomasa o el exceso de oxígeno en caldera. Como porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía para cada prueba se ha tomado el estimado en el apartado 3.4 y que aparece recogido en las Tablas 3.2 y 3.3.

$$(3.2) \quad \Delta E = \frac{E_{\text{co-co}} - E_{\text{carbón}}}{E_{\text{carbón}}} \cdot 100$$

3.5.4.2 Variación de emisiones de SO₂ en gases.

Las emisiones de SO₂ en los sistemas de combustión se encuentran relacionadas principalmente con el contenido en azufre del combustible utilizado. Debido a que la mayoría de las biomasa tienen un contenido en azufre muy inferior al del carbón que sustituyen, las emisiones de SO₂ van a disminuir en co-combustión y esta disminución está directamente relacionada con el porcentaje de sustitución. Además, se ha comprobado que la combustión conjunta de carbón y biomasa, según la composición de ambos combustibles, puede influir sobre la cantidad de azufre fijado en las cenizas y, por tanto, sobre el emitido finalmente en forma de SO₂ (Spliethoff and Hein (1998), Wieck-Hansen et ál. (2000))

En el caso de las pruebas llevadas a cabo en la C. T. de Escucha, el carbón utilizado tenía un alto contenido en azufre (más del 4% en masa), por lo que el de la biomasa se puede considerar prácticamente despreciable (entorno al 0,02% en masa). En la Tabla 3.20 aparece el porcentaje promedio de azufre del carbón diario y biomasa utilizados en la pruebas, así como la reducción que supone la sustitución de un 5% en energía del combustible fósil, que coincide prácticamente con ese valor. Esto hace prever que la reducción de emisiones debería ser prácticamente igual al porcentaje de sustitución en cada prueba.

Tabla 3.20. Contenido en azufre promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas.

	PCS (kJ/kg _{combustible})	S (kg/kg _{combustible})	S (g/MJ _{combustible})	ΔS en co-combustión
Carbón diario	15.837	0,04225	2,6645	4.97 %
Biomasa	19.243	0,00025	0,0129	

Con los datos registrados, una vez validados y filtrados, ha sido posible comparar las emisiones de SO₂ en co-combustión frente al periodo de funcionamiento con solo carbón para cada prueba. El parámetro ΔSO_2 , calculado según la ecuación (3.2), cuantifica esta variación. En la Tabla 3.21 aparece el valor de esta variación porcentual, el contenido en azufre del carbón y la biomasa utilizados en la prueba, así como la variación de dicho contenido teniendo en cuenta el porcentaje de sustitución en energía estimado para cada una de ellas (ΔS). En el caso de la

prueba 11 aparecen dos resultados, ya que a mitad de la etapa de co-combustión se aumentó la alimentación de biomasa y se consiguió subir carga con este combustible. Se han analizado los datos disponibles para dos porcentajes de sustitución diferentes.

Tabla 3.21. Resultados de emisiones de SO₂ en las pruebas.

	Porcentaje de sustitución en energía	Contenido S (g/MJ _{combustible})		$\Delta S_{\text{combustible}}$ (%)	ΔSO_2 (%)
		Carbón	Biomasa		
Prueba 1	4,91	2,3195	0,00522	-4,90	-4,42
Prueba 3	3,52	2,5388	0,01027	-3,51	-3,10
Prueba 5	4,74	2,4540	0,01518	-4,79	-2,43
Prueba 6	4,01	3,6032	0,01020	-4,71	-1,13
Prueba 7	4,23	3,6032	0,01029	-4,17	-4,95
Prueba 8	7,58	2,6050	0,02057	-7,52	-0,41
Prueba 9	3,20	2,0887	0,02064	-3,17	-1,9
Prueba 10	6,77	2,5195	0,01524	-6,73	-3,4
Prueba 11	4,80	2,5195	0,01013	-4,78	-4,2
	6,75			-6,72	-7,0
Prueba 13	6,36	2,8383	0,01542	-6,33	-4,54
Prueba 14	4,39	2,5924	0,01159	-4,37	-3,45
Prueba 15	5,47	3,3740	0,02242	-5,43	-6,1

Puede comprobarse como, a la vista de los resultados obtenidos, las emisiones de SO₂ disminuyeron en co-combustión en todas las pruebas ($\Delta SO_2 < 0$), pero en la mayoría lo hizo por debajo del porcentaje previsto si se tiene en cuenta la disminución del contenido en azufre de la mezcla de combustibles frente al uso exclusivo de carbón ($\Delta S_{\text{combustible}}$). La Figura 3.46 muestra la relación entre las dos variables en cada prueba ($\Delta S_{\text{combustible}}$ y ΔSO_2). La línea discontinua representaría aquellos puntos en los que la disminución de emisiones de SO₂ sería igual a la del contenido de azufre del combustible en co-combustión. Puede comprobarse como la mayoría de los puntos quedan situados en la parte superior, en algunos casos muy separados de dicha línea (caso de los resultados de las pruebas 6, 8, o 10). Los errores que hayan podido cometerse en la estimación del porcentaje de sustitución podrían justificar la dispersión en los puntos situados en el entorno de la línea (resultados de las pruebas 1, 3, 7, 11, 14 y 15), no así el resto.

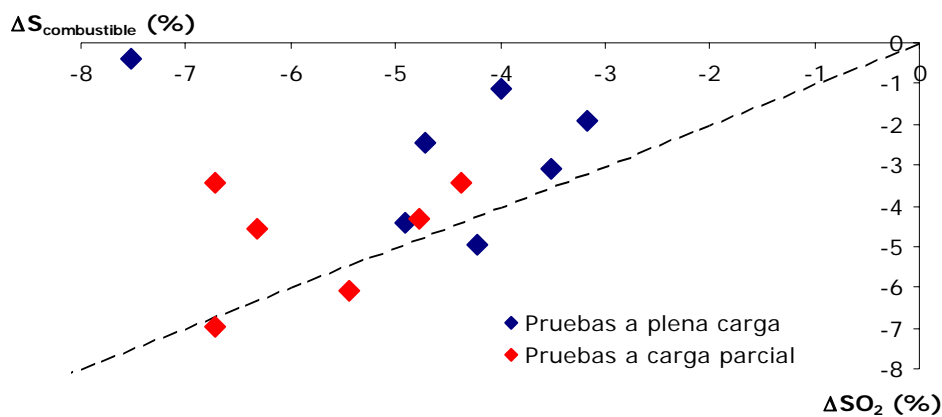


Figura 3.46. Reducción de emisiones de SO₂ en cada prueba frente a la reducción del contenido en azufre del combustible utilizado.

Se han valorado dos posibles causas que han podido influir en los resultados obtenidos para estas emisiones:

- Variabilidad del contenido en azufre del carbón durante la prueba:* Los resultados mostrados en Tabla 3.21 en relación al decremento de azufre del combustible en co-combustión, se han obtenido a partir de la composición de la muestra diaria de carbón (Tabla 3.7 y Tabla 3.8) y considerando que esa era la composición del combustible fósil utilizado a lo largo de toda la prueba. Sin embargo, y como ya se ha discutido en el apartado 3.5.2, las muestras de carbón pulverizado tomadas durante el desarrollo de las pruebas presentan tendencias muy diferentes (Tabla 3.9 y Tabla 3.10). La variabilidad que, respecto al contenido en azufre, tienen estas muestras dificulta considerablemente la estimación real de la cantidad de azufre que entra a caldera en y sin co-combustión. Sirva como ejemplo los resultados obtenidos en la prueba 8. En este caso, mientras que el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa es superior al 7.5%, las emisiones de SO₂ prácticamente no cambian (Tabla 3.21). Volviendo a los datos sobre las muestras de carbón tomadas durante las pruebas (Tabla 3.9), puede comprobarse que el contenido en azufre de la muestra de carbón en co-combustión es superior a las otras dos, lo que va a influir en las emisiones en este periodo que, aunque gracias al uso de la biomasa van a disminuir, no lo van a hacer tanto como hacía prever el porcentaje de sustitución.

En la Tabla 3.22, se muestra el contenido en azufre del carbón y los resultados de las emisiones promedio de SO₂ registradas en cada etapa de la prueba 8. Puede comprobarse como estas emisiones disminuyeron a lo largo de la prueba, de forma que si se compara el valor obtenido para las mismas en la etapa I y en la V, en ambos casos funcionando con solo carbón a plena carga, son menores en la última etapa, como también lo es el contenido en azufre del carbón.

Tabla 3.22. Emisiones de SO₂ y contenido en azufre del carbón utilizado en la prueba 8

	S _{carbón} (g/MJ)	SO ₂ (mg/Nm ³)
Etapa I: Solo carbón a plena carga	2,7154	16.159
Etapa III: Co-combustión	2,8158	15.758
Etapa V: Solo carbón a plena carga	2,6151	15.488

En este caso particular, el resultado obtenido para la variación de emisiones de SO₂ también se ha visto influido por el hecho de comparar las emisiones en el periodo de co-combustión (15.758 mg/Nm³) con el promedio de las obtenidas en la etapa anterior y posterior. Dado que las primeras son mayores y las segundas menores, el resultado de la comparación es que, en promedio, las emisiones de SO₂ no hayan variado. Sin embargo, como puede verse en la Figura 3.47, que representa la evolución de estas emisiones en las tres etapas, puede comprobarse como realmente varían y su evolución parece indicar la influencia del cambio en el contenido en azufre del carbón.

Los resultados obtenidos en esta prueba ponen de manifiesto, por tanto, que el hecho de que la composición del combustible en las pruebas pueda variar significativamente de la del carbón diario que es la que se utiliza para el análisis de resultados, influye en este análisis y que, por tanto, es un factor a valorar. Sin embargo, como ya se ha señalado

en el apartado 3.5.2, en el que se han analizado las características de los combustibles utilizados en las pruebas, la composición de las muestras de carbón pulverizado solo sirve para poner de manifiesto la variabilidad y heterogeneidad del combustible fósil, pero resulta inadecuado, además de complejo, poder extraer una conclusión a partir de ellas, debido a la poca representatividad de las mismas.

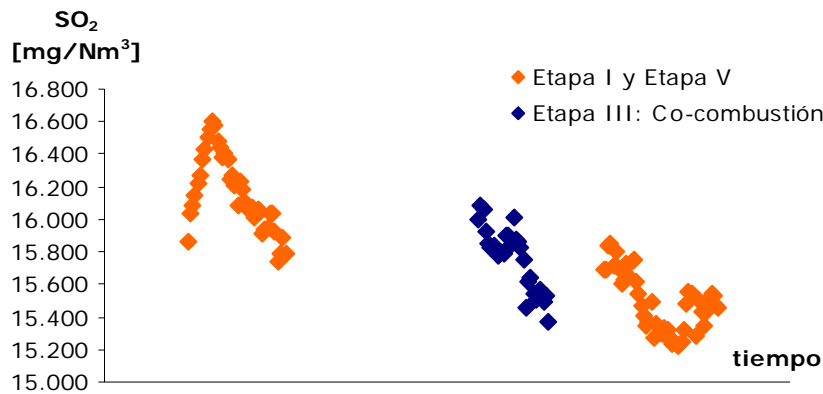


Figura 3.47. Evolución de las emisiones de SO₂ en la prueba 8.

- *Variación del porcentaje de fijación de azufre en cenizas:* Como se ha señalado al hablar de las emisiones de SO₂ en co-combustión en el Capítulo 1, el uso de una biomasa cuyas cenizas contengan CaO y/o MgO, compuestos que son capaces de fijar el azufre, hace que el SO₂ emitido disminuya por debajo de los valores estimados *a priori*. Además, el porcentaje de azufre capturado depende no solo del porcentaje de sustitución, sino también del propio contenido en azufre que tenga el combustible fósil, siendo mayor cuanto mayor sea este último (Wieck-Hansen et ál., 2000). En el caso de las pruebas que se están analizando, la biomasa utilizada fue pino cuyas cenizas sí contienen estos compuestos (en promedio 30,13% de CaO y 3,02% de MgO, (Hofbauer, 2004)). Sin embargo, a las muestras de cenizas volantes y escorias que se tomaron durante las pruebas solo se les realizó análisis inmediato, por lo que no se ha podido estimar si hubo cambios en el porcentaje de fijación de azufre en las mismas. Por otro lado, la variabilidad en el contenido en azufre que se ha detectado en el carbón utilizado también pudo influir en el porcentaje final fijado en cenizas, por lo que tampoco resulta sencillo estimarlo tal y como se ha hecho en otras experiencias (Pedersen et ál., 1996)

Teniendo en cuenta todo lo que acaba de exponerse en relación a las emisiones de SO₂, resulta muy complicado extraer algún tipo de conclusión a partir de los datos obtenidos en las pruebas. Dado que las emisiones de este compuesto en este tipo de centrales dependen del contenido en azufre del combustible utilizado, y no se ven influenciadas por condiciones de operación particulares, cabe concluir que, debido a los factores señalados anteriormente (variabilidad del carbón y posible cambio en el azufre fijado en cenizas) unidos a los posibles fallos en la propia toma de datos, no se puede cuantificar de forma definitiva cuanto han disminuido las emisiones de SO₂, aunque lo han hecho en todas las pruebas. Existen otras experiencias de co-combustión similares a la que se analiza en este caso en las que, por diferentes motivos, tampoco ha sido posible cuantificar la disminución de SO₂ (por ejemplo, Blount St. (Aerts et ál., 1997) y Plant Hammond (Boylan, 1996))

3.5.4.3 Variación de emisiones de NOx en gases.

Como se ha explicado en el Capítulo 2 de esta tesis, en general las emisiones de NOx disminuyen en co-combustión respecto al funcionamiento de la planta solamente con carbón siempre que, como resulta obvio, los parámetros de operación se encuentren convenientemente ajustados.

Estas emisiones se ven influenciadas principalmente por el contenido en nitrógeno del combustible y por las condiciones en las que tenga lugar la combustión dentro de la caldera. En relación a este segundo factor, parece obvio suponer que, las condiciones particulares en las que tuvieron lugar las pruebas a carga parcial que se están analizando, van a influir directamente sobre el valor de estas emisiones y sobre su variación. Durante estas pruebas, como ya se ha explicado en apartados anteriores, se estaba trabajando con un porcentaje de oxígeno en caldera muy bajo, con el fin de disminuir el caudal de gases, debido a las limitaciones que existían para su extracción. Trabajar con una atmósfera pobre en oxígeno resulta positivo para las emisiones de NOx (al contrario de lo que ocurría con los inquemados), dado que, en este caso, se potencia la transformación del nitrógeno del combustible a N₂ frente al proceso de oxidación que daría lugar a NOx (Tillman (2000), Hughes (2001)).

En la Figura 3.48 se han representado los valores promedios de las variaciones de Nox en los periodos de funcionamiento sólo con carbón y en la etapa de co-combustión respecto al porcentaje de oxígeno a la salida de caldera promedio para cada periodo. Si se comparan los valores registrados para estas emisiones entre los dos tipos de pruebas se comprueba que, el valor promedio de las mismas en las pruebas a carga parcial es muy inferior. En dicha figura aparecen dos zonas bien diferenciadas: por un lado, los periodos correspondientes a las pruebas a carga parcial en las que el valor de las emisiones de NOx es inferior a 550 mg/Nm³ en todas ellas y, por otro, los periodos de las pruebas a plena carga, donde en ningún caso dichas emisiones se encuentran por debajo de 650 mg/Nm³ llegando hasta 800 mg/Nm³. En ambas zonas los resultados se encuentran relacionados con el porcentaje de oxígeno tanto en co-combustión como en funcionamiento sólo con carbón, de forma que, aunque no sea una relación lineal, se puede afirmar que cuanto menor es el porcentaje de oxígeno en caldera, menor son también estas emisiones.

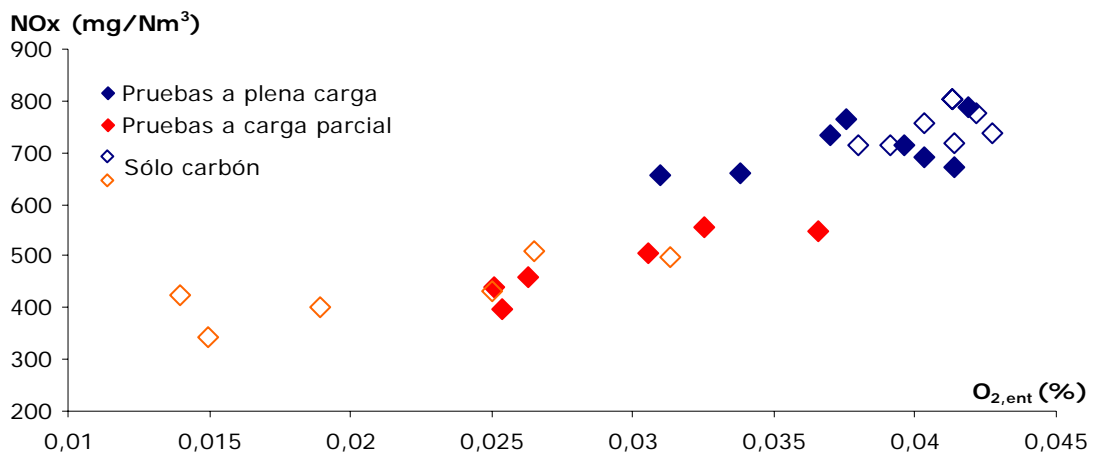


Figura 3.48. Promedio de las emisiones de NOx frente al porcentaje promedio de oxígeno en gases a la salida de caldera.

Las condiciones particulares en las que se realizaron las pruebas a carga parcial han condicionado no sólo el valor de las emisiones de NOx sino también su variación entre la etapa de co-combustión y los periodos de funcionamiento sólo con carbón. Durante las pruebas a carga parcial, como el oxígeno en caldera aumentaba en co-combustión, debido a que no se variaba el caudal de aire que entraba a caldera pero sí disminuía la carga, las emisiones de NOx aumentaron en co-combustión. En la Figura 3.49 está representado como variaron los promedios del porcentaje de oxígeno a la salida de caldera y de las emisiones de NOx a lo largo de cada una de estas pruebas. Puede comprobarse, una vez más, la relación directa que existe entre estos dos parámetros. En los periodos de baja carga aumenta el oxígeno de forma considerable, y también lo hacen las emisiones de NOx. Después disminuye en co-combustión (sin llegar a los valores del funcionamiento con solo carbón) y también lo hacen las emisiones.

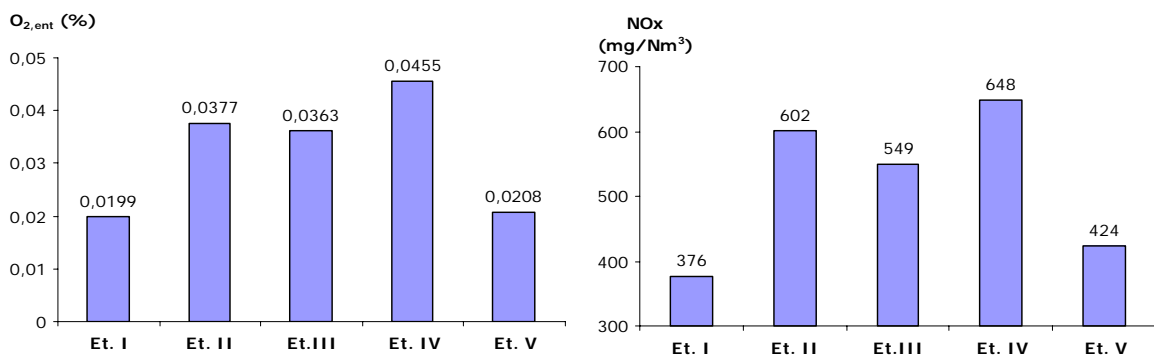


Figura 3.49. Promedio de las emisiones de NOx y del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera para cada una de las etapas de la prueba 10

La Figura 3.50 muestra la relación, en las seis pruebas realizadas a carga parcial, entre la variación de las emisiones de NOx entre la etapa de co-combustión y las de funcionamiento solo con carbón de cada prueba (Δ NOx) y la variación del porcentaje de oxígeno en los gases a la salida de caldera entre los mismos periodos Δ O_{2,ent,prueba} en puntos porcentuales (este valor aparece recogido en la Tabla 3.15).

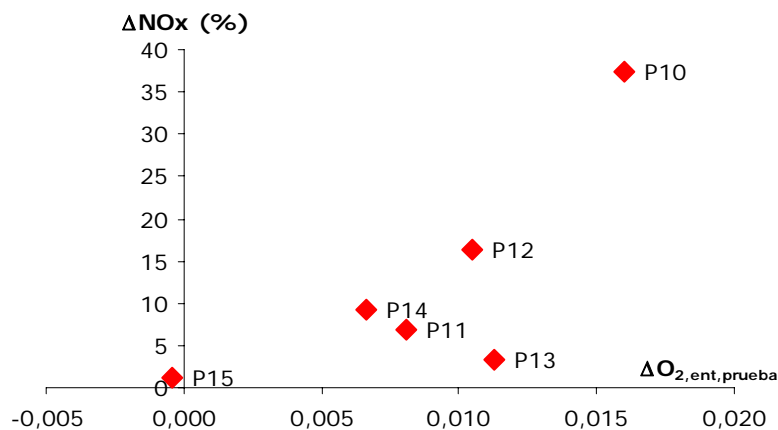


Figura 3.50. Variación de las emisiones de NOx en co-combustión frente a la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera. Pruebas a carga parcial.

Puede comprobarse como las emisiones de NOx aumentaron en co-combustión en las seis pruebas (Δ NOx>0), que lo hicieron de forma drástica en algunos casos (prueba 10, principalmente) y que este incremento se encuentra directamente relacionado con el mayor porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión durante estas pruebas. El

resultado obtenido para las emisiones de NOx sería, por tanto, contradictorio al de la mayoría de las experiencias de co-combustión. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el aumento de los NOx no se debe al cambio de combustible sino a la situación particular de funcionamiento y al protocolo seguido en las pruebas, por lo que no se va a tener en cuenta a la hora de analizar la influencia de la co-combustión sobre estas emisiones. Como ha quedado reflejado en la Figura 3.48 se obtendría el mismo incremento de NOx e incluso mayor si lo que se compararan fueran periodos de funcionamiento sólo con carbón de los dos tipos de pruebas debido a que el porcentaje de oxígeno en gases también habría cambiado entre las dos situaciones.

Los resultados que sí van a analizarse son los de las pruebas a plena carga. Atendiendo a los datos registrados en las mismas y siguiendo con el análisis de la influencia del cambio de combustible sobre las emisiones de NOx, cabe recordar que una de las causas principales que hace prever una disminución de emisiones de NOx en co-combustión, es el menor contenido en nitrógeno de la biomasa, y por tanto de la mezcla de combustibles carbón-biomasa, frente al uso exclusivo de carbón. Este menor porcentaje de nitrógeno supone que disminuya la formación del denominado NOx del combustible, uno de los tres tipos de NOx que se forman durante la combustión, y que resulta de la oxidación del nitrógeno contenido en el combustible (Hill y Douglas Smoot, 2000).

En la Tabla 3.23 aparece el porcentaje promedio de nitrógeno del carbón diario y de la biomasa utilizados en las pruebas. Puede verse como el contenido en nitrógeno en masa en el combustible renovable es aproximadamente el 25% del carbón, y el 21,5% si se habla por unidad de energía. Estos valores supondrían que por cada 1% de sustitución en energía de carbón por biomasa, si no existiera ningún otro factor que variara las condiciones de combustión, las emisiones de NOx deberían ser un 0,78% menores¹⁸.

Tabla 3.23. Contenido en nitrógeno promedio de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.

	PCS (kJ/kg _{combustible})	N (kg/kg _{combustible})	N (g/MJ _{combustible})
Carbón diario	16.387	0,0063	0,3844
Biomasa	19.395	0,0016	0,0825

Sin embargo, se ha comprobado que en muchas experiencias de co-combustión directa la disminución de emisiones de NOx es mayor que la que cabría esperar a partir de este simple balance de materia y/o energía, debido a un efecto sinérgico que parece demostrado existe por la combustión conjunta de ambos combustibles (Robinson et ál. (1998a), Hughes (1998)), y que es similar a lo que se consigue con una combustión escalonada, metodología utilizada para la disminución de NOx. A partir de los datos disponibles, en primer lugar, se va a comprobar si aparece este efecto y después se va a tratar de identificar alguno de los factores que pueden influir a este aumento de la disminución de emisiones. La Tabla 3.24 muestra los resultados obtenidos a partir de los datos de emisiones de NOx registrados en cada etapa de la prueba y las características de los combustibles utilizados en las mismas.

¹⁸ Se trata de un valor promedio, por lo que debería recalcularse para cada prueba en particular, dado que el contenido en nitrógeno de la biomasa y el carbón utilizado en cada una de ellas puede variar.

Tabla 3.24. Resultados de emisiones de NOx en las pruebas a plena carga.

	Tamaño de partícula (mm)	Porcentaje de sustitución en energía	Contenido N (g/MJ _{combustible})		$\Delta N_{\text{combustible}}$ (%)	ΔNO_x (%)	$\Delta O_{2,\text{ent.prueba}}$	Ratio V/CF
			Carbón	Biomasa				
Pr. 1	1	4,91	0,3448	0,0679	-3,94	-2,04	0,0006	3,96
Pr. 3	1	3,52	0,4320	0,0514	-3,10	-12,8	-0,0067	4,08
Pr. 4	2	4,82	0,3609	0,0661	-3,94	-3,01	0,0025	4,07
Pr. 5	2	4,74	0,3609	0,0658	-3,88	-5,80	0,0022	4,02
Pr. 6	2	4,01	0,3668	0,0918	-3,01	-3,24	-0,0031	3,95
Pr. 7	2	4,23	0,3668	0,1029	-3,04	-5,27	-0,0051	3,99
Pr. 8	3	7,58	0,3704	0,1080	-5,37	-8,59	-0,0075	4,10
Pr. 9	3	3,20	0,4048	0,1135	-2,30	-4,80	-0,0034	4,04

A la luz de los resultados mostrados en la Tabla 3.24, pueden extraerse varias conclusiones:

- Las emisiones de NOx disminuyeron en todas las pruebas ($\Delta NO_x < 0$) en las que se disponía de datos, lo que confirma la ventaja de la co-combustión frente a la combustión exclusiva de carbón.
- La Figura 3.51 representa el decremento de emisiones de NOx en cada prueba (ΔNO_x) frente al porcentaje de disminución de nitrógeno por unidad de energía que entra a caldera con el combustible (ΔN). Este último valor se ha calculado teniendo en cuenta el porcentaje de sustitución en energía estimado para cada prueba y el contenido en nitrógeno de cada combustible. La línea representaría los puntos en los que la disminución de emisiones de NOx es igual a la del contenido de nitrógeno del combustible. En general, las emisiones disminuyen más (puntos por debajo de la línea recta), lo que confirmaría la existencia del efecto sinérgico ya señalado.

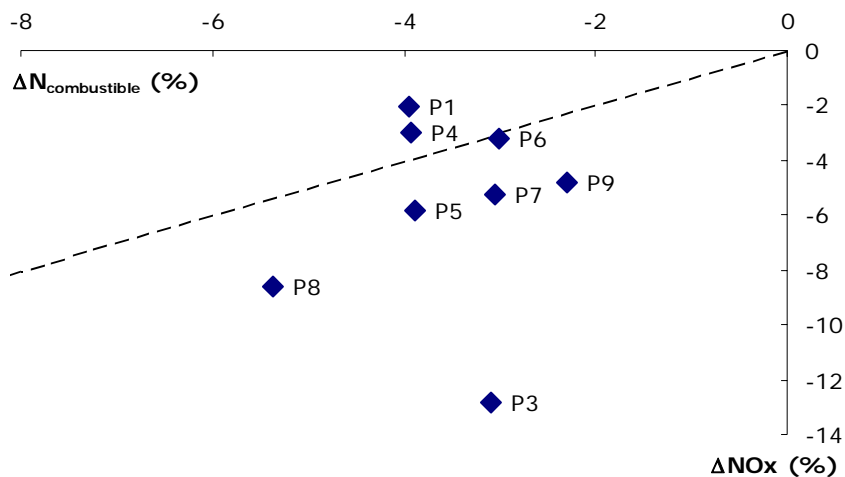


Figura 3.51. Reducción de emisiones de NOx en cada prueba frente a la reducción del contenido en nitrógeno del combustible utilizado.

En relación a los dos puntos que quedan por encima de la línea y en los que, por tanto, las emisiones disminuyen menos de lo que cabría esperar, corresponden a dos pruebas en las que el porcentaje de oxígeno en caldera fue mayor en co-combustión, lo que pudo hacer aumentar las emisiones de NOx frente a las del periodo de funcionamiento solo con carbón. Por el contrario, uno de los factores que pudo contribuir a que estas

emisiones disminuyeran más en co-combustión que lo previsto en función del porcentaje de sustitución y el contenido en nitrógeno del combustible en las pruebas 3, 6, 7, 8 y 9 es precisamente la disminución del oxígeno en caldera.

No resulta fácil, sin embargo, extraer una relación entre la variación de oxígeno en co-combustión y su influencia sobre las emisiones de NOx. La Figura 3.52 representa estos dos parámetros en las pruebas a plena carga. Hay que tener en cuenta que existen otros factores que también pudieron influir sobre las emisiones de NOx tales como la distribución de aire en caldera, la variación en la temperatura de gases o el tamaño de partícula.

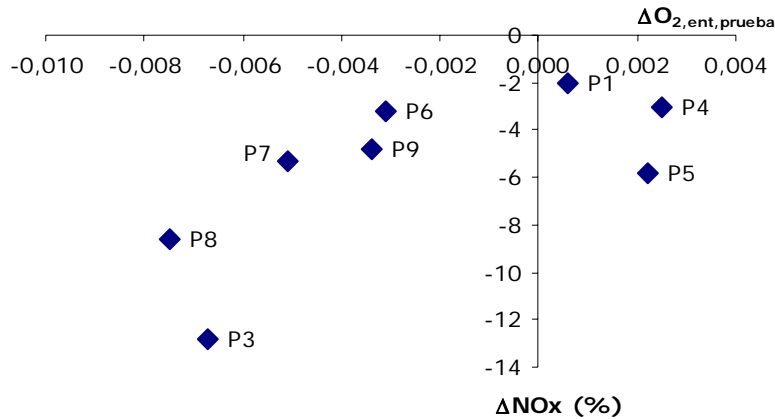


Figura 3.52. Variación de las emisiones de NOx en co-combustión frente a la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera. Pruebas a plena carga.

Así, por ejemplo, se puede comprobar como la disminución de NOx obtenida en la prueba 3 (ver figura anterior) es muy superior a la del resto, siendo la variación de oxígeno similar a otras. Se trata de una prueba algo especial, como ya se ha señalado en apartados anteriores, en la que se estaba funcionando con solo tres filas de quemadores de carbón en marcha y se subió carga con biomasa alimentando solo por una fila. Este hecho pudo dar lugar a una atmósfera reductora rica en fuel en las proximidades de la llama que hiciera disminuir la formación de NOx de forma brusca. Puede comprobarse como el contenido en O₂ de los gases a la salida de caldera también se redujo considerablemente durante la co-combustión lo que favoreció la disminución drástica de las emisiones.

- El valor del ratio volátiles/carbón fijo de la biomasa (V/CF) es otro parámetro que influye directamente en las emisiones de NOx (Canalís et ál., 2008). Como puede comprobarse en la Tabla 3.24 este valor se mantuvo prácticamente igual durante todas las pruebas al utilizar siempre la misma biomasa. Se ha considerado oportuno, sin embargo, comparar los resultados obtenidos con los de otras experiencias¹⁹ en las que se utilizó una biomasa diferente alimentada de forma similar a como se hizo en la C.T. de Escucha. La Tabla 3.25 recoge los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en cada una de las plantas con un porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía similar (aproximadamente 5%).

¹⁹ Las experiencias que se van a utilizar en la comparación son las llevadas a cabo en Seward Generation Station (Battista et ál., 2000) y en Blount Generation St. (Aerts et ál., 1997). Ambas experiencias se han explicado detalladamente en el capítulo 2, por lo que, con el fin de evitar repeticiones, se remite al lector a ese capítulo para mayor información.

Tabla 3.25. Influencia del ratio V/CF de la biomasa en las emisiones de NOx

	Tipo de biomasa	Tamaño de partícula (mm.)	Porcentaje de sustitución en energía	Contenido N (g/MJ _{combustible})		Ratio V/CF biomasa	ΔN (%)	ΔNOx (%)
				Carbón	Biomasa			
Blount G. St.	Switchgrass	25	5,1	0,533	0,481	7,86	-0,45	- 14
Seward G. St.	Serrín	6,35	5,08	0,459	0,092	4,29	-4,06	- 6,2
C. T. Escucha*	Pino	2	4,74	0,360	0,066	4,02	-3,88	- 5,8

* Resultados de la prueba 5.

Puede comprobarse como los resultados obtenidos en Seward G. St. y en la C.T. de Escucha son muy similares, como también lo era el ratio V/CF de los dos tipos de biomasa utilizados y la reducción de nitrógeno. El tamaño de partícula era superior en la primera, pero no parece influir más que otras condiciones de operación que también pudieron variar. Sí que existen diferencias significativas con los resultados obtenidos en Blount G. St., donde el mayor ratio V/CF de la biomasa parece influir positivamente a pesar de que la reducción de nitrógeno por el cambio de combustible sea mucho menor. Es necesario señalar que en esta experiencia, la temperatura de gases era menor en el periodo de co-combustión, lo que también pudo favorecer la reducción de emisiones de NOx.

A la vista de los resultados obtenidos y del número de factores que pueden influir sobre las emisiones de NOx, así como el hecho de estar comparando situaciones de funcionamiento muy diferentes, resulta complicado poder extraer una conclusión general al respecto, más allá del buen resultado que supone que estas emisiones hayan disminuido en todas las pruebas a plena carga y que en algunas de ellas esta disminución haya sido mayor que la que cabía esperar en función del contenido en nitrógeno de ambos combustibles.

3.5.4.4 Variación de emisiones de CO en gases.

Uno de los principales problemas que presenta la co-combustión está relacionado con el hecho de utilizar una mezcla de combustibles para la que la caldera no fue diseñada, lo que puede suponer que el proceso de combustión no se realice correctamente y por tanto, que parte de la energía del combustible no se aproveche. Existen distintos parámetros que pueden influir sobre este proceso durante la co-combustión. Por un lado, como ya se ha comprobado, la composición química de la biomasa y el carbón son muy diferentes (porcentaje de volátiles, de carbono, de hidrógeno, de oxígeno etc.), lo que supone que su proceso de combustión también lo sea. Por otro, los elevados costes que implica el pretratamiento de la biomasa, hace que se busque trabajar con el mayor tamaño de partícula posible. Este parámetro resulta crítico si se quiere conseguir la combustión completa en el caso de calderas de combustible pulverizado en las que, como ya se ha señalado, los tiempos de residencia son muy bajos (de 2 a 3 s.). Por todo ello, cuando se analiza la viabilidad de la co-combustión es necesario comprobar que al trabajar con un determinado tipo de biomasa y para cada tamaño de partícula, la combustión de la mezcla se está realizando correctamente, y que el rendimiento de caldera no disminuye de forma drástica debido al aumento de inquemados sólidos y/o gaseosos relacionados con el uso de un porcentaje de biomasa. Con este objetivo, durante las pruebas y como ya se ha visto en el apartado 3.5.3, se tomaron muestras de residuos sólidos (cenizas volantes y escorias) para estimar la variación del porcentaje de inquemados en las mismas. También se midieron las emisiones de partículas en chimenea (que serán objeto de análisis en el siguiente apartado) y el

analizador de gases registró las emisiones de CO, es decir, los inquemados gaseosos, cuya variación se va a analizar a continuación.

Siguiendo el mismo procedimiento que para las emisiones de SO₂ y NO_x, se ha comparado, para cada prueba, el valor promedio medido de CO en el periodo de co-combustión con el obtenido funcionando solo con carbón. Antes de pasar a analizar los resultados hay que señalar que, como también ocurrió con los valores registrados para SO₂, en varias pruebas fue necesario filtrar los datos ya que en algunos momentos se detectaron valores muy diferentes al resto, siendo mucho mayor la variabilidad de los datos registrados en las prueba a carga parcial (ver Tabla 3.19).

Por otro lado, el funcionamiento particular durante estas pruebas ha condicionado, de nuevo, el valor de estas emisiones. Trabajar con un porcentaje de oxígeno en gases muy bajo, influyó negativamente sobre las emisiones de CO en los periodos de funcionamiento solo con carbón (al contrario de lo que ocurría con las de NO_x pero de la misma forma que ya se ha analizado en los inquemados sólidos). Mientras que habitualmente estas emisiones no excedían en promedio los 10 mg/Nm³, durante el periodo de funcionamiento con solo carbón en las pruebas a carga parcial alcanzaron valores de hasta cinco veces más. Sin embargo, debido a que en la etapa de co-combustión se trabajaba con un mayor porcentaje de oxígeno, las emisiones de CO disminuyeron en todas las pruebas. Esta mejora, al igual que se concluyó tras el análisis de los resultados de las muestras de cenizas volantes y escorias, no puede achacarse al uso de biomasa sino al cambio en las condiciones de combustión, por lo que se ha decidido no utilizar los valores registrados en estas pruebas a la hora de analizar la influencia de la co-combustión sobre las emisiones de CO.

La Tabla 3.26 muestra los resultados para las pruebas a plena carga. Si como en otras emisiones se utiliza al parámetro ΔCO(%) para cuantificar la variación en co-combustión, revisando los resultados recogidos en la tabla parece existir grandes variaciones entre los periodos de co-combustión y de funcionamiento con solo carbón. Sin embargo esos resultados son realmente una consecuencia de estar trabajando con variaciones porcentuales de valores muy pequeños (entre 1 mg/Nm³ y 10 mg/Nm³ en todas las pruebas, excepto en la primera que llegaron a 20 mg/Nm³) que son promedio, a su vez, de datos con una gran dispersión (ver Anexo IV).

Tabla 3.26. Resultados de emisiones de CO en las pruebas a plena carga.

	Tamaño de partícula	Porcentaje de sustitución en energía	ΔCO (%)	ΔCO (mg/Nm ³)
Prueba 1	1 mm.	4,91	11,35	1,75
Prueba 3	1 mm.	3,52	0,47	0,05
Prueba 4	2 mm.	4,82	-0,22	-0,02
Prueba 5	2 mm.	4,74	7,76	0,52
Prueba 6	2 mm.	4,01	6,57	0,21
Prueba 7	2 mm.	4,23	-11,22	-0,36
Prueba 8	3 mm.	7,58	-0,37	0,02
Prueba 9	3 mm.	3,20	-11,12	-0,96

En general, las emisiones de CO (una vez filtrados los datos dispares, en caso de ser necesario) se mantenían en un rango de variación más o menos constante a lo largo de toda la prueba. La Figura

3.53 muestra los resultados registrados para las emisiones de CO a lo largo de la prueba 5 y de la prueba 7. Según puede verse en la Tabla 3.26, se ha estimado que, en la primera el valor promedio de estas emisiones aumentó en co-combustión (casi un 8%) mientras que en la segunda disminuyó más del 11%. Sin embargo, en la figura puede comprobarse como, en ambos casos, los valores registrados en cada una de las etapas de la prueba se mantuvieron, prácticamente, dentro del mismo rango de variación, y que ese incremento o decremento puede ser el mismo cuando se comparan valores registrados dentro de una misma etapa. En la última columna de la misma tabla aparece la diferencia entre el promedio de los datos de CO registrados en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión. Estos valores inferiores a 1 mg/Nm³, excepto en la primera prueba, ponen de relieve la poca influencia de la co-combustión sobre estas emisiones.

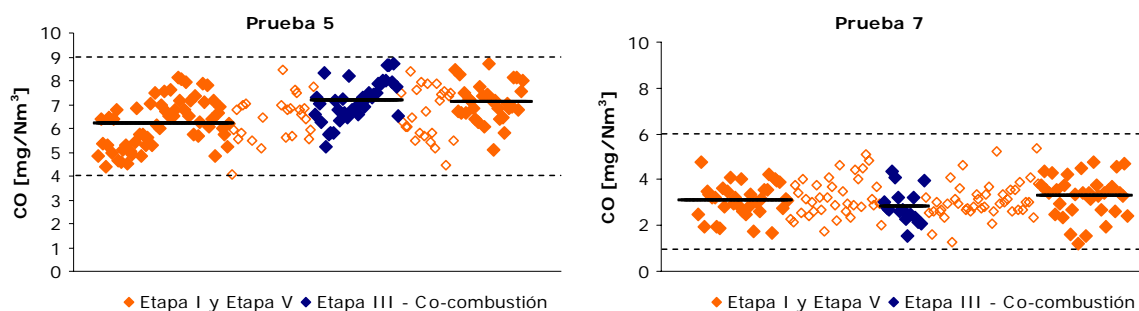


Figura 3.53. Evolución de las emisiones de CO durante las pruebas 5 y 7.

Tampoco se ha encontrado relación entre el tamaño de partícula y la variación de emisiones de CO. Éstas parecen estar más relacionadas con condiciones particulares de operación (exceso de aire en caldera, variaciones de carga o ensuciamiento y secuencia de soplado, por ejemplo) que con el propio cambio de combustible. Por todo ello se puede concluir que la sustitución de un 5% en energía de carbón por biomasa, con tamaños de partícula de hasta 3 mm (no se dispone de datos para las pruebas a 5 mm) y alimentada a través de los propios quemadores de carbón, es decir, al centro de la llama, no produce cambios en las emisiones de CO en gases y por lo tanto, puede considerarse que las pérdidas asociadas a estos inquemados gaseosos permanecerán prácticamente constantes. Este resultado está de acuerdo con el obtenido en otras experiencias similares (por ejemplo Seward G. St. (Hughes, 2001) y Albright G. St. (Payette et ál., 2002).

3.5.4.5 Variación de emisiones de partículas.

Como ya se ha comentado en el apartado anterior, cuando se pone en marcha una experiencia de co-combustión, es importante controlar la influencia sobre la emisión de partículas. Estas deben mantenerse dentro de los límites legales establecidos para evitar los posibles problemas a los que puede dar lugar la emisión del material particulado (Bhanarkar et ál., 2008). En el caso de la C.T. de Escucha, la planta dispone de precipitadores electrostáticos o electrofiltros encargados de fijar las partículas arrastradas por el caudal de gases y evitar que sean emitidas a la atmósfera a través de la chimenea. Estos sistemas presentan un alto rendimiento definido como la relación entre las partículas que son captadas en el electrofiltro y las que entran en él (Arauzo, 1996). El aumento de la emisión de partículas a la atmósfera en co-combustión puede deberse a dos motivos: incremento de la cantidad de partículas arrastradas por los gases y/o disminución de la eficiencia de los precipitadores electrostáticos.

- Incremento de la cantidad de partículas arrastradas por los gases: El contenido en cenizas de la biomasa utilizada en las pruebas es muy inferior al del carbón (en promedio, 0,56% de cenizas en la biomasa frente a 28,75% en las muestras de carbón diario), lo que hace prever que la cantidad de cenizas totales disminuirá.
- Disminución de la eficiencia de los precipitadores electrostáticos: El rendimiento de estos equipos puede verse afectado por distintos factores como el aumento del caudal de gases, cambios en la granulometría del material particulado arrastrado, variación de la resistividad de las partículas y aumento de la cantidad de partículas (Arauzo, 1996). Sobre todos ellos puede incidir, de una u otra manera, el cambio de combustible que supone la co-combustión. Aunque como ya se ha señalado en el Capítulo 2, los estudios realizados en experiencias similares no han detectado cambios en el rendimiento de los precipitadores ni incrementos de consumos durante la co-combustión (Savolainen, 2003), es necesario controlar si las emisiones de partículas a la salida de este equipo aumentan ya que eso podría llevar a pensar en una pérdida de eficiencia del mismo que sería necesario analizar con mayor profundidad.

Los datos sobre emisiones de partículas se registraban utilizando el sistema de adquisición de datos que se dispuso en planta y que tomaba la señal del sistema de medida que la central tiene colocado en chimenea. A diferencia de lo que ocurre con el resto de emisiones, para las partículas se dispone de datos en continuo, tanto para los días de prueba como para el resto, pero se va a seguir el mismo procedimiento que para el resto de emisiones.

Antes de pasar a analizar los resultados, es importante señalar que, como consecuencia del propio funcionamiento del precipitador, que provoca unos pulsos para el desprendimiento de las partículas de los electrodos, a lo largo de la toma de datos se registraron subidas y bajadas bruscas en las emisiones de partículas que han sido filtradas. En la Figura 3.54 se muestran los datos registrados en la prueba 10 antes y después de filtrarlos. En la gráfica de la izquierda pueden identificarse las variaciones provocadas por los pulsos. Puede comprobarse como esas “inestabilidades” afectan de igual manera a las distintas etapas de la prueba y son independientes de la co-combustión. Sin embargo, si no se filtran correctamente, pueden influir en los resultados finales.

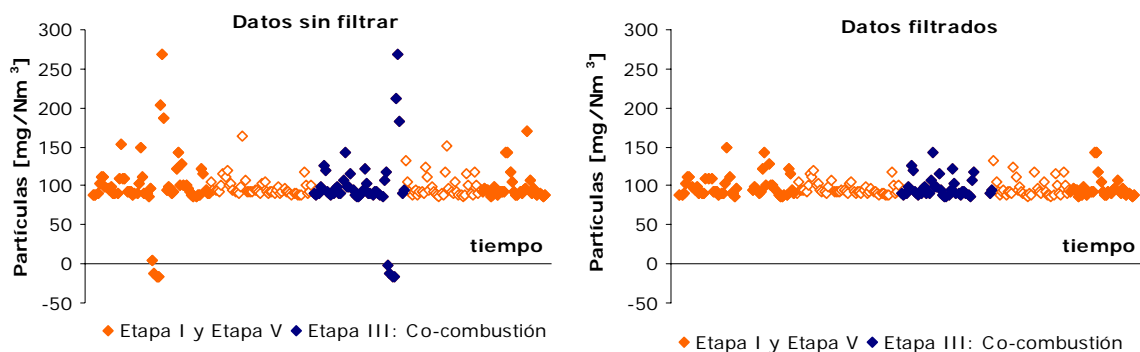


Figura 3.54. Evolución de las emisiones de partículas durante la prueba 10.

En la Tabla 3.27 se muestran los resultados obtenidos para las pruebas siguiendo el mismo procedimiento que para el resto de emisiones. En este caso, ha sido posible realizar los cálculos para todas ellas.

Tabla 3.27. Resultados de la variación de emisiones de partículas.

	Tamaño de partícula	Porcentaje de sustitución en energía	Contenido Cenizas (g/MJ _{combustible})		ΔCenizas en co-combustión (%)	Δ Partículas (%)
			Carbón	Biomasa		
Prueba 1	1 mm.	4,91	19,80	0,2924	-4,84	3,54
Prueba 2	1 mm.	4,89	17,00	0,3065	-4,80	-5,15
Prueba 3	1 mm.	3,52	15,70	0,2568	-3,46	-18,96
Prueba 4	2 mm.	4,82	16,84	0,2238	-4,76	-11,53
Prueba 5	2 mm.	4,74	16,84	0,2986	-4,66	-7,66
Prueba 6	2 mm.	4,01	22,42	0,2907	-3,96	11,25
Prueba 7	2 mm.	4,23	22,42	0,3600	-4,16	2,27
Prueba 8	3 mm.	7,58	18,83	0,2417	-7,48	1,98
Prueba 9	3 mm.	3,20	17,13	0,2168	-3,16	3,15
Prueba 16	5 mm.	5,23	11,25	0,3294	-5,08	17,34
Prueba 17	5 mm.	3,96	11,25	0,3662	-3,83	-5,17
Prueba 10	4 mm.	6,77	11,81	0,3352	-6,58	-0,72
Prueba 11	4 mm.	4,80 6,75	11,81	0,4001	-4,64 -6,52	0,86 -2,77
Prueba 12	5 mm.	5,24	12,64	0,2318	-5,14	-1,23
Prueba 13	5 mm.	6,36	12,64	0,3393	-6,19	-0,71
Prueba 14	3 mm.	4,39	11,18	0,2897	-4,28	-0,76
Prueba 15	3 mm.	5,47	11,99	0,1793	-5,39	6,43

La Tabla 3.27 recoge también la disminución en el contenido en cenizas del combustible, que es prácticamente igual al porcentaje de sustitución en energía debido al bajo contenido en cenizas de la biomasa frente al carbón. No se ha encontrado ninguna relación entre este valor y la variación en la emisión de partículas. Por otro lado, puede comprobarse como, en las pruebas a plena carga existen tanto pruebas en las que las emisiones de partículas aumentaron en co-combustión drásticamente (prueba 6 o 16), como otras en las que lo que hicieron fue disminuir de la misma manera (prueba 3 y 4). En el caso de las pruebas a carga parcial, a excepción de la prueba 15, las emisiones de partículas fueron inferiores en co-combustión (Δ Partículas < 0), y su variación fue prácticamente despreciable si se compara con los valores obtenidos en las de plena carga.

La gran dispersión en los datos registrados no permite realmente obtener una conclusión sobre la influencia de la co-combustión en las emisiones de partículas. Al igual que ocurría con las emisiones de CO, el uso de valores promedio no resulta del todo válido. Sí que puede decirse que tras el análisis realizado se comprobó que, en una misma prueba, los valores de emisiones obtenidos en la combustión exclusiva de carbón y los generados durante la co-combustión se mantenían dentro del mismo rango de variación. En la Figura 3.55 se muestra como varían las emisiones a lo largo de la prueba 16. Si se toman valores promedio, las emisiones de partículas aumentan en co-combustión más del 17%, sin embargo todos los valores registrados durante la prueba se encuentran dentro de mismo rango de variación. En la gráfica de la derecha, en la que se representan dichas emisiones en función de la carga del grupo puede comprobarse como no existen cambios apreciables entre los datos registrados en co-combustión o solo con carbón.

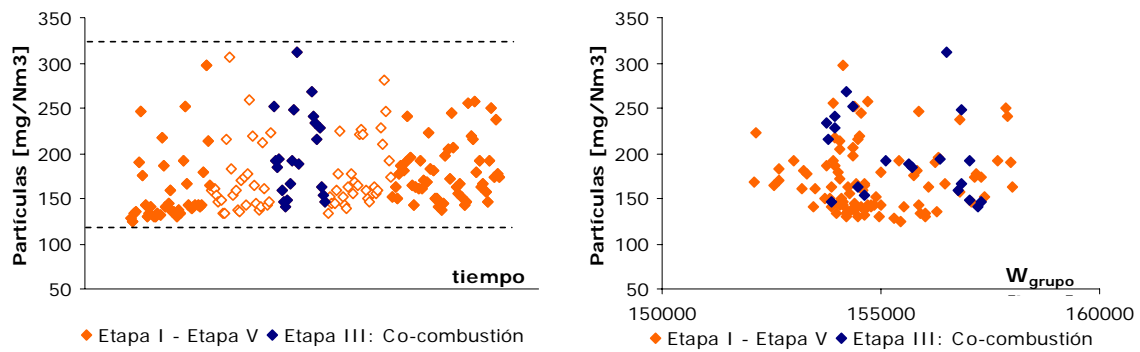


Figura 3.55. Evolución de las emisiones de partículas durante la prueba 16.

A pesar de que la variación porcentual de las emisiones de partículas puede no resultar del todo válida, se ha buscado una relación entre dicha variación y los distintos parámetros de la co-combustión. En este caso no se ha encontrado influencia de la variación de oxígeno en caldera sobre estas emisiones. Así, en las pruebas a carga parcial que son en las que más varió el porcentaje de oxígeno en gases durante las pruebas, las emisiones de partículas prácticamente no han variado, según puede verse en la Tabla 3.27.

Por otro lado, la Figura 3.56 representa la variación de las emisiones de partículas en cada prueba (Δ Partículas) en función del tamaño de partícula de la biomasa. Según queda reflejado en la figura, parece existir una relación creciente del aumento de partículas emitidas en co-combustión frente a las emitidas en funcionamiento solo con carbón, con el tamaño de partícula de biomasa. Sin embargo, la dispersión de los resultados tampoco permite afirmarlo taxativamente. De hecho, esta tendencia se encuentra totalmente condicionada por los resultados de las prueba 16 con biomasa a 5 mm y la prueba 3 con biomasa a 1 mm. En la primera el aumento porcentual de las emisiones de partículas es del 17%, aunque como se ha comprobado en la Figura 3.55 los valores registrados durante la prueba se encuentran dentro del mismo rango. Además este resultado tampoco viene corroborado por el obtenido en ninguna de las otras tres pruebas realizadas con el mismo tamaño de partícula para la biomasa. Respecto a la fuerte disminución en la prueba 3 (por encima del 18%), puede encontrarse relacionada con las características particulares de esta prueba, en la que se estaba trabajando por debajo de la carga máxima con tres molinos y en la que se subió hasta plena carga con biomasa (ver Anexo IV). Este protocolo especial supone que se estén comparando situaciones de funcionamiento muy distintas que han podido influir sobre estas emisiones más que el propio cambio de combustible. Los resultados obtenidos en las prueba 1 y 2 con el mismo tamaño de partícula para la biomasa tampoco confirman el valor obtenido en la prueba 3. A partir de los resultados obtenidos para el resto de pruebas no puede extraerse ninguna conclusión respecto a la relación entre el tamaño de partícula de la biomasa y la variación de las emisiones de partículas.

A partir de todo lo expuesto, los resultados obtenidos solo permiten concluir que, dado que los valores de emisión de partículas durante la co-combustión se mantienen dentro de los mismos límites de variación que los obtenidos cuando se alimenta exclusivamente carbón, esta

tecnología, con los tamaños de partícula utilizados, no influye negativamente sobre estas emisiones²⁰.

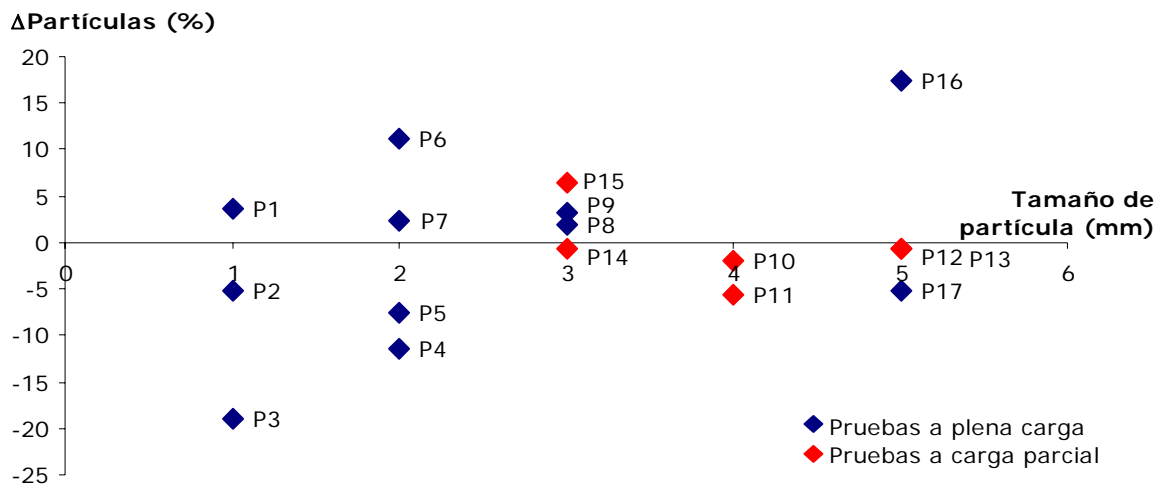


Figura 3.56. Relación entre la emisión de partículas y el tamaño de partícula (pruebas a plena carga)

3.5.4.6 Resumen de los resultados obtenidos sobre la variación de emisiones en co-combustión.

En resumen, las pruebas realizadas en la C. T. de Escucha han permitido obtener los siguientes resultados respecto a la influencia que tiene la sustitución de un porcentaje de carbón por biomasa forestal, aproximadamente el 5% en energía, sobre las principales emisiones:

- Emisiones de SO₂: Estas emisiones disminuyeron en todas las pruebas aunque en la mayoría lo hizo menos del valor previsto teniendo en cuenta el contenido en azufre de los combustibles y el porcentaje de sustitución estimado. La variabilidad del contenido en azufre en el carbón, así como un posible cambio en la cantidad de este elemento fijado en las cenizas pueden ser las causas de este resultado, pero no ha sido posible confirmarlo.
- Emisiones de NO_x: En las pruebas realizadas a plena carga cabría destacar que, en todas ellas, las emisiones de NO_x disminuyeron y en la mayoría lo hicieron más de lo que cabía esperar teniendo en cuenta sólo la reducción de la cantidad de nitrógeno del combustible. Se ha comprobado la existencia de distintos parámetros que han podido influir sobre estos resultados. Por otro lado, los resultados obtenidos para las pruebas a carga parcial se encuentran condicionados por la situación particular de funcionamiento durante las mismas por lo que no se pueden considerar para analizar la influencia de la co-combustión sobre estas emisiones.
- Emisiones de CO: Por el mismo motivo que en las emisiones de NO_x solo se han considerado los resultados de las pruebas a plena carga. En éstas, se ha comprobado

²⁰ En el caso de estas emisiones, a diferencia de lo que ocurría con el resto, se dispone de datos en continuo, por lo que ha sido posible aplicar para su análisis la metodología que se describirá en el Capítulo 4. Los resultados obtenidos aplicando dicha metodología en relación a la variación de las emisiones de partículas entre la situación en co-combustión y en periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba son muy similares a los mostrados en este apartado, lo que confirmaría que el cambio de combustible no influye significativamente sobre estas emisiones.

que las emisiones de CO no se vieron influenciadas por el uso de un porcentaje de biomasa, manteniéndose en el mismo rango de variación que para los periodos de funcionamiento solo con carbón. Este hecho permite asegurar que no van a influir sobre la variación del rendimiento de caldera al alimentar biomasa.

- Emisiones de partículas: En general, debido a la gran dispersión que existe en los valores recogidos para estas emisiones tanto en co-combustión como en funcionamiento con solo carbón, solo puede concluirse que se mantienen dentro de los mismos rangos de variación en todos los periodos comparados, no detectándose en ningún caso cambios significativos que puedan atribuirse al hecho de sustituir un porcentaje de carbón por biomasa.

3.5.5 Análisis de la variación del rendimiento de caldera durante las pruebas.

Cuando en una caldera diseñada para el aprovechamiento de carbón se sustituye un porcentaje de este combustible por biomasa, su rendimiento puede verse influenciado debido principalmente a las diferencias en la composición y en el propio proceso de combustión entre ambos combustibles. En general, se ha comprobado que el rendimiento disminuye (Sondreal et ál. (2001), Canalís et ál. (2005b)). Este hecho resulta más crítico en el caso de calderas de combustible pulverizado que en otras tecnologías (parrilla o lecho fluido), puesto que los requisitos necesarios para una correcta transformación son mayores.

A partir de los datos recogidos en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en la C.T. de Escucha se pretende también analizar la influencia sobre el rendimiento de caldera del tamaño de partícula y de la humedad de la biomasa, así como del porcentaje de sustitución. Para ello será necesario calcularlo en funcionamiento solo con carbón y compararlo con el obtenido cuando se trabajaba en co-combustión.

El rendimiento puede estimarse aplicando el método indirecto o de pérdidas separas, siguiendo las recomendaciones de la norma ASME PTC 4-1998 (ASME, 1998). Considerando como única entrada de energía a caldera la que entra con el combustible (*Fuel Efficiency*), la expresión para el cálculo del rendimiento quedaría según la ecuación (3.3).

$$(3.3) \quad \eta = 1 - \frac{\sum L_i}{PC_{\text{combustible}}}$$

En la expresión anterior, el $PC_{\text{combustible}}$ sería el poder calorífico del combustible²¹ en base húmeda y el término L_i incluiría las pérdidas de energía más significativas (pérdidas por calor sensible en gases, por inquemados sólidos en residuos, pérdidas asociadas a la humedad y el hidrógeno del combustible, etc.)²².

Para calcular de esta forma el rendimiento se necesita conocer la composición y el poder calorífico de los combustibles, el porcentaje de inquemados en cenizas y escorias, la temperatura de los gases, el porcentaje de oxígeno en caldera, así como otros datos sobre el

²¹ La elección de trabajar sobre el poder calorífico superior o inferior se abordará en el Capítulo 5.

²² Dado que no se va a calcular finalmente el rendimiento en este apartado de la tesis, se ha decidido no profundizar en qué pérdidas van a calcularse ni en cómo va a hacerse. Para cualquier aclaración se remite al lector al Capítulo 4 en el que se aborda en profundidad el cálculo del rendimiento.

funcionamiento y características particulares de la planta. Durante el periodo de pruebas se recogieron todos estos datos, por lo que es posible calcular el rendimiento de caldera, sin embargo no resulta tan evidente que pueda compararse el valor obtenido en periodos o días en los que se estuviera en funcionamiento solo con carbón con el rendimiento en la etapa de co-combustión de cada una de las pruebas. Existen una serie de factores que pueden afectar al rendimiento tales como la variabilidad en las características de los combustibles, las condiciones de operación particulares o la influencia del funcionamiento del ciclo sobre la propia caldera, que no fueron o no pudieron ser controlados. Estos factores pueden distorsionar el resultado de comparar el rendimiento con y sin co-combustión, que es lo que permitiría saber realmente cómo influye el cambio de combustible y sus características. Alguno de estos factores, como se verá a continuación, puede controlarse *a posteriori* y evitar, o por lo menos disminuir, su influencia sobre los resultados. En otros resulta mucho más complicado.

- *Variabilidad en las características del combustible:* Como ya se ha explicado en el apartado 3.5.2, durante las pruebas se tomaban muestras de biomasa y de carbón pulverizado que se analizaban. Además se dispone de los análisis de las muestras de carbón diario. Se ha podido comprobar que la composición y la calidad del carbón pueden ser muy variables, por lo que, a la hora de calcular y poder comparar el valor obtenido para el rendimiento es necesario fijar un criterio de asignación lo más adecuado posible además de buscar días en los que se estuviera utilizando un carbón similar al del día de prueba. Por otro lado es necesario encontrar algún procedimiento que permita estimar de forma más exacta el porcentaje de sustitución en cada momento teniendo en cuenta la variación en la calidad del carbón. Este porcentaje va a influir directamente en la energía del combustible en co-combustión y en su composición y, por tanto, en el rendimiento calculado.
- *Condiciones de operación variables:* Según se ha comentado a lo largo de este capítulo, debido a que durante las pruebas se pretendía influir lo menos posible en el funcionamiento habitual de la planta, no se tuvo en cuenta las condiciones particulares de operación en cada una de ellas, lo que puede suponer un problema a la hora de comparar el rendimiento. Algunas de estas condiciones son conocidas o pueden conocerse *a posteriori* (número de molinos en marcha, funcionamiento o no del precalentador aire-vapor, carga, porcentaje de oxígeno, etc.), por lo que podrá compararse el rendimiento entre días o pruebas en los que estas condiciones sean las mismas. Otras como el grado de ensuciamiento de la caldera, por ejemplo, o la existencia de una posible malfunción de un equipo son totalmente desconocidas y no podrán valorarse.
- *Influencia del funcionamiento del ciclo:* Si se repasa el protocolo de pruebas expuesto en el apartado 3.4.4, puede comprobarse que durante las mismas se fijó la carga del grupo como el parámetro para controlar cómo estaba funcionando la planta y el porcentaje de sustitución. Es decir, en cada prueba se bajaba la carga con carbón por debajo del 5% respecto de la situación de partida y se subía con biomasa aproximadamente el 5%. En este protocolo, por tanto, no se tenía en cuenta realmente cómo estaba funcionando el ciclo, sino solamente el trabajo bruto del grupo. Sin embargo, esto no resulta totalmente adecuado en esta planta en la que, al disponer de un sistema de refrigeración con aire, el rendimiento del ciclo se ve particularmente

afectado por las condiciones ambientales, que no se pueden fijar y que evidentemente variaban no solo entre los distintos días sino también en una misma prueba. Los cambios en el rendimiento del ciclo influyen directamente en la energía que la caldera debe cederle, de forma que para obtener la misma carga esta energía será mayor o menor en función de que el rendimiento disminuya o aumente respectivamente, lo que implica, a su vez, que el punto de funcionamiento de la caldera pueda variar, y con ello su rendimiento, sin que este cambio tenga nada que ver con el tipo de combustible empleado. Sería por tanto conveniente buscar algún método que permita comparar situaciones en las que la caldera se encuentre en la misma situación respecto del ciclo.

A partir de todo lo expuesto, a la hora de obtener conclusiones sobre la influencia de la co-combustión en el comportamiento de caldera en general, y sobre el rendimiento en particular, resulta imprescindible fijar el mayor número posible de estos factores que, como ya se ha señalado, no se tuvieron o no pudieron tenerse en cuenta durante las pruebas.

Con este objetivo prioritario, en el siguiente capítulo, se propone una metodología que ha permitido separar *a posteriori* el funcionamiento del ciclo del cálculo del rendimiento de caldera. Dicha metodología que, como podrá comprobarse, es general y puede utilizarse en otras situaciones, se ha aplicado a las pruebas llevadas a cabo en la C. T. de Escucha con el fin de poder llegar a analizar con mayor fiabilidad la influencia de la co-combustión sobre el comportamiento de caldera. En el Capítulo 5, en el que se presentan los resultados de este análisis, se abordará también como se ha evitado o al menos minorizado, la influencia del resto de factores descritos anteriormente.

CAPÍTULO 4.

METODOLOGÍA DE ANÁLISIS: RENDIMIENTO DE CALDERA Y MODELO DE CICLO.

4.1 Introducción.

4.1.1 Necesidad de una metodología de análisis.

Las principales barreras técnicas que presenta la co-combustión se encuentran asociadas al hecho de utilizar un combustible diferente al de diseño, lo que implica un cambio en las condiciones de funcionamiento de la planta y principalmente de la caldera. Este cambio resulta más crítico en el caso de las calderas que utilizan combustible pulverizado debido a que las especificaciones requeridas para un correcto aprovechamiento del mismo, en cuanto a tamaño y humedad, son más restrictivas que en otras tecnologías. El objetivo que se persigue con esta tesis, como ya se ha señalado, es llegar a definir qué influencia tiene sobre el comportamiento de una caldera diseñada para el uso exclusivo de carbón pulverizado de bajo rango sustituir un porcentaje de este combustible por biomasa forestal. Uno de los parámetros que definen este comportamiento y que, por tanto, será necesario cuantificar en la situación de funcionamiento con carbón y en co-combustión, es el rendimiento energético de la misma. También las emisiones en gases resultan directamente influenciadas por el cambio de combustible.

En el Capítulo 3 se han descrito las pruebas realizadas en la C. T. de Escucha cuya finalidad era comprobar la viabilidad técnica, económica y medioambiental de la co-combustión para este tipo de caldera y utilizando un determinado sistema de alimentación para la biomasa. Dicha viabilidad quedó demostrada una vez realizado un primer análisis de los datos recogidos durante las mismas, y cuyas principales conclusiones se presentan en el mismo capítulo. Sin embargo, si se pretende ir más allá y cuantificar el efecto preciso que el cambio de combustible tiene sobre el comportamiento de caldera, ha quedado también demostrado que la obtención de

resultados no resulta tan inmediata. Aunque poder trabajar en una planta de estas características supone, en muchos aspectos, una gran ventaja (experiencia a gran escala, obtención de parámetros reales de funcionamiento, posibilidad de plantear soluciones a problemas *in situ* sin realizar hipótesis, no necesidad de extrapolar resultados etc.), también implica que las condiciones de trabajo no puedan controlarse de la misma forma que se haría en un laboratorio y que, por lo tanto, haya una serie de factores que es preciso filtrar antes de poder llegar a extraer conclusiones sobre lo que está sucediendo realmente. Es necesario, por tanto, aislar el funcionamiento de caldera de esos "otros factores" que puedan influir sobre su comportamiento y que son distintos al propio cambio del combustible.

Uno de estos factores es la variación de los parámetros de funcionamiento del ciclo, cuyo comportamiento, en esta planta en particular, se ve influenciado más de lo habitual por las condiciones ambientales, debido a que el sistema de refrigeración utiliza aire a temperatura ambiente. Las variaciones en esta temperatura que, evidentemente, no se pueden controlar, pueden influir y desvirtuar los resultados, no solo cuando se compara la situación en co-combustión con la de funcionamiento solo con carbón, sino también cuando se quiere conocer cómo influye sobre el comportamiento de la caldera algún otro factor o el modo de operación de un equipo. En este sentido, podría resultar interesante, por ejemplo, cuantificar la influencia que, sobre el rendimiento de caldera, tiene el uso del precalentador aire-vapor, o cómo se comporta la caldera antes y después del soplado. Todas estas situaciones podrían verse influenciadas por el comportamiento del ciclo, lo que podría llevar a una interpretación errónea de los resultados obtenidos en cada situación. Para evitar esto último deberían compararse situaciones bajo condiciones muy controladas, lo que no siempre es fácil de conseguir si se pretende hacerlo manteniendo el funcionamiento habitual de la planta.

Para superar este problema, se ha buscado una variable que permita comparar dos situaciones de funcionamiento distintas, independizando el comportamiento de la caldera del funcionamiento del ciclo, de forma que si en dichas situaciones esta variable es igual, se pueda decir que lo que ocurre en el ciclo ya no influye en el comportamiento de caldera y que, por tanto, los cambios en el rendimiento de caldera se deben a otros factores. Esa variable va a ser la energía que entra a caldera con el combustible, $E_{\text{combustible}}$.

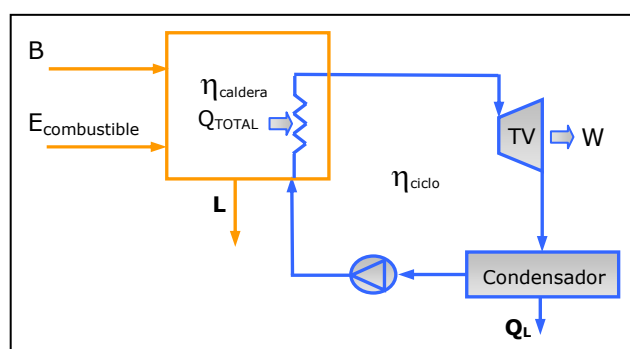


Figura 4.1. Esquema de una planta de generación energía eléctrica.

En la Figura 4.1 aparece un esquema muy general de cómo funciona una planta de generación de energía eléctrica. En estas plantas, la energía del combustible ($E_{\text{combustible}}$) junto con el resto de aportes externos (B), de valor muy inferior, se aprovechan en caldera, con mayor o menor rendimiento, para transformar el agua líquida de alimentación en vapor a alta temperatura. El

proceso de expansión de este vapor en la turbina dará lugar al trabajo neto que finalmente se transformará en electricidad. El sistema encargado de la conversión de este calor en trabajo es el ciclo de vapor. Ambos sistemas (caldera/ciclo de vapor) se encuentran totalmente integrados, y lo que ocurra en uno influye directamente en el otro.

Del ciclo, en el ámbito de esta tesis, solo interesa conocer la energía que ha absorbido el vapor (Q_{TOTAL}), mientras que la caldera será la encargada, con su mejor o peor funcionamiento (rendimiento), de transformar la energía del combustible en esa energía útil para el ciclo. Las situaciones de funcionamiento que vayan a compararse deberán cumplir que la energía del combustible ($E_{combustible}$) sea prácticamente la misma, independientemente de que el ciclo sea capaz o no de aprovecharla una vez transformada en la caldera. De esta forma se consigue independizar el comportamiento de la caldera del ciclo y de sus variables de funcionamiento (presión de vacío, posibles malfunciones en la turbina, etc.)

Volviendo al caso concreto del estudio de la influencia de la co-combustión, para situaciones en las que la cantidad de energía que entre a caldera con el combustible sea la misma se podrá comprobar si cuando un porcentaje de esa energía proviene de la biomasa, es decir, si cuando la caldera trabaja en co-combustión, el rendimiento aumenta o disminuye y cuantificar esa variación. Siguiendo el mismo razonamiento, se puede estimar cómo influyen en el rendimiento, en las emisiones o sobre cualquier otro parámetro conocido, el porcentaje de biomasa o las propiedades de las partículas (humedad y tamaño) que en cada caso se estén utilizando. Lo mismo podría hacerse para el resto de ejemplos. Una vez fijada la energía del combustible, podría comprobarse cuanto aumenta el rendimiento por el hecho de que se haya realizado un soplado a la caldera o en función del incremento de temperatura que el aire sufra en el precalentador aire-vapor.

Para entender un poco mejor por qué resulta adecuada utilizar la energía del combustible como base comparativa, sirva el siguiente ejemplo. En la Tabla 4.1 se muestran los resultados obtenidos a partir de los datos recogidos durante la primera prueba de co-combustión. Para la obtención de los mismos se han utilizado las herramientas de cálculo que se van a presentar en los apartados 4.2 y 4.3 y que se han desarrollado como parte del trabajo de esta tesis.

Tabla 4.1. Ejemplo.

	W_{grupo} (MWe)	Rendimiento del ciclo (η_{ciclo})	Q_{TOTAL} (MWt)	Rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$)	$E_{combustible}$ (MWt)	Presión vacío (pLP4s)
Co-combustión	156,8	40,68	385,5	92,00	414,0	0,1798
Opción I	157,5	40,31	390,7	92,07	419,2	0,1990
Opción II	160,0	41,70	383,8	91,72	413,5	0,1303

La primera fila de la tabla anterior muestra los resultados del periodo de co-combustión. El rendimiento promedio de caldera durante esta etapa fue de 92% y la carga del grupo próxima a los 157 MWe. La energía del combustible que entró a caldera durante este periodo (una mezcla de, aproximadamente, el 95% de carbón y el 5% de biomasa en energía) era de 414 MWt. Para comparar el rendimiento de caldera en co-combustión con el obtenido en funcionamiento con solo carbón podría pensarse en buscar puntos del día en los que la carga fuera similar (opción I en la tabla) o bien comparar con puntos en los que la energía que entraba a caldera con el carbón fuera aproximadamente la misma que con la mezcla de carbón y biomasa en co-

combustión (opción II de la tabla). Es importante señalar que, tanto la presión de vacío (dato) como el rendimiento del ciclo (calculado), eran distintos en los tres periodos analizados. Según puede comprobarse en la misma tabla, si los resultados en co-combustión se comparan con los obtenidos para el periodo de la opción I, la carga del grupo es prácticamente la misma en los dos casos y también el rendimiento de caldera, lo que haría pensar que el cambio de combustible no ha influido en el funcionamiento de la misma. Sin embargo hay que tener en cuenta que debido al aumento de la presión de vacío durante el periodo de la opción I, el rendimiento del ciclo disminuye, siendo necesario que, para poder mantener la carga, la energía del vapor a su entrada a turbina fuera mayor que en el periodo de co-combustión (mayor Q_{TOTAL}). Ello supone también que, para un mismo rendimiento de caldera, la cantidad de combustible que entra a la misma sea mucho mayor, pasando esta a trabajar en un punto totalmente diferente y por lo tanto no comparable si se tienen en cuenta los objetivos de esta tesis, ya que esta variación no se debe al nuevo combustible sino a un condicionante externo (en este caso, al cambio en la presión de vacío).

Si los resultados en co-combustión se comparan con los de la opción II, la planta estaría produciendo 3,2 MWe menos, lo que podría llevar a pensar que la biomasa no se está transformando correctamente en la caldera y que, por lo tanto, el vapor no llega al ciclo con la energía suficiente. Sin embargo, lo que ocurre es que durante el periodo de co-combustión la presión de vacío es mucho mayor, lo que supone que el rendimiento del ciclo disminuya drásticamente (más de un punto). La energía que entra a caldera con el combustible es prácticamente igual cuando solo se utiliza carbón que cuando se usa un 5% de biomasa, y el mejor rendimiento de la caldera (92% frente a 91,7%) hace que, incluso, llegue algo más de energía al ciclo. Este, sin embargo, no puede aprovecharla de la misma forma que en la opción II, por estar trabajando a una presión de vacío más elevada y por tanto con menor rendimiento. En esta situación, la mejora del rendimiento de caldera detectada en co-combustión sí que podría asignarse al cambio de combustible, ya que la energía que llega a caldera es prácticamente la misma, y por tanto el punto de funcionamiento también.

En resumen, para separar el funcionamiento de caldera y del ciclo, se van a comparar situaciones en las que la energía que entra a caldera con el combustible sea la misma. En los siguientes apartados se aborda cómo estimar esta energía y se presenta el procedimiento general seguido para aplicar la metodología. Una vez descrito, en los apartados 4.2, 4.3 y 4.4 se explica cómo se ha aplicado dicha metodología para la obtención de resultados a partir de los datos recogidos en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en la C.T. de Escucha, con el fin de determinar la influencia del cambio de combustible sobre el comportamiento de caldera. Dichos resultados, así como su análisis y conclusiones, se presentarán en el siguiente capítulo.

4.1.2 Cálculo de la energía del combustible.

La expresión que permite calcular la energía que entra a caldera con el combustible, $E_{combustible}$, sería la ecuación (4.1), donde $PC_{combustible}$ será el poder calorífico del combustible (inferior o superior en función de la referencia elegida) y $m_{combustible}$ el consumo instantáneo.

$$(4.1) \quad E_{combustible} = PC_{combustible} \cdot m_{combustible}$$

De los dos términos que componen esta ecuación, el primero ($PC_{\text{combustible}}$) podría obtenerse a partir de la analítica del combustible, aunque no hay que olvidar que su valor puede variar de unas muestras a otras. Sin embargo, el segundo ($m_{\text{combustible}}$), teniendo en cuenta los sistemas de alimentación utilizados en estas plantas, resulta muy difícil de cuantificar en el caso de combustibles sólidos como el carbón o la biomasa. Una forma de estimar este consumo es a partir del cálculo del rendimiento de caldera y del calor absorbido por el ciclo.

Para calcular el rendimiento de caldera, según se verá en detalle en el siguiente apartado, existen dos métodos: el directo o de entradas y salidas y el indirecto o por pérdidas separadas. Atendiendo al esquema presentado en la Figura 4.1, con el primer método se compara la energía útil que abandona la caldera, es decir, la absorbida por el fluido de trabajo (Q_{TOTAL}), directamente con la que entra, que resulta ser la energía del combustible ($E_{\text{combustible}}$) más otros posibles aportes (B).

$$(4.2) \quad \eta = \frac{\text{Energía útil absorbida por el fluido de trabajo}}{\text{Energía que entra a caldera}} = \frac{Q_{\text{TOTAL}}}{E_{\text{combustible}} + B}$$

En el método indirecto la energía útil se calcula a partir de la energía total que entra al sistema menos las pérdidas (L).

$$(4.3) \quad \eta = \frac{\text{Energía que entra a caldera} - \text{Pérdidas}}{\text{Energía que entra a caldera}} = \frac{E_{\text{combustible}} + B - L}{E_{\text{combustible}} + B} = 1 - \frac{L}{E_{\text{combustible}} + B}$$

Ambas expresiones son equivalentes debido a que se cumple la relación mostrada en la expresión (4.4).

$$(4.4) \quad Q_{\text{TOTAL}} = E_{\text{combustible}} + B - L$$

A la vista de estas expresiones, y teniendo en cuenta cómo se calcula la energía del combustible (4.1), además del rendimiento, existen otras dos incógnitas, Q_{TOTAL} y $m_{\text{combustible}}$, que son, respectivamente, la energía absorbida en caldera y el caudal de combustible que llega a la misma. Para resolver este sistema existen distintas alternativas, en función de cual sea el objetivo del cálculo.

I.- Si lo que se pretende es calcular solo el rendimiento de la caldera, entonces se utiliza únicamente el método indirecto. Resulta conveniente distinguir entre aquellas pérdidas y aportes externos que sea posible obtener como energía perdida o aportada por kilogramo de combustible (que en la ecuación (4.5) están denotadas como l_1 y b_1 (kJ/kg)) y aquellas que se obtienen en energía perdida o aportada por unidad de tiempo (corresponderían a L_2 y B_2 (kJ/s)). Dentro de las primeras estarían, por ejemplo, las pérdidas asociadas a los gases o a inquemados, mientras que las segundas incluirían las pérdidas por radiación y convección o el crédito debido a los auxiliares. La expresión para el cálculo del rendimiento quedaría como:

$$(4.5) \quad \eta = 1 - \frac{l_1 + \frac{L_2}{m_{\text{combustible}}}}{PC_{\text{combustible}} + b_1 + \frac{B_2}{m_{\text{combustible}}}}$$

En estos casos, el caudal de combustible se estima a partir de valores históricos en función de la carga o bien simplemente se desprecian los términos (L_2 y B_2) sabiendo que se está cometiendo un pequeño error en el cálculo.

- II.- Si, además de calcular el rendimiento, lo que se pretende es precisamente estimar el caudal de combustible, dado que resulta complicado medirlo por las características del alimentador, del sistema de alimentación y del propio combustible, hay que resolver el sistema de ecuaciones planteado anteriormente. Para ello es necesario estimar previamente, el calor absorbido por el agua en la caldera, Q_{TOTAL} , a partir del estudio del ciclo de vapor.

Esta segunda opción es el que se ha planteado en este trabajo, en el que lo que se pretende es estimar el consumo de combustible además del cálculo del rendimiento. En la Figura 4.2 aparece esquematizada la secuencia de trabajo que debería seguirse para obtener el consumo instantáneo de combustible ($m_{combustible}$).

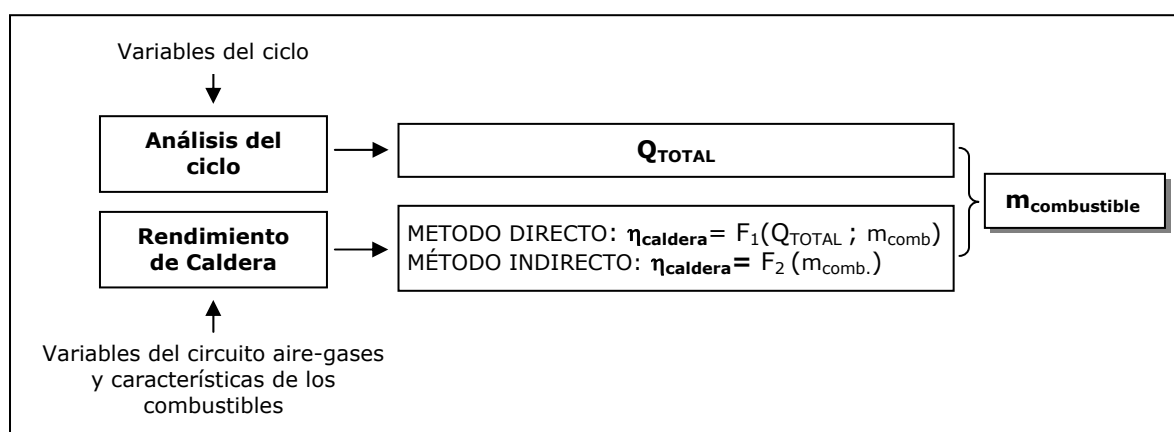


Figura 4.2. Secuencia de trabajo para la estimación del consumo instantáneo de combustible

Faltaría definir cómo obtener el calor absorbido por el fluido de trabajo a su paso por la caldera (Q_{TOTAL}). Aunque este valor se puede estimar a partir de datos tomados en la planta, sin embargo no siempre es posible disponer de los datos necesarios para este cálculo con suficiente fiabilidad. Por ello, en esta tesis, se propone integrar un modelo de ciclo que reproduzca el comportamiento del mismo y que permita obtener, a partir de variables sencillas de medir y más fiables, el valor de Q_{TOTAL} .

Como queda reflejado en la Figura 4.2, una vez conocido el valor de Q_{TOTAL} , igualando las dos expresiones para el cálculo del rendimiento - (4.2) y (4.3) - ya se podrá obtener el consumo específico de combustible y a partir de él, la energía que entra a caldera con el mismo.

4.1.3 Procedimiento para la aplicación de la metodología.

Una vez que se ha estimado el caudal de combustible a partir de la metodología anterior, resulta sencillo obtener la energía que entra a caldera con el combustible en cada momento (ecuación (4.1)). El siguiente paso, que no hay que olvidar es el objetivo por el que se ha desarrollado esta metodología, sería llegar a comparar situaciones en las que dicha energía fuera la misma, de forma que los resultados comparados no se vieran afectados por el funcionamiento particular del ciclo en cada caso.

Conocida la energía que entra a caldera con el combustible en cada momento, se comparará el rendimiento u otros parámetros que puedan caracterizar el funcionamiento de caldera, cuando esta sea la misma y varía el parámetro cuya influencia se quiere analizar. Es importante tener en cuenta que, en dicho análisis, el resto de variables que pueden hacer cambiar el comportamiento de caldera, deben mantenerse lo más constantes posibles. Este último paso dependerá en cada caso de los datos disponibles y de los objetivos marcados.

En la siguiente figura se muestra, de forma esquemática, la secuencia de trabajo para la obtención de resultados aplicando la metodología descrita. Puede comprobarse que no se trata de un proceso lineal sino que los resultados obtenidos en cada fase son necesarios en las demás.

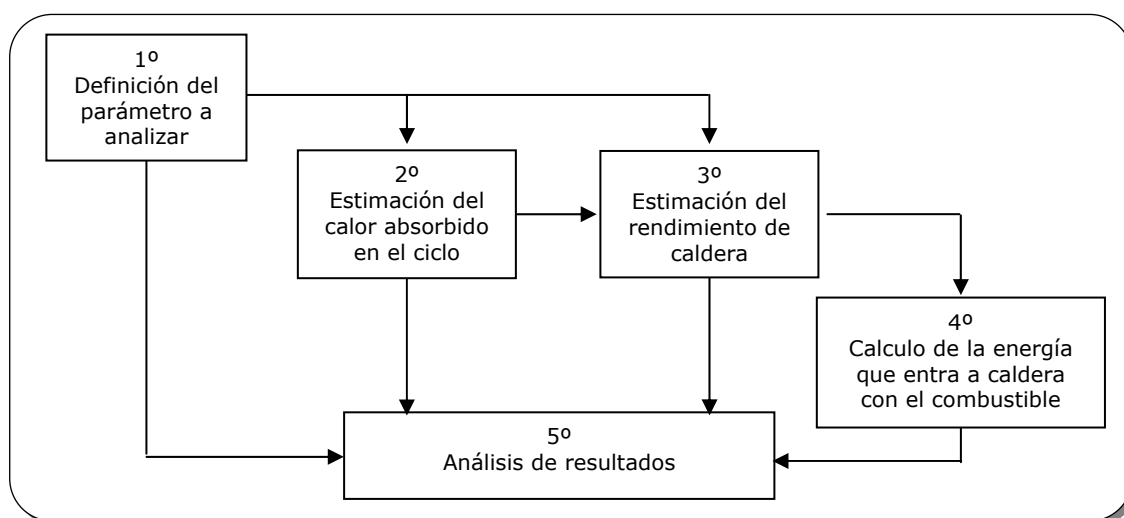


Figura 4.3. Diagrama de aplicación de la metodología.

Esta metodología se va a aplicar a los datos recogidos en las pruebas llevadas a cabo en la C.T. de Escucha con el fin de llegar a estimar la influencia de la co-combustión sobre la caldera. Se pretende de esta forma obtener resultados que no se vean afectados por el funcionamiento particular del ciclo, lo que permitirá una mejor valoración de la influencia de otros parámetros tales como el porcentaje de sustitución o el tamaño de partícula de la biomasa, sobre el comportamiento de la caldera en co-combustión. Estos resultados se presentarán en el siguiente capítulo.

Para llegar a aplicar la metodología al caso particular objeto de la tesis se han desarrollado las dos herramientas de cálculo que se describen en este capítulo:

- En el apartado 4.2 se va a explicar cómo se ha calculado el rendimiento de caldera teniendo en cuenta las características de la central.
- En el apartado 4.3. se presentará el modelo de ciclo realizado para la estimación del calor absorbido en caldera a partir de datos de planta.

Por último, en el apartado 4.4 se explica detalladamente como se ha aplicado el procedimiento general a este caso particular, teniendo en cuenta los objetivos marcados, los parámetros que se pretende analizar y los datos disponibles. Además, dicho apartado, recoge las limitaciones detectadas en la aplicación del método y cómo han podido superarse al menos en parte.

4.2 Cálculo del rendimiento de caldera

4.2.1 Aspectos generales sobre el cálculo del rendimiento en calderas.

Bajo el nombre de "caldera" se engloban todos los equipos que permiten aprovechar una energía de entrada para producir agua caliente o vapor. Esta energía puede ser la energía química de un combustible, la de la fisión nuclear, la de los gases calientes que provienen de otro proceso, o incluso directamente la del sol (Babcock & Wilcox, 1992)

En el caso particular objeto de esta tesis, se trata de una caldera para la producción de vapor a alta presión y temperatura, a partir de la energía generada en la combustión bien de carbón pulverizado, bien de una mezcla de carbón y biomasa en los periodos de co-combustión. Dicho vapor se aprovecha en un ciclo para la generación de energía eléctrica. Para que la combustión pueda llevarse a cabo es necesario adicionar un caudal de aire que aportará también cierta energía al sistema en función de su temperatura, además de otra serie de flujos de entrada que permitirán el correcto funcionamiento de la misma (vapor de soplado, agua de refrigeración de las escorias, etc.).

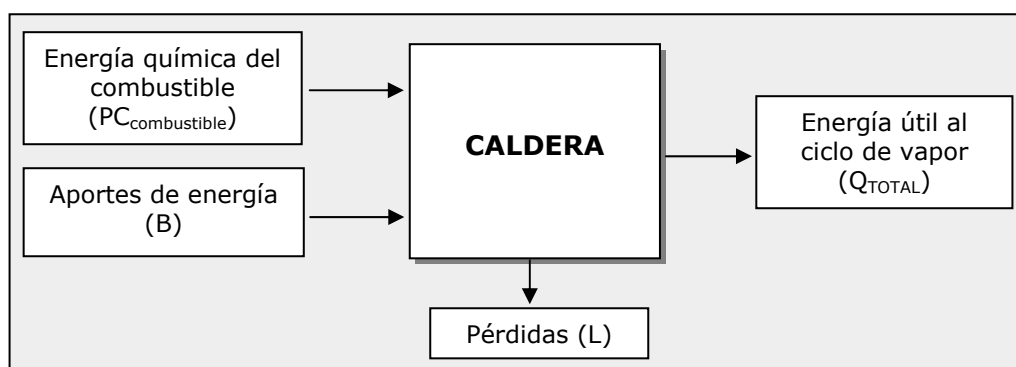


Figura 4.4. Esquema general de los flujos de entrada y salida a un generador de vapor

Siguiendo la Figura 4.4, no toda la energía introducida en la caldera ($PC_{\text{combustible}} + B$) es aprovechada por el vapor para generar energía eléctrica (Q_{TOTAL}). Es inevitable que existan una serie de pérdidas (L). Por ejemplo, si la combustión no se realiza correctamente parte del contenido en carbono del combustible aparece directamente en las cenizas y escorias lo que indica que no toda la energía disponible se ha liberado en el proceso, otro porcentaje se lo llevan directamente los gases producto de la combustión que todavía tienen una temperatura considerable cuando abandonan el sistema, también existen pérdidas por convección y radiación a través de las paredes de la caldera, etc. El rendimiento de caldera indica lo bien o mal que se realiza el aprovechamiento de la energía que entra al sistema o lo que es lo mismo, la proporción de energía útil obtenida frente a la energía que entra. Esta energía útil puede estimarse como la energía que entra menos las pérdidas.

Para el cálculo del rendimiento de estos sistemas, según se ha señalado ya en el apartado 4.1.2, pueden utilizarse dos métodos: El *método directo* o de entradas y salidas, y el *método indirecto* o por pérdidas separadas. El primero, ecuación (4.2), compara directamente la energía

útil (Q_{TOTAL}) que abandona la caldera con la que entra (E), es decir, con la energía del combustible ($PC_{combustible}$) más otros posibles aportes (B). En el método indirecto, ecuación (4.3), la energía útil se calcula a partir de la energía total que entra al sistema menos las pérdidas (L).

Aunque ambos métodos son matemáticamente equivalentes y deberían dar idénticos resultados, en la práctica la imposibilidad de medir correctamente los flujos de energía hace que los resultados no sean totalmente iguales. El cálculo del rendimiento aplicando el método indirecto resulta más sencillo ya que no es imprescindible, según se ha visto en el apartado 4.1.2, conocer el valor real de consumo de combustible, valor que, como también se ha señalado, resulta muy complicado de estimar *a priori*. Por ello cuando el rendimiento se calcula a partir de datos de planta suele utilizarse el método indirecto que resulta más sencillo y para el que es posible una mayor exactitud de medida en los términos contemplados que en el caso del directo. Además dicho método permite conocer qué parte de la energía que entra al sistema se está perdiendo y cómo se está produciendo dicha pérdida, por lo que, si es posible, pueden tomarse las medidas oportunas para reducirlas y mejorar el rendimiento.

La Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), recoge en su norma PTC 4-1998 (ASME, 1998) la metodología general para el cálculo del rendimiento a partir de datos tomados en planta. Esta norma indica cómo calcular el término de pérdidas (L), es decir, aquellos flujos energéticos que abandonan el sistema sin ser aprovechados por el fluido de trabajo. Por su parte, define también el término de entradas al sistema al que descompone en dos: $PC_{combustible}$ que es el poder calorífico del combustible y B o créditos de calor, que reúne todas las aportaciones de energía al sistema diferentes del poder calorífico. Serán créditos de calor: la entalpía del combustible debido a la diferencia de su temperatura respecto a la de referencia, la energía aportada por el resto de fluidos que atraviesan la frontera (aire, agua, vapor, etc.), así como por los equipos de transporte y transformación de dichos fluidos (ventiladores, bombas, quemadores, molinos, etc.).

Como ya se señala en la propia norma, es importante tener en cuenta que esta define un procedimiento general para todos los sistemas de generación de vapor, sin embargo no puede contemplar las múltiples variaciones en el diseño de cada sistema en particular. Es necesario plantearse en cada caso cómo considerar cada uno de los flujos y cómo definir su relación con el sistema y con el ciclo. Por lo tanto, antes de calcular el rendimiento de caldera en una central térmica, es necesario tener en cuenta las particularidades que tiene dicha planta. Debe estudiarse detenidamente cada uno de los equipos que forman el sistema de generación de vapor, así como los flujos de energía que abandonan o entran al sistema, para poder calcular el rendimiento aplicando la norma de forma correcta.

Por otro lado, es muy importante fijar convenientemente la frontera. Una vez definida ya se conocerá el punto de entrada y salida al sistema de los distintos flujos y con ello el valor que les será asignado. En la Figura 4.5 aparece un esquema del circuito aire gases de la central en estudio²³. En esta planta, el aire necesario para la combustión es impulsado por dos ventiladores de tiro forzado (VTF) y se precalienta antes de entrar en caldera primero en los precalentadores Aire-Vapor (CAV) y después en los Aire-Gases donde se aprovecha parte de la

²³ Aunque aquí se enumeran los distintos equipos que componen el circuito aire-gases de la planta, se remite al lector al Anexo I donde se describe dicho circuito, así como el resto de la planta, con mayor detalle.

energía que llevan los gases de combustión a la salida de caldera. Tras los precalentadores, el aire se divide en el denominado aire secundario (que irá directamente a los dieciséis quemadores dispuestos en cuatro filas) y en el aire primario que se encargará de transportar el carbón hasta caldera. Este último atraviesa el sistema de molienda compuesto a su vez por cuatro molinos y cuatro ventiladores de aire primario (VAP). Estos ventiladores son los que le permiten al aire primario vencer la pérdida de carga adicional que supone su paso por los molinos y el transporte del carbón, consiguiéndose de esa forma que el aire, junto con el combustible, llegue en condiciones adecuadas a caldera. Desde cada molino se alimenta a una fila de quemadores. Los gases de combustión, a la salida del precalentador y tras su paso por los precipitadores electrostáticos, son impulsados por los ventiladores de tiro inducido (VTI) hasta la chimenea por donde se emiten a la atmósfera. La frontera definida por la norma ASME PTC 4.1 (ASME, 1998) para el cálculo del rendimiento incluiría la caldera, el sistema de molienda y los precalentadores aire-gases de la Figura 4.5 (línea roja de puntos de dicha figura).

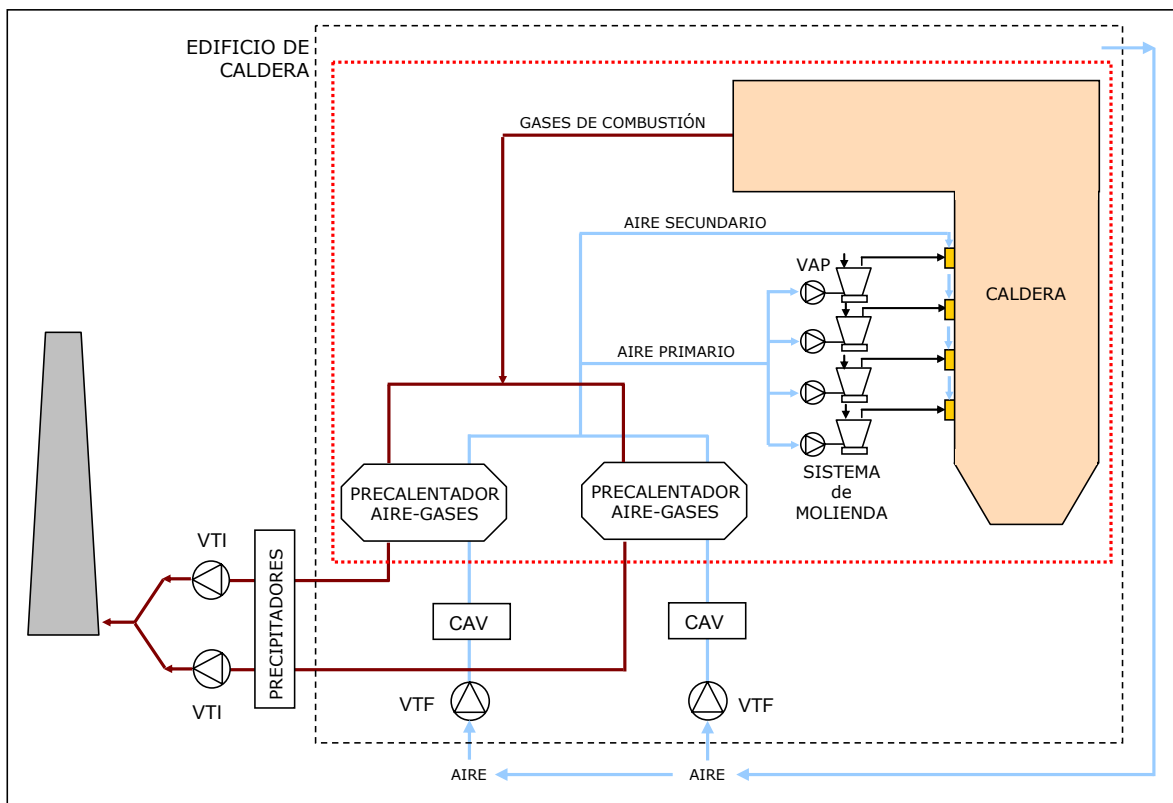


Figura 4.5. Esquema del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha.

Es necesario tener en cuenta que en el caso particular de la C.T. de Escucha, gran parte del circuito aire-gases se encuentra dentro de un edificio (excepto los precipitadores y los VTI). A falta de otra nomenclatura, se va a denominar a este tipo de calderas como *calderas interiores*, para distinguirlas de aquellas que se encuentran al aire libre (*calderas exteriores*) y que son las más habituales en centrales térmicas. En las calderas interiores, el aire necesario para la combustión se toma del propio local en el que están ubicadas (ver Figura 4.5). Debido a esta particularidad, el aire que entra a caldera no se encuentra a temperatura ambiente, sino que se ha precalentado aprovechando, entre otras, las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera, lo que supone un aporte de energía al sistema sin coste. Este tipo de

calderas tiene además otra ventaja. Al encontrarse dentro de un edificio se consigue disminuir las pérdidas por radiación y convección, debido a que, por un lado, la diferencia entre la temperatura de la pared de caldera y la del aire del interior del edificio es inferior que si este no existiera y la caldera estuviera expuesta al aire a temperatura ambiente, y, por otro lado, a que la velocidad del aire en el interior del edificio es mucho menor que en el exterior. Atendiendo a la frontera que dicta la norma no resulta sencillo interpretar cómo debe estimarse la energía aportada por el aire, ni como deben considerarse las pérdidas que se aprovechan para aumentar la temperatura del mismo. En el apartado 4.2.2 se discute esta problemática y se propone una solución para el cálculo del rendimiento en este tipo de calderas.

Siguiendo con el cálculo del rendimiento, el objetivo de este en esta tesis es comparar la situación en co-combustión con la de utilización exclusiva de carbón, por lo que, teniendo en cuenta dicho objetivo, interesa principalmente estudiar aquellos flujos energéticos (entradas o salidas) que puedan verse directamente influenciados por el cambio de combustible. Una vez revisada la norma Norma PTC 4-1998 (ASME, 1998) estos flujos serán:

- Las cinco pérdidas que tienen una mayor influencia: pérdidas por calor en los gases secos (L_G), por inquemados sólidos en residuos (L_{UC}), por humedad del combustible (L_{mf}), por humedad debidas al hidrógeno del combustible (L_H) y las pérdidas por radiación y convección (L_p)
- Para cubrir los objetivos de la tesis se han incluido también las pérdidas por calor sensible en escorias y cenizas (L_p y L_d), dado que pueden verse afectadas por el cambio de combustible. Además, se han estimado las pérdidas por fugas en el precalentador (L_k) ya que pueden variar al cambiar el caudal de gases.
- Al resto de pérdidas no medidas (tales como las debidas a la humedad del aire o los rechazos en molinos, por ejemplo) se les asigna un valor constante (pérdidas fijas, L_f) y que por lo tanto no influirá en los resultados de la comparación.
- Como entradas de energía, además de la energía del combustible, al tratarse de una caldera interior resulta muy interesante tener en cuenta el crédito del aire de combustión (B_A) y los aportes de energía en los ventiladores de aire primario (B_{VAP}) y en los molinos (B_{MOL}).

Cabe señalar que las pérdidas por inquemados gaseosos (CO) pueden verse también afectadas por el cambio de combustible. Sin embargo, según se comprobó en el Capítulo 3, las emisiones de CO son prácticamente despreciables y similares tanto en co-combustión como en funcionamiento solo con carbón por lo que se ha decidido no considerarlas²⁴.

Las expresiones generales para el cálculo del rendimiento a partir de los dos métodos, directo e indirecto, y teniendo en cuenta los términos que se ha decidido estimar quedarían, respectivamente, según las ecuaciones (4.6) y (4.7). En el apartado 4.2.3 se va a explicar como calcular cada uno de los términos de pérdidas y entradas de energía aplicando la metodología

²⁴ Se han estimado las pérdidas asociadas al máximo valor correctamente registrado de emisiones de CO en las pruebas a plena carga (19,7 mg/Nm³). Teniendo en cuenta el carbón y las condiciones de funcionamiento de ese punto, el valor de estas pérdidas es de 0,006%. Dicho valor es cien veces menor que las pérdidas por inquemados sólidos en el mismo momento y casi mil veces inferior a las pérdidas en gases secos que son las más importantes.

descrita por la Norma PTC 4-1998 (ASME, 1998), teniendo en cuenta las condiciones particulares de trabajo de la planta analizada y los datos disponibles.

$$(4.6) \quad \eta = 1 - \frac{L_{UC} + L_G + L_{mf} + L_H + L_\beta + L_p + L_d + L_{IK} + L_f}{PC_{combustible} \cdot m_{combustible} + B_A + B_{VAP} + B_{MOL}}$$

$$(4.7) \quad \eta = \frac{Q_{TOTAL}}{PC_{combustible} \cdot m_{combustible} + B_A + B_{VAP} + B_{MOL}}$$

El término Q_{TOTAL} que aparece en las expresiones anteriores es el calor absorbido por el agua a su paso por la caldera y se obtendrá del modelo de ciclo presentado en el apartado 4.3. La estimación del rendimiento mediante los dos métodos, junto con el valor de Q_{TOTAL} , permitirá conocer la energía del combustible que entra a caldera, variable que, como ya se ha señalado, se ha tomado como referencia para comparar la situación de funcionamiento en co-combustión con la de uso exclusivo de carbón.

Por otro lado, hay que tener en cuenta que es necesario calcular el rendimiento en estas dos situaciones, por lo que habrá que ver cómo se obtiene este cuando se estén utilizando simultáneamente varios combustibles, es decir, en co-combustión. La única diferencia respecto al caso de utilizar un único combustible radica en determinar correctamente el poder calorífico y el análisis elemental de la mezcla de combustibles. Mientras que cuando se quema exclusivamente carbón esto puede hacerse de forma sencilla a partir de la analítica habitual, el cálculo en el caso de mezclas introduce una mayor incertidumbre. En el apartado 4.2.4 se va a explicar la opción adoptada en esta tesis.

Por último, para evitar la influencia que tiene la temperatura ambiente sobre el rendimiento calculado y que puedan ser comparables los valores obtenidos en distintos momentos, es necesario recalcular el rendimiento pasando todos aquellos flujos que se ven afectados por la temperatura ambiente a condiciones estándar, es decir, suponiendo que dicha temperatura es siempre de 25 °C. Según el procedimiento marcado en la norma, para este cálculo es necesario conocer, entre otros, el valor de la temperatura de los gases a la salida de caldera. Dado que no se dispone de esta variable en continuo, aunque sí de otras como son la temperatura del gas a la salida o la del aire a la entrada, se ha optado por realizar un simulador del precalentador aire-gases de la planta. A partir de este simulador y en función de esas otras variables que sí se midieron, se obtiene el valor de dicha temperatura. Una vez determinada la temperatura de los gases, se sigue con el procedimiento para el cálculo del rendimiento en condiciones estándar (apartado 4.2.5).

4.2.2 Cálculo del rendimiento en calderas interiores.

4.2.2.1 Método general para la clasificación de flujos.

Según se ha indicado en el apartado anterior, cuando se calcula el rendimiento de caldera, una de las entradas de energía que puede considerarse es la aportada por el aire de combustión. De forma general, la expresión que se aplica para su cálculo es:

$$(4.8) \quad b_a = m_a \cdot [h_a(T_i) - h_a(T_{AR})]$$

- donde: m_a : La masa de aire por unidad de combustible ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$)
 $h_a(T)$: Entalpía del aire a temperatura T (kJ/kg)
 T_{AR} : Temperatura de referencia ($^{\circ}\text{C}$)
 T_i : Temperatura del aire a la entrada del sistema ($^{\circ}\text{C}$)

El valor que debe asignarse a T_i depende de donde venga la energía con la que llega el aire a la frontera. La norma indica que cuando existan aportes de energía al caudal de aire, se considerará T_i la temperatura antes del aporte si este proviene del propio sistema y después del aporte si este proviene de una fuente externa.

La Figura 4.6 representa un caudal de aire que se encuentra inicialmente a temperatura ambiente (T_0), y que antes de cruzar la frontera dicha temperatura aumenta hasta T_1 . ¿Cómo debería considerarse la energía que aporta este caudal de aire?

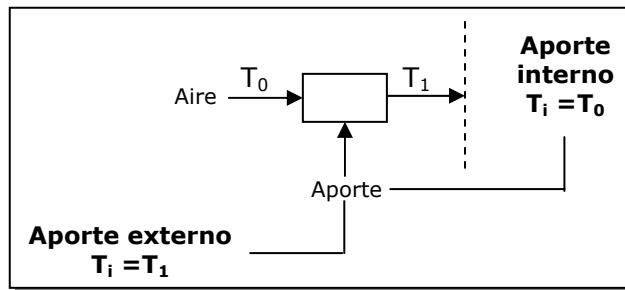


Figura 4.6. Diferencia entre aporte externo e interno

Según la expresión (4.8) y siguiendo lo que define la norma para calcular el crédito del aire, si la energía proviene del propio sistema se considerará que el aire entra a temperatura ambiente ($T_i=T_0$), es decir, el incremento de temperatura debido a dicho aporte no se tendrá en cuenta. El crédito del aire se obtendrá según la expresión (4.9) y que es en realidad la energía que tiene el aire a temperatura ambiente cuando esta es diferente a la de la situación de referencia (situación en la que la energía aportada sería cero).

$$(4.9) \quad b_a = m_a \cdot [h_a(T_0) - h_a(T_{AR})]$$

Sin embargo, si la temperatura del aire aumenta debido a un aporte externo al sistema, aplicando la norma y según la figura anterior, T_i tomará el valor T_1 . En este caso sí que se considerará que el aire añade esa energía (crédito). La ecuación (4.10) será en este caso la expresión que permitirá obtener este valor, donde el primer sumando resulta ser la energía adicional debido al aporte externo y el segundo coincide con el de la situación anterior (ecuación (4.9)).

$$(4.10) \quad b_a = m_a \cdot [h_a(T_1) - h_a(T_{AR})] = m_a \cdot [h_a(T_1) - h_a(T_0)] + m_a \cdot [h_a(T_0) - h_a(T_{AR})]$$

A la hora de estimar este crédito para el cálculo del rendimiento de caldera, va a influir directamente el hecho de que se trate de una caldera exterior o interior. Mientras que en las primeras la caldera está a la intemperie y el aire que entra al circuito aire-gases para la combustión se encuentra a temperatura ambiente, en las calderas interiores este aire proviene del propio edificio en el que están ubicadas y, por tanto, su temperatura es mayor.

En caso de las calderas exteriores, el aire en su camino hacia la caldera atraviesa distintos equipos, los ventiladores de tiro forzado y los precalentadores aire-vapor generalmente, en los que recibe aportes de energía de forma que su temperatura aumenta desde la ambiente hasta la que tiene al llegar al precalentador aire-gases (punto de entrada al sistema marcado en la norma). Suponiendo que estos aportes son externos, el crédito del aire se calcularía, para este tipo de calderas, según la siguiente ecuación (4.11).

$$(4.11) \quad b_a = m_a \cdot [h_a(T_0) - h_a(T_{AR})] + m_a \cdot \Delta h_{VTF} + m_a \cdot \Delta h_{CAV}$$

Para el caso de las calderas interiores el cálculo de este crédito no resulta tan obvio. Tomando como ejemplo la C.T. de Escucha, que dispone de una caldera de este tipo, el aire de combustión se toma del interior del propio edificio, de la parte más alta, justo encima de la caldera propiamente dicha. El aire a temperatura ambiente entra por unas ventanas situadas en la misma zona y a través de otras aberturas considerablemente más pequeñas. En la Figura 4.7 puede comprobarse como, en el caso concreto de esta planta, la temperatura ante precalentador aire-vapor (CAV) sigue aproximadamente la misma evolución que la del ambiente pero con un incremento, más o menos constante, y mayor que el que sufre el aire por atravesar los ventiladores de tiro forzado (se ha estimado, a partir de datos de planta, que este último se encuentra entorno a 5 °C (Casero y Herranz, 1996)). La diferencia se debe precisamente a ese aprovechamiento de pérdidas en el interior del edificio.

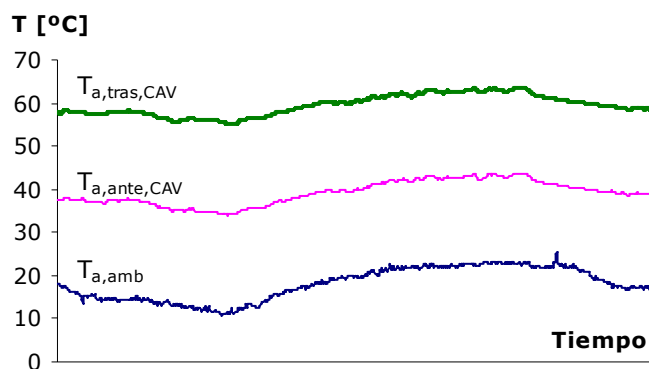


Figura 4.7. Evolución de la temperatura del aire en su camino a caldera

¿Cómo deberían considerarse cada uno de los aportes de energía que recibe el aire hasta llegar a caldera? En la Figura 4.8 aparece un esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha. La frontera se ha definido según los criterios descritos en la norma. Siguiendo dicha figura y según lo que acaba de explicarse a partir de la norma, el aporte de energía que recibe el aire a su paso por los VTF y los CAV se trataría de un aporte externo. Además el aire antes de llegar a estos equipos ha sufrido un precalentamiento debido al aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera y de otros flujos de calor. Estos aportes podrían considerarse como internos ya que la energía viene del propio sistema. Sin embargo, existe cierta ambigüedad en este caso al aplicar la norma dado que la energía que se aporta no es parte de la energía útil del sistema sino de la energía que se considera perdida (L_p) y, además, se realizan antes de que el sistema reciba otros externos en equipos que la norma considera fuera de la frontera. Por otro lado, hay que tener en cuenta que el aprovechamiento de parte de las pérdidas para precalentar el aire supone una mejora del sistema, por lo que debería reflejarse también en una mejora del rendimiento calculado.

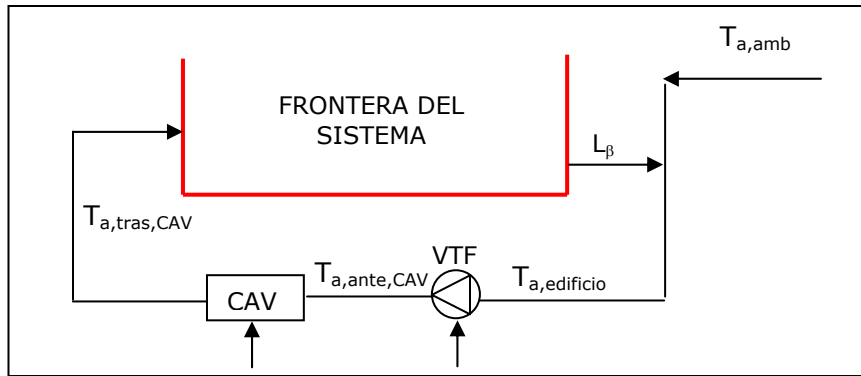


Figura 4.8. Aportes de energía al aire de combustión.

Ante el problema planteado para la interpretación del aprovechamiento de esta pérdida, en esta tesis se ha desarrollado un nuevo método para facilitar la forma de aplicar la norma ASME PTC 4-1998 (ASME, 1998), al cálculo del rendimiento energético de un sistema. Dicho método, que está recogido en el Anexo V, se basa en una correcta definición y asignación del tipo de flujos que atraviesan la frontera, permitiendo calcular el rendimiento energético de una unidad de generación de calor independientemente de la frontera elegida siempre que dicha unidad esté dentro de ella y se consideren todas las unidades que generan la misma energía útil, estén o no en el interior de la frontera. Los pasos a seguir para aplicar el método son:

- 1º. Definición de la ENERGÍA UTIL.
- 2º. Definición de la UNIDAD PRINCIPAL, es decir aquella de la que va a calcularse el rendimiento y que genera toda o parte de la energía útil.
- 3º. Determinar OTRAS UNIDADES relacionadas con la unidad principal y que pueden o no generar la misma energía útil.
- 4º. Elegir el SISTEMA y por tanto la frontera que va a utilizarse en el cálculo.
- 5º. Análisis de la tipología de los FLUJOS de energía que cruzan la frontera. El paso crítico de este método se encuentra precisamente en este punto, y en la necesidad de analizar detenidamente cada tipo de flujo aplicando correctamente su definición. Se han definido cuatro tipos de flujos:

ENTRADA (E): Todo flujo que entra al sistema sin haber tenido interacción previamente con él.

SALIDA (S): Todo flujo que abandona el sistema que no es energía útil.

RECIRCULACIÓN (R): Aquella salida que vuelve a entrar al sistema directamente, es decir, sin variar sus características en un equipo externo.

APROVECHAMIENTO (A): Aquella salida que vuelve al sistema tras sufrir una transformación o que se utiliza en otra unidad externa.

- 6º. Aplicación de la expresión para el CÁLCULO del RENDIMIENTO. El rendimiento energético de la unidad se obtendrá, en función de los flujos definidos anteriormente y del rendimiento del resto de unidades que generen la misma

energía útil (η') y que se encuentren relacionados con la primera, según la siguiente expresión.

$$(4.12) \quad \eta = \frac{E - S + R + A * \eta'}{E}$$

En el próximo apartado se aplica este método para el cálculo del rendimiento en calderas interiores, solucionándose de esta forma la posible ambigüedad de la norma a la hora de interpretar el aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección, y de otros flujos de calor, para precalentar el aire de entrada a caldera.

4.2.2.2 Aplicación del método de clasificación de flujos a calderas interiores.

Según acaba de exponerse, el cálculo del rendimiento de calderas interiores no resulta sencillo aplicando directamente la norma PTC 4-1998 (ASME, 1998), ya que no está claro como considerar el precalentamiento que sufre el aire aprovechando las pérdidas por radiación. Para solucionar este problema se va a aplicar el método de clasificación de flujos desarrollado en esta tesis. Las particularidades del método, que se ha descrito de forma resumida en el apartado anterior, se encuentran recogidas en el Anexo V.

En la Figura 4.9 aparece un esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha donde están señalados los distintos flujos de energía (combustible, créditos, pérdidas y energía útil). Se va a aplicar el método de clasificación de flujos para estimar el rendimiento de caldera suponiendo la frontera señalada en la figura y que coincide con el propio edificio en cuyo interior se encuentran todos los equipos²⁵.

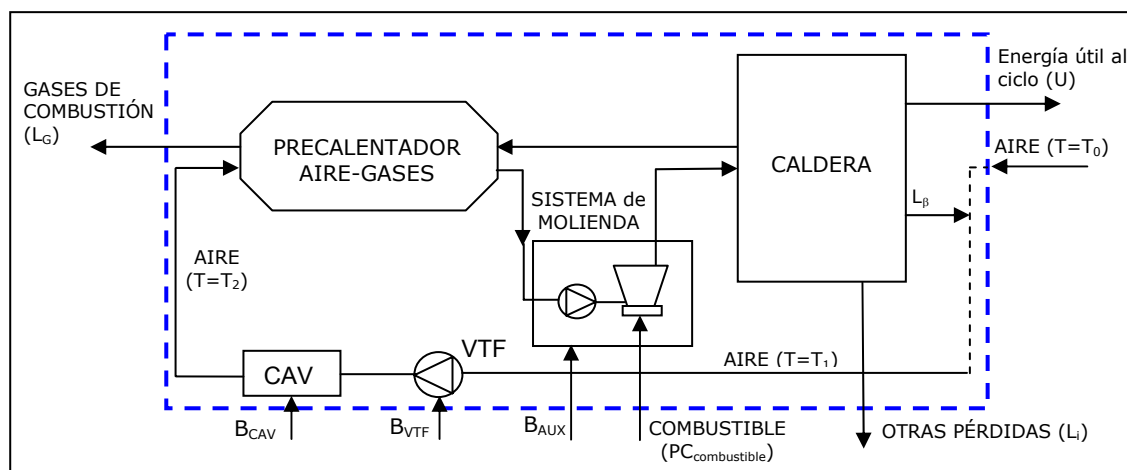


Figura 4.9 Esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha. Frontera Edificio de Caldera.

Siguiendo los seis pasos definidos en el apartado anterior para aplicar el método, y teniendo en cuenta la frontera definida en la figura anterior, el rendimiento se obtendría como:

²⁵ Se ha elegido esta frontera como ejemplo porque resulta la más intuitiva y sencilla a la hora de aplicar la metodología. El Anexo V recoge este mismo caso resuelto para otras cuatro posibles fronteras, entre ellas la definida por ASME. Se remite al lector a dicho anexo, donde podrá comprobar como en todos los casos el resultado final resulta ser el mismo.

- 1º **ENERGÍA ÚTIL:** Calor absorbido por el vapor del ciclo en la caldera (U).
- 2º **UNIDAD PRINCIPAL:** La caldera propiamente dicha.
- 3º **OTRAS UNIDADES:** Los precalentadores aire-gases, el sistema de molienda, los precalentadores aire-vapor (CAV) y los ventiladores de tiro forzado (VTF).
- 4º **SISTEMA DE CÁLCULO:** En este caso se van a considerar todos los equipos que se encuentran dentro del edificio de caldera, tomando como frontera dicho edificio.
- 5º Definición de **FLUJOS:**

ENTRADAS: Los flujos de energía que cruzan la frontera sin haber tenido interacción previa con el sistema son: el combustible ($PC_{\text{combustible}}$), el aire a temperatura ambiente ($B_a(T_0)$), el vapor de los precalentadores aire vapor (B_{CAV}), la energía eléctrica de accionamiento de los VTF (B_{VTF}) y la del sistema de molienda (B_{AUX}), que incluiría a los ventiladores de aire primario (VAP) y a los molinos.

$$(4.13) \quad E = PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{\text{CAV}} + B_{\text{VTF}} + B_{\text{AUX}}$$

SALIDAS: Los flujos que abandonan el sistema cruzando la frontera son, por un lado, los gases de combustión, cuya energía coincide con las pérdidas denominadas pérdidas por calor sensible en gases (término L_G), y por otro el flujo que se ha designado como otras pérdidas (L_i) y que incluiría todas las pérdidas definidas por la norma excepto las anteriores y las debidas a la transferencia de calor por convección y radiación a través de las paredes de caldera, ya que esta última no atraviesa la frontera sino que se aprovecha para calentar el aire dentro del propio edificio.

$$(4.14) \quad S = L_G + L_i$$

RECIRCULACIONES: No existen, ya que ninguna de las salidas vuelve a entrar directamente al sistema.

APROVECHAMIENTOS: No existen, ninguna de las salidas se aprovecha en un equipo externo para producir energía útil, ni vuelve al sistema habiendo sufrido una transformación.

- 6º **CÁLCULO del RENDIMIENTO:** Aplicando la ecuación (4.12) y sustituyendo en la misma los valores de E, S, R y A en función de las expresiones que acaban de obtenerse para este caso concreto, el rendimiento se obtendría según (4.15).

$$(4.15) \quad \eta = \frac{E - S + R + A \cdot \eta'}{E} = \frac{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{\text{VTF}} + B_{\text{CAV}} + B_{\text{AUX}} - L_{Gi} - L_i}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{\text{VTF}} + B_{\text{CAV}} + B_{\text{AUX}}}$$

Si se agrupan los términos convenientemente, la expresión final obtenida para el cálculo del rendimiento queda como sigue.

$$(4.16) \quad \eta = 1 - \frac{L_{Gi} + L_i}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{\text{VTF}} + B_{\text{CAV}} + B_{\text{AUX}}}$$

¿Qué significa realmente esta expresión? Si se comparan los términos de esta ecuación con la obtenida para el cálculo del rendimiento aplicando el método de pérdidas separadas (4.6), se tiene que:

- Como pérdidas se están contabilizando todas excepto las de radiación y convección a través de las paredes de caldera.
- Como entradas de energía se tiene: La energía del combustible, los aportes externos (sistema de molienda, ventiladores de tiro forzado y precalentadores aire-vapor), y por último la energía del aire a temperatura ambiente.

Por lo tanto, aunque como ya se ha dicho en repetidas ocasiones, el aire se precalienta aprovechando las pérdidas antes de llegar a caldera, esta energía adicional no se contabilizaría como parte de la que entra. ¿Tiene esto sentido? Volviendo al apartado 4.2.2.1, donde se ha explicado cómo calcular la energía que entra con el aire, puede comprobarse que lo que realmente se está haciendo es considerar el aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección como un aporte de energía interno. El aire se precalienta utilizando energía que viene del propio sistema y que deja de contabilizarse como una energía que se pierde. Por su parte a la energía aportada al aire en los VTF y en los CAV se les da el mismo tratamiento que a otros aportes externos y que la norma considera créditos (como puede ser, por ejemplo, la energía eléctrica de accionamiento del sistema de molienda, B_{AUX}). Por tanto, aunque la norma ASME para el cálculo de rendimiento de caldera (ASME, 1998) no especifica de forma explícita como deben tenerse en cuenta las pérdidas aprovechadas, sí que una interpretación adecuada del tipo de flujos puede conducir a la misma consideración que aquí se propone.

Por otro lado, aunque la forma en que van a considerarse las pérdidas por radiación y convección pueda parecer algo extraña, en realidad se les va a dar el mismo tratamiento que la norma define para el aprovechamiento de otras como es el caso de parte de las pérdidas por calor sensible en gases. Estos, que salen de caldera a alta temperatura, atraviesan el precalentador aire-gases antes de abandonar la frontera, ya que la norma incluye este equipo dentro de la misma. Para calcular el crédito del aire se toma T_i como la temperatura antes de precalentador, considerando la energía que transmiten los gases al aire como un aporte interno. Por su parte, se considera que los gases abandonan la frontera con una energía (pérdida) igual a la que llevaban a la salida de caldera menos la que han cedido para calentar el aire.

Por último, señalar que en el Anexo V se demuestra que considerar el aprovechamiento de las pérdidas de radiación y convección de esta forma queda reflejado en el valor del rendimiento calculado, ya que este es mayor que el que se obtendría para la misma caldera, con los mismos equipos, pero suponiendo que se tratara de una caldera exterior.

4.2.2.3 Consideraciones particulares para el caso de la C.T. de Escucha.

Dado que la caldera de la C.T. de Escucha es una caldera interior, se va a calcular el rendimiento siguiendo la expresión definida en el apartado anterior, de forma que se considera que el aire entra a temperatura ambiente y que el aumento que sufre desde esta hasta la que lleva a la entrada de los ventiladores de tiro forzado es debido al aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera. Sin embargo, se ha comprobado que si se calcula la energía necesaria para conseguir ese incremento de

temperatura, esta es mayor que la energía que suponen dichas pérdidas, es decir, existe otro aporte de energía adicional.

A partir de los datos registrados en planta se han calculado, en distintas situaciones, los aportes de energía que el aire recibe para pasar desde la temperatura ambiente hasta la de entrada al ventilador (Tabla 4.2). El aporte total sería la suma del valor de las pérdidas por radiación y convección en caldera, obtenidas según se describe en el siguiente apartado (L_p), y lo que se ha designado como "aporte adicional", que como puede comprobarse es mayor al anterior en todos los casos. Esto supone, por un lado, que, en esta planta, todas las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera se aprovechan para precalentar el aire (lo que ya se había supuesto en los cálculos anteriores), pero además significa que existe un aporte de energía adicional que no aparece reflejado en ninguno de los términos de cálculo.

Tabla 4.2. Aportes de energía al aire desde el ambiente hasta la entrada al precalentador a plena carga.

Temp. Amb. (°C) $T_{a,amb}$	Temp. dentro del edificio (°C) $T_{a,ante,VTF}$	Aporte total de energía al aire (kJ/kg)	L_p (kJ/kg)	Aporte adicional (kJ/kg)
-3,0	32,5	233	66,7	166,3
-1,6	29,1	232	64,0	168,0
4,1	32,6	209,3	54,4	154,9
7,4	34,5	203,9	49,5	154,4
12,2	43,7	224,3	48,3	176,2
16,8	32,2	122,2	44,1	78,1
20,0	36,6	128,9	37,8	91,1
27,0	40,0	108,1	28,3	79,8

¿De dónde puede provenir esta energía? Según se indica en el Anexo I, en el que se describe las principales características de esta planta, dentro del edificio, además de la caldera propiamente dicha, se encuentran otros equipos y sistemas. Algunos de éstos ya se han señalado en cálculos anteriores, como es el caso del sistema de molienda. Sin embargo hay otros, como los conductos de aire primario y secundario, conductos de vapor a turbina y de turbina a caldera, bañera de cierre de caldera (donde caen las escorias), tolvas de cenizas posteriores (donde se recogen parte de las cenizas que no son arrastradas por los gases de salida), además de todo un sistema de auxiliares de menor tamaño, que no se han tenido en cuenta hasta el momento. Todos estos equipos, dado que trabajan con fluidos a alta temperatura, es muy probable que tengan pérdidas por transferencia de calor a través de sus paredes. Esta energía se aprovecharía también, en este caso, para precalentar el aire. Para todos estos flujos el tratamiento que se va a dar es el mismo que para las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera, es decir no considerar las pérdidas de energía que esos flujos supondrían y tampoco la energía que aportan al aire.

Existe una excepción a este tratamiento en el caso de la *energía eléctrica* de accionamiento del sistema de molienda (molinos y ventiladores de aire primario). Esta energía, según se ha visto en el cálculo del rendimiento, se está contabilizando como una entrada, B_{AUX} . De toda ella, una parte se transforma en energía térmica en ese punto y llega directamente a la caldera con el aire primario y el combustible, pero otra se perderá por transferencia de calor a través de sus paredes. Esta se utilizará para calentar el aire del edificio y por lo tanto, si se quisiera

contabilizar igual que el resto de aportes debería no tenerse en cuenta como crédito. Determinar qué fracción de toda la energía aportada por el accionamiento del sistema de molienda sigue este camino resulta muy complicado, por lo que no se va a tener en cuenta en el cálculo del rendimiento. De esta forma la expresión utilizada seguirá siendo la obtenida anteriormente, ecuación (4.16).

Por último, en las gráficas de la Figura 4.10 aparecen la evolución de la temperatura del aire en distintos puntos del circuito (temperatura ambiente, ante y tras precalentador aire-vapor) en un día caluroso (A) y en otro frío (B).

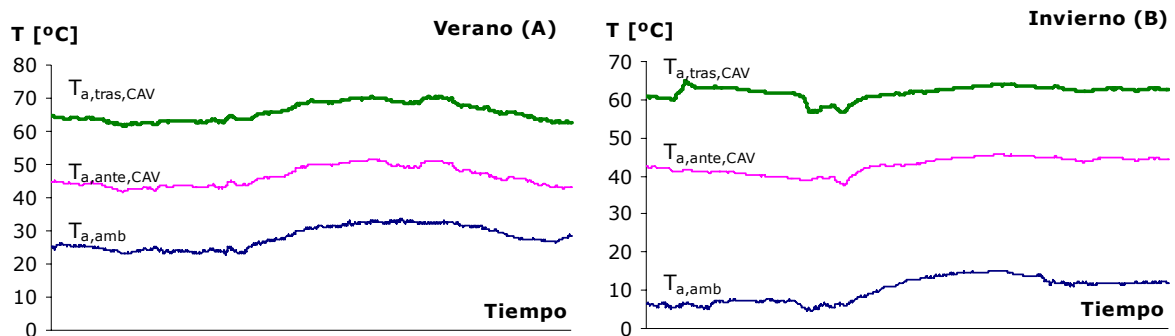


Figura 4.10. Evolución temperatura del aire

A la vista de los valores presentados en ambas gráficas, es importante puntualizar dos cosas:

1. En los días muy calurosos (A), cuando la temperatura del aire ambiente es muy elevada el precalentamiento del aire es muy pequeño ($\approx 20^{\circ}\text{C}$), por lo que existirá un flujo de energía hacia el exterior que no va a contabilizarse como pérdida adicional siempre que las pérdidas por radiación, que son las únicas estimables, sí que se utilicen totalmente para precalentar el aire. Durante el periodo en el que se dispone de datos (de Octubre a Junio) en ningún caso las pérdidas por radiación y convección fueron superiores a la energía que recibe el aire antes de llegar al VTF.
2. Por el contrario, en los días muy fríos (B), las ventanas y puertas se mantienen cerradas para evitar las pérdidas de energía al exterior. Parte del aire provendrá de otros edificios contiguos con lo que existirá, sin duda, un porcentaje de aporte externo que no se ha tenido en cuenta en el cálculo del rendimiento. Para cuantificar cuanto afecta dicho aporte en el valor final estimado para el rendimiento de caldera, en la Tabla 4.3 pueden compararse los valores de η_1 y η_2 . El primero se ha obtenido a partir de la expresión (4.16), es decir, sin considerar ningún aporte adicional. El segundo (η_2) se obtendría suponiendo que además del aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera existe otro aporte de energía que se utiliza para precalentar el aire desde la temperatura ambiente hasta la de entrada al ventilador de tiro forzado. Puede comprobarse como ambos valores son muy similares ($\eta_1 \approx \eta_2$), con una variación algo mayor en los días muy fríos.

Tabla 4.3. Influencia en el rendimiento del precalentamiento del aire dentro del edificio

$T_{a,amb}$ (°C)	$\Delta T_{edificio}$ (°C)	$T_{a,ante VTF}$ (°C)	$L\beta$ (kJ/kg)	Sin considerar aporte externo		Considerando aporte externo	
				$B_{AIRE,1}$ (kJ/kg)	Rendimiento (η_1)	$B_{AIRE,2}$ (kJ/kg)	Rendimiento (η_2)
-1	41,85	40,85	77	-260,1	91,43	81,71	91,59
4,1	29,04	33,14	81,24	-209,0	90,72	0,35	90,82
9,5	31,27	40,77	62,14	-153,2	91,48	97,68	91,59
17,1	24,22	41,32	51,27	-78,16	91,5	113,1	91,58
23,4	13,61	37,01	49,76	-16,21	91,92	70,29	91,95

Hay que tener en cuenta además, que en el cálculo de rendimiento η_2 no se ha diferenciado entre lo que sería realmente un posible "aporte externo" y lo que se debería al aprovechamiento de "otras pérdidas" señalado anteriormente, por lo que la diferencia final sería todavía menor. Dado que realizar esta diferenciación resulta muy complicado y que además no tiene una repercusión significativa sobre el rendimiento, no va a tenerse en cuenta. Además el error, si se comete, se hará indistintamente y de la misma forma, en co-combustión que funcionando solo con carbón, que serán las situaciones que finalmente se compararán, por lo que no debería afectar al análisis de los resultados finales.

En resumen, se va a considerar que el aire se precalienta utilizando un conjunto de pérdidas internas al sistema que previamente no se han contabilizado como tales.

4.2.3 Cálculo del rendimiento de caldera de la C. T. de Escucha.

4.2.3.1 Definición del sistema.

Teniendo en cuenta las particularidades de la planta y según lo expuesto en apartados anteriores, en este se va a presentar cómo se ha estimado el rendimiento de la caldera de la C. T. de Escucha a partir de los datos recogidos en las pruebas. El cálculo de este rendimiento, por el método directo e indirecto, junto con el modelo de ciclo, que se presentará en el apartado 4.3 y a partir del cual se estimará el calor absorbido en caldera por el vapor, permitirán obtener la energía del combustible que entra a caldera, variable que se va a tomar como referencia para la comparación de la situación en co-combustión y en funcionamiento habitual.

En el apartado 4.2.2 de este capítulo se ha obtenido la expresión general que va a utilizarse para el cálculo del rendimiento en *calderas interiores* (como es el caso de la C.T. de Escucha) cuya particularidad reside, como ya se ha señalado, en que al encontrarse dentro de un edificio y no en contacto directo con el ambiente se utilizan las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera y otros flujos de energía para precalentar el aire y mejorar por tanto la eficiencia de la misma. Antes de aplicar la expresión de cálculo es necesario fijar la frontera del sistema, que en este caso se ha decidido que sea la propuesta por la norma. Los equipos que se encontrarían dentro de esta frontera en el caso de la planta que se está estudiando serían la caldera, el sistema de molienda y el precalentador aire-gases. El esquema simplificado quedaría según la Figura 4.11.

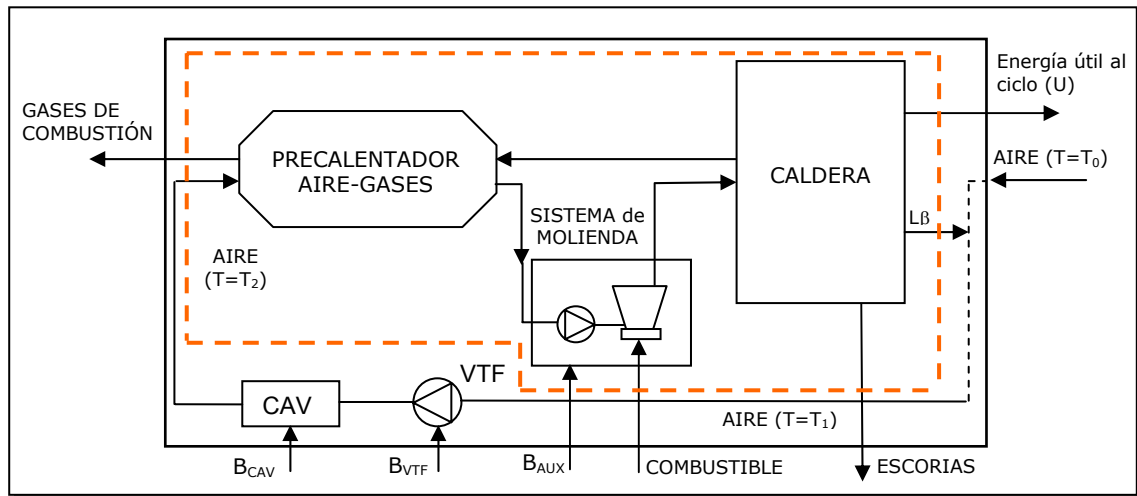


Figura 4.11. Esquema simplificado del circuito aire-gases de la C.T. de Escucha. Frontera de cálculo.

Atendiendo a la frontera que acaba de definirse, teniendo en cuenta que el objetivo último de la estimación del rendimiento en esta tesis es poder comparar la situación en co-combustión con la utilización exclusiva de carbón y que se está trabajando en una caldera interior, la Figura 4.12 representa el balance de energía en la caldera y el circuito aire gases, según las entradas (créditos) y salidas (pérdidas) que van a considerarse en el cálculo definitivamente. En los apartados 4.2.3.3 y 4.2.3.4, se expondrá como se ha obtenido cada uno de los términos teniendo en cuenta las condiciones particulares de trabajo de la C. T. de Escucha y los datos disponibles.

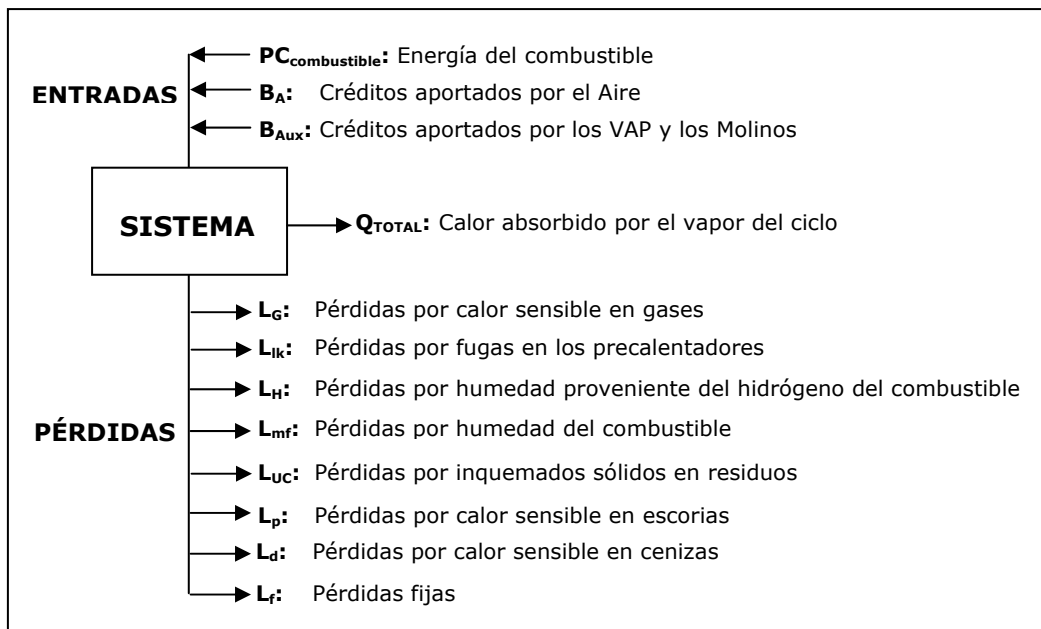


Figura 4.12. Balance de energía en la caldera y el circuito aire-gases.

4.2.3.2 Datos de partida y cálculo de propiedades

Para poder calcular el rendimiento de caldera es necesario conocer o estimar sus parámetros de funcionamiento, así como las características de los combustibles utilizados. Como ya se ha explicado en el Capítulo 3, durante las pruebas en funcionamiento real llevadas a cabo en la planta se disponía de un sistema de adquisición de datos en continuo y un analizador de gases situado a la salida de caldera, por lo que se dispone de las temperaturas en distintos puntos del circuito aire gases y de la composición de los gases. Además se realizaron tomas de muestras de combustibles y residuos. De las muestras de carbón y biomasa se dispone de análisis elemental e inmediato, mientras que de las de cenizas volantes y escorias solo inmediato.

En cada prueba se tomaron tres muestras de biomasa durante la descarga del silo de almacenamiento en la etapa de co-combustión. Para el cálculo del rendimiento en cada prueba se ha considerado que la composición y poder calorífico de la biomasa utilizada era el valor promedio de las tres muestras. Por otro lado, aunque también se recogieron muestras de carbón pulverizado a la salida de los molinos en los días de prueba, finalmente se ha optado por tomar para este cálculo el análisis de carbón diario, que se encuentra a temperatura ambiente y sin secar, ya que se considera que esto define mejor las condiciones del combustible fósil al cruzar la frontera (fijada antes de molinos).

Respecto a la composición de cenizas y escorias, atendiendo a lo que dicta la norma para el cálculo del rendimiento (ASME, 1998), a la hora de determinar el carbono que llevan los residuos sólidos y que, por tanto, será la parte cuantificada como una pérdida, sería necesario disponer del análisis elemental de las muestras recogidas y corregir la cantidad de carbono por CO₂, según establecen los procedimientos ASTM D5373 (ASTM, 2008a) y ASTM D1756 (ASTM, 2007b) respectivamente. Sin embargo, en el caso que se está evaluando solo se dispone del análisis inmediato de las muestras, es decir, se conoce el contenido en cenizas, humedad, carbono fijo y volátiles para cada una de ellas. Partiendo de estos datos, existen dos posibilidades a la hora de definir qué se considera como inquemados en residuos:

- Opción I: Considerar solo el carbono fijo como inquemado, lo que supondría que la fracción de carbono que llevarán los volátiles no se estaría cuantificando como pérdida.
- Opción II: Considerar como inquemados la suma del carbono fijo y los volátiles. En el caso de las calderas de combustible pulverizado, estas dos fracciones coinciden con el parámetro LOI (Loss of Ignition) (Fan y Brown (2001), Schobert et ál. (2002), Moreno-Palmarola (2002) y ha sido la práctica habitual a la hora de cuantificar los inquemados. Esto supondría una mayoración de las pérdidas, ya que no toda la fracción de volátiles es carbono y sin embargo se estaría considerando como si lo fuera.

Ninguna de las dos opciones sería, por tanto, la correcta. Sin embargo, teniendo en cuenta que no resultó posible realizar *a posteriori* un análisis elemental de las muestras, que la bibliografía consultada predice que en el caso de calderas de combustible pulverizado los volátiles están formados por sustancias que pueden considerarse también como una pérdida (Fan y Brown, 2001), y una vez analizada la evolución de ambas fracciones en las muestras (ver Capítulo 3), se ha considerado más adecuada la segunda opción para cuantificar los inquemados, es decir, tomar como tales la suma del carbono fijo y de los volátiles. Por otro lado, como el objetivo de esta tesis es comparar las situaciones de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión, si se toma el mismo criterio para ambos periodos el resultado obtenido prácticamente no debería

verse influenciado. No obstante, se considera oportuno señalar que, para estudios futuros, resultaría conveniente contar con el análisis elemental de las muestras de residuos para una mejor cuantificación del carbono inquemado y, por tanto, de las pérdidas asociadas.

Según se ha descrito en el Capítulo 3, solo se dispone de muestras de cenizas volantes y escorias los días de prueba (una muestra antes de iniciarse la alimentación de biomasa, otra durante el periodo de co-combustión y una o dos después). A partir de los valores disponibles, una vez analizados y teniendo en cuenta la influencia que sobre los mismos tienen las condiciones en las que estuviera trabajando la planta al recoger la muestra, el criterio seguido para asignar los inquemados a cada periodo ha sido el siguiente:

- (1) Para el periodo en co-combustión de cada prueba se ha tomado la segunda muestra recogida siempre en la etapa de co-combustión.
- (2) Para el periodo sin co-combustión del propio día de la prueba, la primera muestra, recogida durante la primera etapa con carga estable.

La Tabla 4.4 recoge los valores considerados para cada día de prueba y para cada periodo.

Tabla 4.4. Asignación de inquemados en cenizas volantes y escorias

		Inquemados en escorias Inq _{esc} (%)		Inquemados en cenizas volantes Inq _{cv} (%)	
		Sin co-combustión	En co-combustión	Sin co-combustión	En co-combustión
Pruebas a plena carga	Pr. 1	0,68	0,29	1,24	1,26
	Pr. 2	0,25	0,30	1,11	1,15
	Pr. 3	0,40	0,36	2,14	2,10
	Pr. 4	0,97	0,90	1,62	1,31
	Pr. 5	0,09	0,06	0,94	1,64
	Pr. 6	0,26	0,10	0,47	1,14
	Pr. 7	0,19	0,67	0,90	1,29
	Pr. 8	0,26	0,23	1,33	1,46
	Pr. 9	0,52	1,08	2,79	2,71
	Pr. 16	0,95	0,41	3,87	2,88
Pr. 17	0,66	0,41	2,26	2,43	
Pruebas a media carga	Pr. 10	10,01	4,10	5,29	2,57
	Pr. 11	5,24	3,47	4,10	2,22
	Pr. 12	4,09	3,65	5,61	3,22
	Pr. 13	3,41	2,81	4,92	3,11
	Pr. 14	1,67	0,67	3,07	1,73
	Pr. 15	8,27	6,13	5,84	4,11

Como se explicará en el último apartado de este capítulo, no solo se va a calcular el rendimiento los días de prueba, sino que se van a comparar los resultados en co-combustión con los obtenidos otros días funcionando con solo carbón. Para éstos no se dispone de muestras de cenizas volantes y escorias (sí de carbón) por lo que, para minimizar en la medida de lo posible el error cometido en el cálculo de la pérdida asociada a inquemados, se tomará como valor de combustible inquemado (lo que en se va a denominar *Inquemados*), el estimado para los

periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba. Aunque el criterio elegido resulta adecuado teniendo en cuenta los datos disponibles, al no contar con las muestras reales se estará cometiendo cierto error.

Para el cálculo de la entalpía del aire se van a utilizar directamente las bibliotecas de las que dispone la herramienta de cálculo utilizada, el programa EES (Engineering Equation Solver, Klein S.A. (2012)). Se ha comprobado que los resultados son prácticamente iguales que si se utilizan las expresiones dictadas por la norma. Los gases de combustión se van a tratar como una mezcla de gases ideales. Su composición, siguiendo los cálculos de combustión habituales para este tipo de instalaciones (Salvi, 1975), se obtiene en función de la composición del combustible empleado y del porcentaje de oxígeno, dado que el porcentaje de CO en gases se considera despreciable (según se ha visto en el Capítulo 3 las emisiones de CO, una vez tratados los datos, no superaban los 20 mg/Nm³ en ninguna de las pruebas).

La entalpía de los gases de salida se calcula a partir de la composición en tanto por ciento en peso de los gases secos y de la entalpía de cada una de las sustancias que componen el gas (CO₂, O₂, N₂ y SO₂). Se usarán también para este caso las bibliotecas disponibles en el programa (Klein S.A., 2012).

$$(4.17) \quad h_p = \sum_i (r_i \cdot h_{p_i}) ; i = \text{Componente de los gases}$$

$$r_i = \% \text{ en peso del componente } i \text{ [kg / kg de gases]}$$

Por último, las Tablas 4.5 y 4.6 recogen aquellas variables cuyos valores se han tomado como dato para el cálculo del rendimiento. La segunda columna indica el nombre que se le ha asignado a las variables a lo largo de este capítulo, mientras que la tercera y cuarta muestran, respectivamente, el nombre y las unidades utilizados en el programa de cálculo, cuyo listado puede revisarse en el Anexo VII. La última columna indica de donde se ha obtenido el valor de cada variable.

Tabla 4.5. Datos de planta utilizados para el cálculo del rendimiento de caldera. Nomenclatura.

Variable	Nombre 1	Nombre 2	Unidades	Fuente
Temperaturas del Circuito AIRE-GASES				
Aire atmosférico	T _{a,amb}	T_amb	°C	Sistema de adquisición de datos
Aire antes de los precalentadores aire-vapor	T _{a,ante,CAV}	T_a_ante_CAV	°C	Sistema de adquisición de datos
Aire tras los precalentadores aire-vapor	T _{a,tras,CAV}	T_a_tras_CAV	°C	Sistema de adquisición de datos
Gases a la entrada del precalentador aire-gases	T _{g,ent}	T_g_ent	°C	Analizador de gases
Gases a la salida del precalentador aire-gases	T _{g,sal}	T_g_sal	°C	Sistema de adquisición de datos

Tabla 4.6. Analíticas utilizadas para el cálculo del rendimiento de caldera. Nomenclatura.

Variable	Nombre 1	Nombre 2	Unidades	Fuente
Analítica de combustibles				
BIOMASA				
Humedad		hu_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Cenizas		ce_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Azufre		S_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Carbono		C_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Hidrógeno		H_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Nitrógeno		N_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Oxígeno		O_biomasa	% en masa	Análisis muestras días de pruebas
Poder Calorífico Superior		PCS_biomasa	kJ/kg	Análisis muestras días de pruebas
Poder Calorífico Inferior		PCI_biomasa	kJ/kg	Análisis muestras días de pruebas
CARBÓN				
Humedad		hu_carbón	% en masa	Análisis diario
Cenizas		ce_carbón	% en masa	Análisis diario
Azufre		S_carbón	% en masa	Análisis diario
Carbono		C_carbón	% en masa	Análisis diario
Hidrógeno		H_carbón	% en masa	Análisis diario
Nitrógeno		N_carbón	% en masa	Análisis diario
Oxígeno		O_carbón	% en masa	Análisis diario
Poder Calorífico Superior		PCS_carbón	kJ/kg	Análisis diario
Poder Calorífico Inferior		PCI_carbón	kJ/kg	Análisis diario
Analítica de cenizas				
Carbono fijo en escorias	Inq _{esc}	Inq _{es}	-	Análisis muestras días de pruebas
Carbono fijo en cenizas volantes	Inq _{cv}	Inq _{cv}	-	Análisis muestras días de pruebas
Analítica de gases				
Oxígeno en gases a la entrada de precalentador	O _{2,ent}	O2_entrada	(%)	Sistema de adquisición de datos
Oxígeno en gases a la salida de precalentador	O _{2,sal}	O2_salida	(%)	Sistema de adquisición de datos

4.2.3.3 Cálculo de las pérdidas de energía del sistema

Para el cálculo del rendimiento mediante el método indirecto, con las particularidades comentadas en el apartado 4.2.2, y siguiendo el balance de energía que aparece en la Figura 4.12, las pérdidas que van a considerarse son: pérdidas por calor sensible en gases secos (I_G), pérdidas por fugas en los precalentadores (I_{fk}), pérdidas por humedad del combustible (I_{Hf}), pérdidas por humedad proveniente del hidrógeno del combustible (I_{mf}), pérdidas por inquemados sólidos en residuos (I_{UC}), pérdidas por calor sensible en escorias (I_p) y pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (I_d).

Además de estas, se asignará un valor de pérdidas fijas que englobará a todas las no medidas (L_f) y se estimarán las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera (L_β) aunque no vayan a tenerse en cuenta para el cálculo del rendimiento final según lo

explicado en el apartado 4.2.2. A continuación se describe cómo se realiza el cálculo de las distintas pérdidas según lo que dicta la norma, aplicado a las condiciones particulares de la C. T. de Escucha, y a partir de los datos recogidos en planta.

- **Pérdidas por calor sensible en gases secos, I_G ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{combustible}}$):** Contabiliza las pérdidas debidas a la entalpía de los gases de combustión secos que abandonan el sistema a temperatura $T_{g,\text{sal},c}$. La expresión utilizada para su cálculo es la siguiente:

$$(4.18) \quad I_G = m_{g,\text{ent}} \cdot [h_g(T_{g,\text{sal},c}) - h_g(T_{AR})]$$

donde: $m_{g,\text{ent}}$: Masa de gases de combustión por unidad de combustible ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$). Se obtiene, aplicando la norma, a partir de los cálculos de combustión.

h_g : Entalpía de los gases (kJ/kg)

$T_{g,\text{sal},c}$: Temperatura de los gases a la salida del precalentador aire-gases sin considerar fugas ($^{\circ}\text{C}$).

Para obtener esta última temperatura es necesario resolver el modelo de fugas en el precalentador aire-gases. Según la norma ASME PTC 4.3 (ASME, 1968), se considerará como hipótesis que solo existen fugas del lado aire al lado gas y que estas tienen lugar en el lado frío (entrada del aire y salida del gas) donde se tiene la mayor diferencia de presiones entre ambos flujos. El caudal de aire fugado ($m_{a,\text{fugado}}$) y la temperatura de gases a la salida del precalentador antes de fugas ($T_{g,\text{sal},c}$), se obtienen, según la Figura 4.13, resolviendo el sistema formado por las ecuaciones (4.19), (4.20) y (4.21) que corresponden, respectivamente, al balance de masa y de energía a la mezcla y al balance de oxígeno en el precalentador a partir de datos de planta.

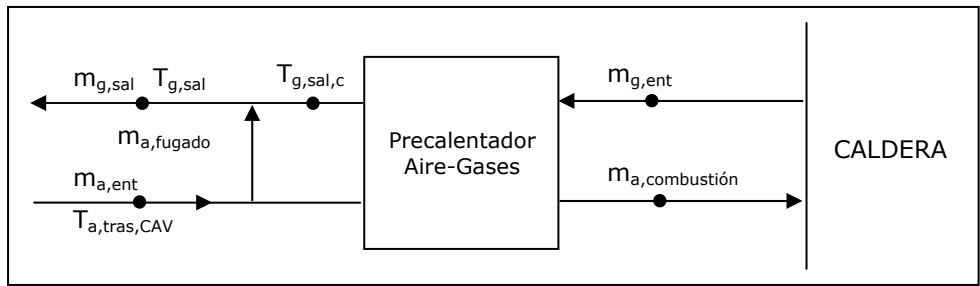


Figura 4.13. Esquema del precalentador aire-gases

$$(4.19) \quad m_{g,\text{sal}} = m_{g,\text{ent}} + m_{a,\text{fugado}}$$

$$(4.20) \quad m_{g,\text{ent}} \cdot [h_g(T_{g,\text{sal},c}) - h_g(T_{g,\text{sal}})] = m_{a,\text{fugado}} \cdot [h_a(T_{g,\text{sal}}) - h_a(T_{a,\text{tras,CAV}})]$$

$$(4.21) \quad m_{g,\text{sal}} \cdot O_{2,\text{sal}} = m_{g,\text{ent}} \cdot O_{2,\text{ent}} + m_{a,\text{fugado}} \cdot 21$$

- **Pérdidas por fugas en el precalentador, I_{IK} (kJ/kg_{combustible}):** Debido a las infiltraciones o fugas que existen en el precalentador aire-gases, parte de la energía que entra con el aire, y que se va a contabilizar como una entrada de energía al sistema, no llega a utilizarse en caldera. Según puede comprobarse en la Figura 4.13 y teniendo en cuenta las hipótesis anteriores, esta energía sale directamente junto con los gases de combustión. Aplicando la expresión de la norma para el caso particular que se está analizando, estas pérdidas se calcularían como:

$$(4.22) \quad I_{IK} = m_{a,fugado} \cdot [h_a(T_{a,tras,CAV}) - h_a(T_{AR})]$$

donde: $m_{a,fugado}$: Masa de aire por unidad de combustible (kg/kg_{combustible}) que pasa del lado aire al lado gas en el precalentador. Se obtiene a partir de la resolución del sistema de ecuaciones asociado al modelo de fugas que acaba de presentarse.

h_a : Entalpía del aire (kJ/kg)

$T_{a,tras,CAV}$: Temperatura del aire tras pasas por el precalentador aire-vapor y que coincide con la de entrada al precalentador aire-gases (°C).

- **Pérdidas por humedad proveniente del hidrógeno del combustible, I_H (kJ/kg_{combustible}):** Este término contabiliza la energía que se pierde al evaporar el agua que se forma a partir del hidrógeno que contiene el combustible y que sale como vapor de agua con los gases de combustión. La expresión que va a utilizarse para su cálculo es:

$$(4.23) \quad I_H = 8,936 \cdot H \cdot [h_{vG} - h_{RW}]$$

donde: H : Contenido de hidrógeno del combustible en tanto por uno.

h_{vG} : Entalpía del vapor de agua contenido en los gases de combustión a la salida, a presión parcial y a la temperatura de los gases (kJ/kg_{agua}). Para simplificar se considera que la presión parcial es de 1 psia (68 mbar).

h_{RW} : Entalpía del agua líquida a la temperatura y presión de referencia (kJ/kg_{agua}).

El número 8,936 que aparece en la fórmula anterior indica la cantidad de agua producida por cada unidad de hidrógeno quemado (kg_{agua}/kg_{hidrógeno}).

Cuando el cálculo del rendimiento se realiza sobre el poder calorífico inferior, el valor de h_{RW} se calcula como:

h_{RW} : Entalpía del agua, supuesto comportamiento de Gas Ideal, a la temperatura de referencia (kJ/kg_{agua}).

- **Pérdidas por la humedad del combustible, I_{mf} (kJ/kg_{combustible}):** Parte de la energía del combustible se utiliza en evaporar el agua que él mismo contenía y que se pierde en forma vapor en los gases de combustión. Esta pérdida se obtiene como:

$$(4.24) \quad I_{mf} = Hu \cdot [h_{vG} - h_{Rw}]$$

donde: Hu: Humedad del combustible en tanto por uno

h_{vG} , h_{Rw} : Se trata de las mismas variables que las explicadas para el cálculo de las pérdidas por el hidrógeno del combustible tanto sobre el poder calorífico superior como inferior.

- **Pérdidas por inquemados, I_{UC} (kJ/kg_{combustible}):** En este término se contabilizan las pérdidas debidas a la fracción de carbono que no ha sufrido combustión y que aparece directamente en las escorias y en las cenizas volantes. La expresión para el cálculo es:

$$(4.25) \quad I_{UC} = \text{Inquemados} \cdot PC_{\text{inquemados}}$$

donde: Inquemados: Indica los kilogramos de inquemados que se obtienen por kilogramo de combustible. Conocido el contenido de inquemados (Inq) en cenizas y en escorias a partir de los análisis realizados, y estimando que de todos los residuos el 30% son escorias y el 70% son cenizas volantes (MINER, 1988), este valor puede calcularse según la siguiente ecuación:

$$(4.26) \quad \text{Inquemados} = \frac{Ce \cdot (0,7 \cdot \text{Inq}_{cv} + 0,3 \cdot \text{Inq}_{esc})}{1 - (0,7 \cdot \text{Inq}_{cv} + 0,3 \cdot \text{Inq}_{esc})}$$

donde Ce indica el contenido en cenizas, en tanto por uno, del combustible e Inq_{cv} e Inq_{esc} el tanto por uno de carbono fijo más volátiles en cada uno de los residuos (Tabla 4.4).

Este es el valor que una vez estimado para el periodo de funcionamiento solo con carbón del día de la prueba, se tomará como dato para el cálculo del rendimiento en otros días en los que no se llevo a cabo ninguna prueba y que se han usado también para la comparativa de resultados (ver apartado 5.3.5).

$PC_{\text{inquemados}}$: Poder calorífico de los inquemados. Según indica la propia norma este valor es el poder calorífico del carbono, que es 33.727 kJ/kg.

- **Pérdidas por calor sensible en escorias, I_p (kJ/kg_{combustible}):** Con esta pérdida se contabiliza la parte de energía que se llevan las escorias que se extraen de la caldera. En el caso de la C.T. de Escucha estas escorias caen a la bañera situada en la parte inferior y que actúa como cierre de la propia caldera. De allí son extraídas, ya frías,

mediante una cinta transportadora que las conduce hasta el exterior del edificio de caldera. Estas pérdidas vendrán dadas por la siguiente expresión:

$$(4.27) \quad I_p = m_{esc} \cdot h_{esc}$$

donde: m_{esc} : Masa de escorias por unidad de combustible ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$). Este valor puede obtenerse a partir del porcentaje en cenizas del combustible, el porcentaje de inquemados en cenizas y escorias, y teniendo en cuenta el coeficiente de reparto entre estos dos residuos (4.28).

$$(4.28) \quad m_{esc} = \frac{0,3 \cdot Ce}{1 - (0,7 \cdot \text{Inq}_{cv} + 0,3 \cdot \text{Inq}_{esc})}$$

El valor de este caudal de escorias también puede obtenerse según la ecuación (4.29). Esta es la expresión que se ha utilizado para los días sin prueba, dado que solo se dispone del dato de Inquemados atendiendo a la asignación que se ha optado seguir para los días en los que no se dispone de muestras de residuos.

$$(4.29) \quad m_{esc} = 0,3 \cdot (Ce + \text{Inquemados})$$

h_{esc} : Entalpía de las escorias al cruzar la frontera (kJ/kg). Para calcularla se ha tomado la expresión general que indica la norma para la obtención de la entalpía de los diferentes residuos en función de su temperatura.

$$(4.30) \quad h_{esc} = 0,6987 \cdot T_{esc} + 8,009e^{-4} \cdot T_{esc}^2 - 3,857e^{-7} \cdot T_{esc}^3 - 17,96$$

Se ha supuesto que la temperatura a la que las escorias abandonan el edificio (T_{esc}) es la misma que existe en el interior de este. Esta temperatura se ha estimado como la temperatura del aire de combustión antes de los ventiladores de tiro forzado.

- **Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes, I_d ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{combustible}}$):** Con esta pérdida se contabiliza la parte de energía que se llevan las cenizas volantes que salen del sistema junto con los gases de combustión. Se considera que la temperatura de estas cenizas es igual a la de los gases de combustión antes de fugas. La expresión utilizada para su cálculo es la siguiente:

$$(4.31) \quad I_d = m_{cv} \cdot h_{cv}$$

donde: m_{cv} : Masa de cenizas volantes por unidad de combustible ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$). Este valor puede obtenerse igual que el de escorias pero teniendo en cuenta que las cenizas suponen el 70% del total de los residuos, según las ecuaciones (4.32) o (4.33).

$$(4.32) \quad m_{cv} = \frac{0,7 * Ce}{1 - (0,7 * Inq_{cv} + 0,3 * Inq_{esc})}$$

$$(4.33) \quad m_{cv} = 0,7 \cdot (Ce + Inquemados)$$

h_{cv} : Entalpía de las cenizas volantes que salen del sistema junto con los gases de combustión. Para su cálculo se tomará la misma expresión que para las escorias, ecuación (4.30), pero teniendo en cuenta que en este caso la temperatura de cálculo será la de los gases de combustión antes de fugas ($T_{g,sal,c}$).

- **Pérdidas fijas, I_f (kJ/kg_{combustible}):** Estas representan al resto de pérdidas no medidas. Se tomará un valor del 1% que resulta habitual en la bibliografía consultada (MINER (1988), Uche (2001), C.T. Compostilla (1996)).
- **Pérdidas por radiación y convección, L_p (kW):** Aunque estas pérdidas no van a contabilizarse para el cálculo del rendimiento, si que se estimaron, como ha quedado reflejado en el apartado 4.2.2, para comprobar que en todos los casos son menores que la energía que necesita el aire para aumentar su temperatura desde la ambiente hasta la de entrada a los ventiladores de tiro forzado. Este hecho asegura que no existen pérdidas significativas a través de las paredes del edificio. Para estimarlas se van a utilizar las expresiones que indica la norma. Los datos necesarios son:
 - Temperatura en la superficie de caldera: Durante las pruebas no se tomó esta temperatura, por lo que se ha optado por utilizar los datos disponibles de pruebas de rendimiento anteriores (MINER, 1988). Aunque se tiene la temperatura en distintas secciones de la caldera, dada la poca exactitud de la medida y debido a que tampoco existían grandes diferencias en dichas temperaturas, se ha tomado el valor medio de todos los datos disponibles. El valor asignado es de 53,6°C, que es un valor comparable al que puede encontrarse en la bibliografía (Babcock & Wilcox, 1992)
 - Temperatura ambiente media: En este caso se ha tomado la media entre la temperatura ambiente y la temperatura dentro del edificio, considerando esta como la temperatura del aire de combustión antes de los ventiladores de tiro forzado.
 - Área de intercambio: la caldera tiene una superficie de 4.800 m² (MINER, 1988).

Al resto de variables necesarias para el cálculo se les han asignado los valores que la norma marca como referencia.

4.2.3.4 Cálculo de las entradas de energía al sistema.

La principal entrada de energía al sistema es la que aporta el combustible ($E_{\text{combustible}}$). El valor de esta se obtiene como el producto del caudal ($m_{\text{combustible}}$) y el poder calorífico del combustible utilizado (carbón o una mezcla de carbón y biomasa). Este último valor es un dato, ya que como se ha señalado en el apartado 4.2.3.2, a partir del análisis realizado a las muestras recogidas en cada prueba, se dispone del poder calorífico superior e inferior de la biomasa utilizada y de los mismos datos para el carbón diario. Por su parte, el valor del caudal de combustible es uno de los resultados que se obtienen al resolver el cálculo del rendimiento aplicando el método que se está explicando.

Según se abordará detalladamente en el Capítulo 5, teniendo en cuenta los objetivos de esta tesis, se ha considerado más adecuado calcular el rendimiento de caldera sobre el poder calorífico inferior que sobre el superior. Esto supone que la energía del combustible se obtenga utilizando este valor y que el valor de las pérdidas por humedad e hidrógeno del combustible se calculen tomando como referencia que el agua se encuentra en estado vapor en los gases. Este cálculo, que ya lo permitía la norma europea EN 12952-15 (ECS, 2003), y que la última revisión de la norma ASME, la PTC 4-2008 (ASME, 2008), incluye también en uno de sus anexos, supone una menor penalización del rendimiento cuando se utilizan combustibles con mayor humedad e hidrógeno, lo que en el caso objeto de esta tesis, y como quedará demostrado en el Capítulo 5, evita que las características particulares de los combustibles puedan desvirtuar la verdadera influencia de la co-combustión sobre el rendimiento. Hay que tener en cuenta, además, que un análisis correcto y detallado de los resultados obtenidos utilizando el poder calorífico superior o el inferior permite obtener conclusiones equivalentes.

Adicionalmente a la energía del combustible, se van a considerar como entradas de energía al sistema (créditos): la energía que lleva el aire de combustión y la que aportan los equipos auxiliares, en este caso el sistema de molienda compuesto por cuatro ventiladores de aire primario y cuatro molinos.

- **Energía que entra al sistema con el aire, b_A ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{combustible}}$):** Por todo lo expuesto en el apartado 4.2.2, la energía que aporta el aire a la caldera en el caso particular de la C.T. de Escucha se calculará como:

$$(4.34) \quad b_A = m_a \cdot [h_a(T_{a,\text{amb}}) - h_a(T_{\text{AR}})] + m_a \cdot \Delta h_{a,\text{VTF}} + m_a \cdot \Delta h_{a,\text{CAV}}$$

donde: m_a : Masa de aire por unidad de combustible ($\text{kg}/\text{kg}_{\text{combustible}}$) y que se calcula a partir de los cálculos de combustión.

h_a : Entalpía del aire a la temperatura correspondiente (kJ/kg)

$\Delta h_{a,\text{VTF}}$ y $\Delta h_{a,\text{CAV}}$: Son respectivamente el incremento de entalpía que sufre el aire a su paso por los ventiladores de tiro forzado y por el precalentador aire-vapor. Para el primero la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida es de 5°C (Casero y Herranz, 1996). En el segundo esa diferencia se obtendrá a partir de los datos tomados en planta.

No se va a distinguir entre el aire que circula por el circuito aire-gases del carbón y el utilizado para el transporte de la biomasa. Este último cruzaría la frontera a temperatura ambiente, sin embargo su caudal es despreciable frente al resto, por lo que el valor del crédito final prácticamente no variaría.

- **Créditos de calor aportados por el sistema de molienda B_{AUX} (kW):** Dentro de este sistema hay que distinguir entre el crédito debido a los molinos B_{MOL} y el de los ventiladores de aire primario B_{VAP} . De forma general, la ecuación que va a utilizarse para calcular el aporte de energía en el caso de accionamiento eléctrico será:

$$(4.35) \quad B_{AUX} = \frac{\eta_m \cdot W_{elect}}{\eta_{ciclo}}$$

donde: η_m : Rendimiento del motor de accionamiento. Tanto en los motores de los molinos como en el de los ventiladores de aire primario, se ha tomado un valor de 0,9 a partir de los datos de diseño (Canalís, 1997)

η_{ciclo} : Rendimiento del ciclo agua-vapor, para transformar la energía eléctrica del motor a la energía térmica que cuesta producir ese trabajo (Díez, 2003)

W_{elect} : Consumo eléctrico de los motores de accionamiento (kW). Para estimar este valor hay que distinguir entre los motores de los molinos y los de los ventiladores de aire primario.

$W_{elect,MOL}$: En Arauzo, 1996 aparece una correlación general para estimar el consumo de estos motores en función de parámetros del molino, tales como el tipo de carbón, el tamaño de partícula, el caudal de carbón, el número de horas de funcionamiento, etc. Para el periodo en el que se va a estimar el rendimiento y teniendo en cuenta los datos disponibles, algunos de estos factores pueden considerarse constantes, llegándose a una relación lineal entre el caudal de combustible procesado por el molino y el consumo del motor de accionamiento. A partir de datos tomados en planta a diferentes cargas del grupo ha sido posible obtener esta relación. En función del caudal de combustible se estima el consumo total de los motores que accionan los molinos.

$W_{elect,VAP}$: El consumo de los motores de accionamiento de los ventiladores de aire primario puede obtenerse a partir de las curvas de funcionamiento de estos últimos, una vez conocido el caudal volumétrico de aire que circula por ellos. Dicho caudal, a partir de los datos disponibles, solo puede estimarse en función del consumo de combustible, resultando una relación prácticamente lineal entre ambos. Por ello, el consumo de los motores de accionamiento de estos ventiladores se obtendrá, finalmente, en función del caudal de combustible que debe transportar el aire que circula por cada uno de ellos.

4.2.4 Cálculo del rendimiento en co-combustión.

Como ya se ha señalado anteriormente, el rendimiento de caldera es una medida de cómo se está aprovechando la energía que entra al sistema. La principal fuente de esta energía es el combustible y su valor es función del poder calorífico del mismo así como del caudal con el que se esté alimentando.

Además del poder calorífico del combustible, para el cálculo del rendimiento es necesario también conocer su composición. Así, según se ha visto anteriormente, para estimar el caudal de gases y calcular con él las pérdidas por calor sensible en los mismos es necesario conocer la composición del combustible. Además, el porcentaje en cenizas se utilizará para el cálculo de los inquemados y del caudal de residuos, y las pérdidas por humedad o por hidrógeno del combustible se estimarán a partir de sus respectivos porcentajes en este.

En la situación habitual de trabajo se trata de un único combustible, carbón en este caso, del que se dispone de análisis elemental e inmediato diario así como del poder calorífico superior e inferior en base seca y en base húmeda. ¿Cómo obtener estas propiedades en el caso de utilizar una mezcla de combustibles?

De forma general, si se considera una mezcla de "n" combustibles, el poder calorífico de la mezcla, así como su composición elemental o inmediata, se pueden calcular, respectivamente, a partir del poder calorífico y la composición de cada una de sus componentes, según la siguiente expresión (Buna, 1956):

$$(4.36) \quad X_M = \sum_{i=1}^n (f_i \cdot X_i)$$

donde X_i : Poder calorífico de cada combustible o el porcentaje del componente "X" en cada combustible "i" de la mezcla.

f_i : Fracción en peso de cada combustible (kg del combustible "i" /kg totales de la mezcla)

Volviendo al caso particular objeto de la tesis, se trata de una mezcla de carbón y biomasa. Según la ecuación (4.36) y a partir de los datos disponibles (Tabla 4.6) parece sencillo obtener el poder calorífico y la composición de la mezcla. Así, para el cálculo del poder calorífico, la expresión anterior quedaría como:

$$(4.37) \quad PC_{\text{combustible}} = PC_{\text{biomasa}} \cdot f_{\text{biomasa}} + PC_{\text{carbón}} \cdot f_{\text{carbón}}$$

donde la fracción en peso de los dos combustibles de la mezcla se obtendría según las ecuaciones (4.38) y (4.39).

$$(4.38) \quad f_{\text{biomasa}} = \frac{m_{\text{biomasa}}}{m_{\text{combustible}}}$$

$$(4.39) \quad f_{\text{carbón}} = \frac{m_{\text{carbón}}}{m_{\text{combustible}}}$$

El problema reside en que el valor de estas fracciones es desconocido y difícilmente cuantificable. Para llegar a calcularlas en este caso particular, es necesario buscar una nueva relación que permita conocer el caudal de cada uno de los combustibles. Esta relación puede obtenerse a partir de los datos de cada prueba.

Recordando lo que ya se describió en el Capítulo 3, las pruebas de co-combustión se realizaron siguiendo el siguiente protocolo:

- **Etapa I – Solo carbón 1:** Con alimentación exclusiva de CARBÓN se obtiene la carga de trabajo definida en ese momento.
- **Etapa II – Baja carga 1.**
- **Etapa III – Co-combustión:** Sin variar la alimentación de CARBÓN se empieza a alimentar con BIOMASA hasta estabilizar la carga. Periodo de CO-COMBUSTIÓN.
- **Etapa IV – Baja carga 2:** Sin variar el carbón, se deja de alimentar con biomasa.
- **Etapa V – Solo carbón 2:** De nuevo alimentación exclusiva de CARBÓN. Se incrementa la alimentación de carbón hasta conseguir aproximadamente la carga que existía al principio de la prueba.

En la Figura 4.14, está representado como varía la carga a lo largo de una prueba, según las cinco etapas señaladas anteriormente. Siguiendo este esquema, podría decirse que, al no variar el consumo de carbón durante el tiempo en co-combustión, la diferencia en la potencia generada en la planta entre las etapas de baja carga (II y IV) y la de plena carga con dos combustibles (III) se debe exclusivamente a la biomasa. Esta forma de trabajar se repitió, de forma muy similar en todas las pruebas, y va a permitir estimar la parte de energía que aporta el carbón y la parte que corresponde a la biomasa durante los periodos de co-combustión.

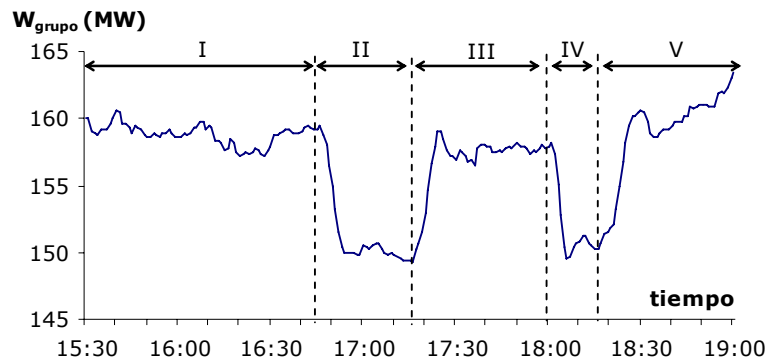


Figura 4.14. Evolución de la carga del grupo durante la realización de la prueba 5.

Hay que tener en cuenta que para mantener el caudal de carbón estable durante el periodo de co-combustión, lo único que se hizo fue fijar las revoluciones del alimentador, lo que, dadas las características del mismo, no garantizaba que dicho caudal permaneciera totalmente constante. A estas posibles variaciones hay que sumar que el poder calorífico del combustible fósil también podía variar durante la prueba, por lo que la energía que llegaba a caldera con el carbón no tenía por qué ser la misma durante todo el periodo de co-combustión. Como ejemplo, en la Tabla 4.7 se muestran el poder calorífico inferior (PCI) de las tres muestras de carbón tomadas a la salida de molino durante la prueba 12. La muestra 1 y 3 corresponden al periodo de solo carbón (etapas I y V) mientras que la 2 corresponde al periodo de co-combustión (etapa III).

Puede comprobarse como en esta prueba el poder calorífico del carbón fue disminuyendo con el tiempo, de forma que la muestra tomada durante co-combustión tenía un poder calorífico un 8% menor que la primera, y la última muestra casi un 13% menos. Además de los factores externos que pueden influir en las condiciones de operación de la planta y, por tanto, en el consumo específico, esta variación en el poder calorífico del carbón también hará que la energía que entra a caldera con el mismo no sea constante.

Tabla 4.7. PCI de las muestras de carbón tomadas durante la prueba 12.

	PCI
Muestra 1	4.692 kcal/kg
Muestra 2	4.314 kcal/kg.
Muestra 3	4.092 kcal/kg.

Teniendo en cuenta estas limitaciones, el procedimiento seguido para el cálculo de la fracción de carbón y biomasa en el periodo de co-combustión ha sido el siguiente:

- 1º. Utilizando el modelo de ciclo que se describirá en el siguiente apartado, se obtiene el calor cedido en caldera, Q_{total} , durante todo el periodo de prueba (Figura 4.15)

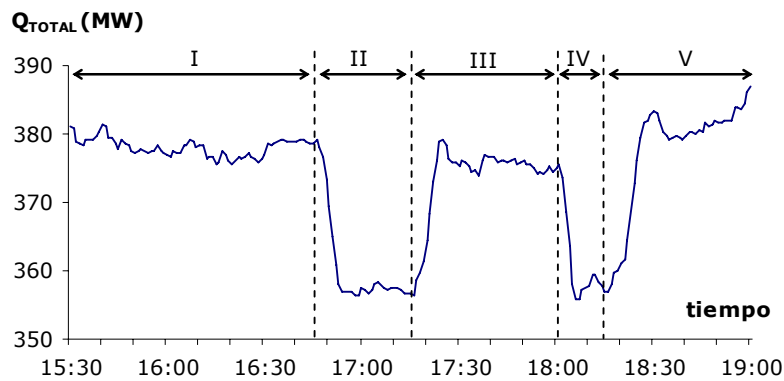


Figura 4.15. Evolución del calor cedido en caldera durante la realización de la prueba 5.

- 2º. Según acaba de explicarse no puede considerarse que la cantidad de carbón que entra a caldera sea constante y tampoco su calidad, por lo que la energía que aporta este combustible ($Q_{carbón}$) también puede variar. Para tener en cuenta esta variación se ha calculado la media del calor cedido en las dos zonas de baja carga (II y IV), que corresponde exclusivamente a la combustión del carbón. A partir de estos dos valores, suponiendo una relación lineal entre ambos y el tiempo que duró la alimentación de biomasa, se ha obtenido la siguiente relación para cada prueba:

$$(4.40) \quad Q_{carbón} = A + B \cdot t$$

El valor de "t" varía desde el momento que se inicia la alimentación con biomasa ($t=0$) hasta el momento en el que se considera que todo lo que se está quemando ya en la caldera es solo carbón (entre cinco y diez minutos después de parar la alimentación de biomasa, en función de la prueba). El valor de A y B son función de cómo varió el calor total cedido en la caldera entre la etapa II y IV en cada prueba.

3º. El calor debido a la combustión de la biomasa se obtendrá como la diferencia de los estimados en los apartados anteriores, es decir:

$$(4.41) \quad Q_{\text{biomasa}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{carbón}}$$

4º. Por último, admitiendo que ambos combustibles se transforman en la caldera con el mismo rendimiento, se obtiene la siguiente relación:

$$(4.42) \quad \frac{Q_{\text{biomasa}}}{m_{\text{biomasa}} \cdot PC_{\text{biomasa}}} = \frac{Q_{\text{carbón}}}{m_{\text{carbón}} \cdot PC_{\text{carbón}}}$$

Cabe señalar que, no es del todo correcto considerar el mismo rendimiento para la transformación de la biomasa y el carbón, ya que los inquemados deberían asignarse a cada combustible. Sin embargo dicha asignación resulta muy complicada en la práctica y su influencia, para los objetivos de este trabajo, no es relevante.

De la resolución de estas tres ecuaciones, se calculará el caudal de carbón y biomasa, y a partir de estos la fracción en peso de cada uno de los dos combustibles que constituyen la mezcla para cada valor de calor cedido en caldera (f_{biomasa} y $f_{\text{carbón}}$). Con estas fracciones ya es posible obtener el poder calorífico de la mezcla así como su composición, y con ello calcular el rendimiento en co-combustión.

Resulta interesante comprobar como varía la aportación de cada combustible a lo largo de toda la prueba. La Figura 4.16 muestra la evolución del calor aportado por la biomasa y el carbón en la prueba 5 una vez calculados ambos valores según el procedimiento que acaba de exponerse. En las zonas I, II, y V solo se utiliza carbón. En la zona III, aproximadamente un 5% de la energía se debe a la biomasa. En la zona IV existe un primer periodo de transición hasta que se consume toda la biomasa que queda en la caldera y la carga baja hasta los niveles iniciales exclusivamente con carbón.

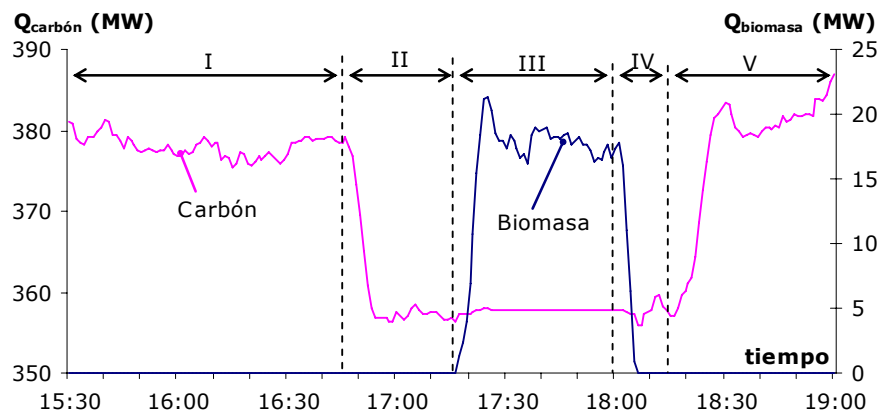


Figura 4.16. Evolución del calor cedido en caldera por cada combustible durante la prueba 5

A partir de estos valores puede obtenerse el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en cada momento (tanto en masa como en energía). Este valor es mucho más exacto que el que se ha utilizado en los resultados presentados en el Capítulo 3. Se obtiene el valor del porcentaje de sustitución para cada punto del periodo en el que se utiliza biomasa, no un promedio, teniendo en cuenta además en su cálculo la evolución del calor aportado por el carbón antes y después de la etapa de co-combustión.

4.2.5 Corrección del rendimiento por temperatura ambiente.

El rendimiento de caldera calculado según lo expuesto hasta el momento es sensible a la temperatura ambiente. Bajo unas mismas condiciones de operación, que el aire entre a mayor temperatura (situación en verano frente a invierno, o día frente a noche) va a suponer que el rendimiento obtenido sea algo mayor. Sin embargo no es cierto que la caldera esté aprovechando mejor la energía del combustible. Para poder realizar una correcta comparación del rendimiento de caldera bajo distintas condiciones de operación es necesario eliminar su dependencia con la temperatura ambiente.

La metodología definida en la norma ASME PTC 4-1998 (ASME, 1998) para solucionar esta dependencia consiste en corregir el rendimiento considerando que la temperatura del aire a la entrada sea siempre la temperatura de referencia, manteniendo constante el resto de condiciones de operación (calor útil cedido en caldera, características del combustible, composición de gases, etc.). Considerar que el aire entra al edificio con una temperatura diferente lleva consigo una variación en el funcionamiento del precalentador, lo que supone a su vez un cambio en la temperatura de gases de salida que será necesario estimar. A partir de los nuevos valores para la temperatura del aire y de los gases se recalcularán los términos (pérdidas y créditos) que se vean afectados y se obtendrá otra vez el rendimiento cuyo valor ya será comparable con otras situaciones de operación.

¿Cómo pueden obtenerse estas nuevas condiciones de operación del precalentador? La norma ASME PTC 4.3 (ASME, 1968) recoge el procedimiento que debe seguirse para corregir las condiciones de salida del gas a su paso por un precalentador aire-gas cuando la temperatura de entrada del aire varía respecto de las condiciones de diseño del mismo. Se va a aplicar este procedimiento para calcular la temperatura de los gases a la salida del precalentador de la C.T. de Escucha suponiendo que el aire ambiente se encuentra a la temperatura de referencia en lugar de la temperatura ambiente real. Para este cálculo, dicho procedimiento fija dos hipótesis de partida:

- 1º. La eficiencia del precalentador aire-gases permanece constante aunque las temperaturas de los flujos varíen (ϵ).
- 2º. La temperatura de los gases a la salida de caldera, es decir, a la entrada del precalentador, es la misma en las dos situaciones.

Aplicando ambas hipótesis, en la Figura 4.17 se muestran los parámetros de funcionamiento del precalentador aire-gases cuando se considera que el aire entra a temperatura ambiente (A) y cuando lo hace a la temperatura de referencia (B).

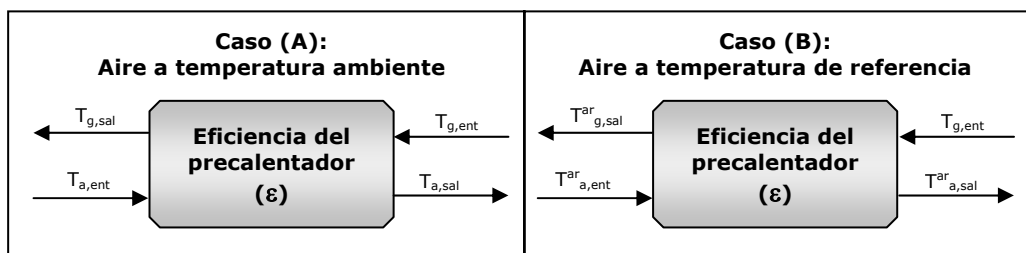


Figura 4.17. Parámetros de funcionamiento del precalentador aire-gases.

En estas condiciones, y a partir de los datos medidos en planta hay que calcular tres nuevos valores, temperatura del aire a la entrada y a la salida del precalentador en condiciones de referencia ($T_{a,ent}^{ar}$ y $T_{a,sal}^{ar}$, respectivamente) y la temperatura de gases a la salida ($T_{g,sal}^{ar}$) en esas mismas condiciones.

Para calcular la $T_{a,ent}^{ar}$ hay que tener en cuenta que, debido a la disposición de los equipos en esta central, así como al hecho de tratarse de una caldera interior, la temperatura de entrada al precalentador no es directamente la temperatura ambiente y por lo tanto en la nueva situación tampoco coincide directamente con la temperatura de referencia. En la Figura 4.18 aparece representado el lado aire del circuito aire-gases hasta la entrada al precalentador.

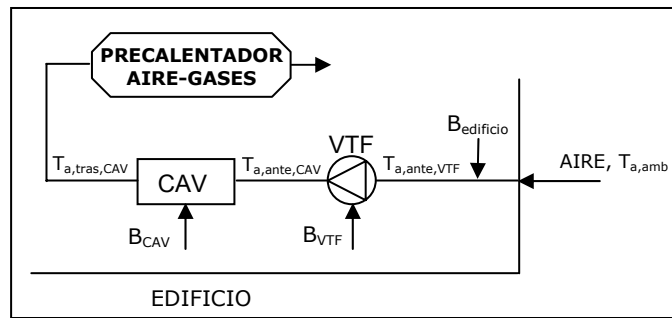


Figura 4.18. Temperatura del aire a lo largo del circuito aire-gases.

A partir de este esquema, teniendo en cuenta los equipos que atraviesa el aire así como la temperatura que alcanza en cada punto, dicha temperatura a la entrada del precalentador vendría dada por las ecuaciones (4.43) y (4.44).

$$(4.43) \quad T_{a,tras,CAV} = T_{a,amb} + (T_{a,ante,VTF} - T_{a,amb}) + (T_{a,ante,CAV} - T_{a,ante,VTF}) + (T_{a,tras,CAV} - T_{a,ante,CAV})$$

Agrupando términos:

$$(4.44) \quad T_{a,ent} = T_{a,amb} + \Delta T_{edificio} + \Delta T_{VTF} + \Delta T_{CAV}$$

Para las condiciones habituales de funcionamiento esta temperatura es un valor conocido y medido ($T_{a,tras,CAV}$), sin embargo, en la situación de referencia, habrá que definir qué valores toman los términos de la ecuación anterior para poder estimar la nueva temperatura a la entrada al precalentador. Estos valores serán:

- *Temperatura ambiente* ($T_{a,amb}$): Será en este caso la temperatura de referencia, 25°C.
- *Incremento de temperatura en el Ventilador de Tiro Forzado* (ΔT_{VTF}): Se supone independiente del cambio de temperatura del aire, por lo que seguirá considerándose el mismo valor que en el caso real (5°C).
- *Incremento de temperatura en el Precalentador Aire Vapor* (ΔT_{CAV}): A pesar de que el aire llegue a distinta temperatura, va a suponerse que, como se está considerando como un aporte externo este puede mantenerse constante, sin que ello suponga un cambio para el funcionamiento de la caldera. Este valor también es dato ya que se conocen las temperaturas a la entrada y a la salida del precalentador.

- *Incremento de temperatura del aire dentro del edificio de caldera ($\Delta T_{\text{edificio}}$):* Como ya se ha comentado a lo largo de este capítulo, este incremento de temperatura se puede atribuir a distintas causas. Unas, como el aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera, dependen de la temperatura del aire, y disminuyen cuando esta aumenta, mientras que otras dependen no tanto de esta temperatura sino de las condiciones particulares de operación (aprovechamiento de otras pérdidas, aportes externos en días fríos o pérdidas en días calurosos). Aunque el aumento de la temperatura en el interior del edificio no es directamente proporcional a la temperatura con la que entra el aire (temperatura ambiente), un muestreo de los datos disponibles a distintas temperaturas sí que permite encontrar cierta relación. El calentamiento que sufre el aire en el interior del edificio de caldera, según muestra la Figura 4.19, decrece cuando aumenta la temperatura ambiente, es decir la temperatura de entrada del aire a dicho edificio. A partir del incremento promedio calculado para cada temperatura se obtiene el ajuste lineal representado.

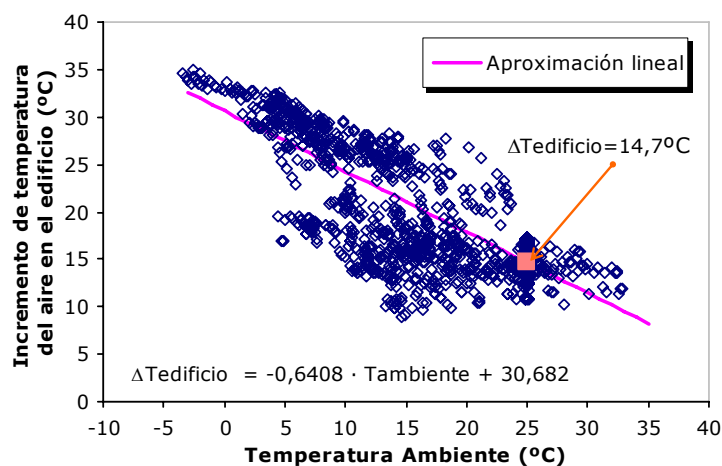


Figura 4.19. Incremento de temperatura del aire en el edificio de caldera en función de la temperatura ambiente.

A pesar de que existen una serie de condicionantes externos difícilmente evaluables, se va a suponer que si en una situación cualquiera de operación el aire externo en lugar de entrar a la temperatura ambiente de ese momento entrara a 25°C (temperatura de referencia) esta aumentaría dentro del edificio, y por tanto antes de entrar en el circuito aire-gases, lo mismo que lo estimado en la evolución lineal definida en la Figura 4.19, es decir, 14,7 °C. Aunque esta hipótesis supone asumir un error en aquellos casos en los que el incremento de temperatura hubiera sido muy diferente, pudo comprobarse que, en promedio, dicho error era despreciable²⁶. Se considera, de esta forma, que la temperatura antes del VTF en todos los casos evaluados es la misma, lo que implica que realmente se independice el rendimiento calculado de la temperatura ambiente, teniéndose en cuenta el efecto del calentamiento dentro del edificio.

²⁶ Se ha calculado el rendimiento para una muestra de más de 2.000 puntos en los que la temperatura ambiente era 25°C y se ha estimado la diferencia entre recalcularlo asumiendo que el incremento de temperatura en el edificio era el valor promedio de 14,7°C o el real. En más del 90% de la muestra la diferencia en el valor del rendimiento fue inferior a $\pm 0,1$ y en más del 65%, inferior a $\pm 0,05$. En promedio la diferencia entre el rendimiento real en condiciones estándar y el obtenido suponiendo una variación de temperatura en el edificio de 14,7°C fue de 0,01.

Con estas consideraciones y partiendo de la expresión (4.44) la temperatura a la entrada del precalentador en condiciones de referencia se calcularía como:

$$(4.45) \quad T_{a,ent}^{ar} = T_{ar} + \Delta T_{edificio}^{ar} + \Delta T_{VTF} + \Delta T_{CAV}$$

donde, y como resumen de lo que acaba de exponerse, T_{ar} serían 25°, $\Delta T_{edificio}^{ar}$ se ha estimado que son 14,7°C, ΔT_{VTF} sigue siendo 5°C y ΔT_{CAV} se obtendría a partir de los datos de planta.

Siguiendo con los cálculos que permiten obtener la temperatura de gases a la salida del precalentador en condiciones estándar, la eficiencia de este equipo, para el caso de un precalentador genérico, adiabático y sin existencia de fugas ni infiltraciones, se define como la relación entre el calor realmente intercambiado y el calor máximo que intercambiaría en condiciones ideales. Este calor máximo, al tratarse de un intercambiador a contracorriente, se obtendría si la temperatura de salida del flujo frío (aire) fuera igual a la temperatura de entrada del caliente (gases). Atendiendo a la Figura 4.17, las ecuaciones (4.46) y (4.47) permiten estimar la eficiencia del precalentador en las condiciones reales y en las de referencia respectivamente, que, por otro lado, debe ser la misma.

$$(4.46) \quad \varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_g \cdot [h_g(T_{g,ent}) - h_g(T_{g,sal})]}{m_a \cdot [h_a(T_{g,ent}) - h_a(T_{a,ent})]}$$

$$(4.47) \quad \varepsilon = \frac{Q^{ar}}{Q_{max}^{ar}} = \frac{m_g \cdot [h_g(T_{g,ent}) - h_g(T_{g,sal}^{ar})]}{m_a \cdot [h_a(T_{g,ent}) - h_a(T_{a,ent}^{ar})]}$$

Estas ecuaciones, junto con los balances de energía en las dos situaciones y los datos de planta, deberían permitir obtener la nueva temperatura de salida de los gases ($T_{g,sal}^{ar}$). Sin embargo, no se dispone de datos suficientes registrados en continuo. Se necesitaría disponer, por ejemplo, del valor de la temperatura de los gases a la salida de la caldera o de la temperatura de entrada a caldera del aire, en caso contrario, solo con las ecuaciones anteriores, no es posible realizar el cálculo. Es necesario buscar una ecuación adicional. Para solucionar este problema se ha optado por estimar la eficiencia del precalentador, de forma que la expresión obtenida para su cálculo será la ecuación adicional que permitirá obtener la temperatura de gases y finalmente el rendimiento de caldera en condiciones estándar. El Anexo VI recoge cómo se ha calculado la eficiencia del precalentador en función de su geometría, de sus características constructivas y del proceso de transferencia de calor que tiene lugar en el mismo. El simulador se basa en los trabajos desarrollados previamente por Monteagudo (1997) y Galve (2000) ajustados a las características particulares de la C.T. de Escucha. Como principal diferencia y aportación a dichos trabajos, durante la realización del ajuste se comprobó que el comportamiento del precalentador variaba entre el periodo en el que tuvieron lugar las pruebas a plena carga y en el que se realizaron las de carga parcial. A partir del análisis realizado a los resultados obtenidos, se concluyó que dicha diferencia podía deberse al grado de ensuciamiento del precalentador, influido a su vez en el segundo periodo por el funcionamiento particular de la planta. La solución adoptada fue utilizar una expresión diferente para el coeficiente de convección en cada periodo de trabajo y en la que se tuvo en cuenta el grado de ensuciamiento del precalentador. Todo el procedimiento se encuentra también recogido en el mismo anexo.

4.3 Modelo de ciclo.

4.3.1 Estimación del calor absorbido en caldera por el fluido de trabajo.

La Figura 4.20 muestra un esquema del ciclo de vapor de la C. T. de Escucha que se describe de forma más detallada en el Anexo I. Se trata de un ciclo regenerativo (con seis extracciones de vapor no controladas o no automáticas que se utilizan para precalentar el agua de alimentación a caldera) con sobrecalentamiento y recalentamiento.

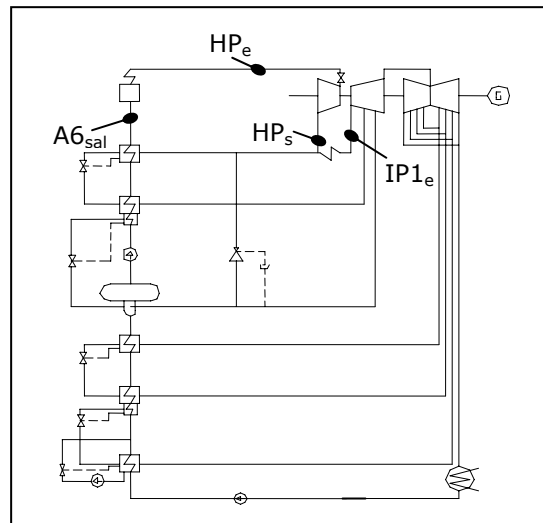


Figura 4.20. Ciclo de vapor C.T. Escucha

La turbina de vapor descarga al condensador. En este caso particular se trata de un aerocondensador que, como su propio nombre indica, utiliza como agente refrigerante aire. La caldera es de un solo paso o de corriente directa (también llamada *tipo Benson*), de forma que todo el caudal de agua se evapora en un solo paso (sin calderín intermedio). Entre las bombas de alimentación y de condensado principal dan la presión suficiente para alcanzar la presión necesaria a la entrada de turbina y vencer la pérdida de carga en la caldera y en los precalentadores.

El calor total absorbido por el agua vendrá dado como la suma del calor absorbido en lo que se va a denominar como "cámara", y que estaría formado, a su vez, por el hogar, el economizador y el sobrecalentador, más el absorbido en el "recalentador intermedio" (a partir de aquí RI) tras su paso por la turbina de alta. Conociendo las propiedades del agua a la entrada a cámara y del vapor a la salida, así como a la entrada y a la salida del RI, el calor podría obtenerse según la siguiente ecuación²⁷:

$$(4.48) \quad Q_{\text{TOTAL}} = Q_{\text{cámara}} + Q_{\text{RI}} = m_{\text{HP}} \cdot (h_{\text{HP}_e} - h_{\text{A6}_{\text{sal}}}) + m_{\text{IP1}_e} \cdot (h_{\text{IP1}_e} - h_{\text{HP}_s})$$

En planta se dispone de los valores de las presiones y temperaturas de esos puntos, por lo que el cálculo de la entalpía resulta sencillo. Sin embargo, como en casi todas las centrales térmicas, no ocurre lo mismo con un elevado número de variables del ciclo (caudales de extracción, temperaturas, presiones etc.) de las que o no se conocen, o no se dispone de medidas fiables, o

²⁷ Aunque todas las variables están recogidas en la nomenclatura, para facilitar su interpretación se remite al lector al Anexo VIII que recoge el listado del programa del modelo de ciclo así como las variables del mismo.

su obtención no resulta tan inmediata al depender de muchos factores. Con el fin de poder estimar todos estos valores, la solución adoptada ha sido realizar un modelo del ciclo, es decir una herramienta capaz de reproducir el comportamiento del sistema, en este caso el ciclo de vapor, proporcionando una serie de variables cuantificables (caudales y propiedades del vapor en distintos puntos del mismo) ante unas variables de entrada (Bennet, 1995). En este apartado se va a describir como se ha realizado el modelo del ciclo que permite, a partir de datos de planta, estimar el calor absorbido por el vapor en caldera.

Cuando se simula un ciclo de una central térmica de vapor, hay que tener en cuenta que el funcionamiento de cada uno de los equipos influye en el resto y condiciona también su mejor o peor comportamiento. En este caso, se ha dividido el ciclo de vapor en cuatro subsistemas básicos, cada uno de los cuales está, a su vez, formado por varios equipos. Estos subsistemas son: La turbina de vapor, el condensador, los precalentadores y la caldera. En la Figura 4.21 aparecen identificados sobre el esquema del ciclo estos subsistemas.

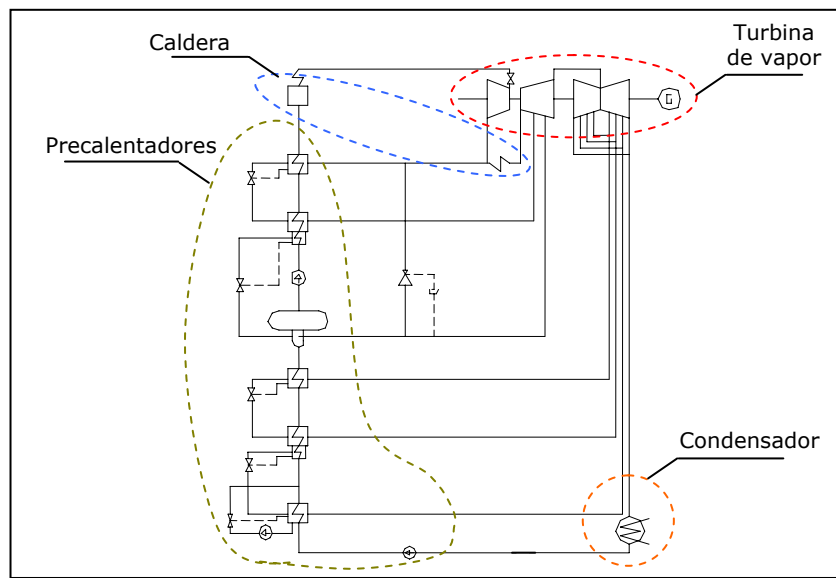


Figura 4.21. Subsistemas del ciclo de vapor.

Para poder modelizar cada uno de estos subsistemas se ha tomado como punto de partida, tras el análisis de distintas alternativas, ecuaciones y/o modelos propios o disponibles en la bibliografía que ha sido necesario modificar y adaptar, ajustándolos, en cada caso, a la situación particular de esta central térmica. En los próximos cuatro subapartados se describen los equipos que forman parte de cada uno de estos subsistemas, así como las características de los distintos modelos matemáticos utilizados para cada uno de ellos. Como resumen:

- Para la simulación de la **turbina de vapor** (apartado 4.3.2) se han utilizado las expresiones empíricas recogidas en Spencer et ál (1974) que permiten predecir el comportamiento de las turbinas de centrales de potencia de más de 16,5 MW con descarga a condensador. Se ha usado adicionalmente el modelo de comportamiento basado en la Elipse de Stodola para el cálculo de los caudales y de las presiones de las distintas extracciones (Cooke, 1985)

- El funcionamiento del **condensador** (apartado 4.3.3), equipo de gran importancia en el comportamiento total de la planta, se ha simulado a partir de las curvas características en diseño ajustadas con datos de planta (Canalís et ál, 1998).
- Para la simulación del funcionamiento de los **precalentadores** se ha utilizado el trabajo desarrollado por Herranz (Herranz, 1997) que se basó en la obtención de los parámetros TTD y TDCA para estos intercambiadores, ajustados con datos de diseño disponibles a varias cargas (apartado 4.3.4). Para la simulación de las **bombas** se ha tomado como dato el rendimiento isoentrópico de las mismas (C.T. Escucha, 1997).
- Con respecto a la caldera, la expresión para la pérdida de carga, tanto en la **cámara** como en el **recalentador intermedio**, se ha obtenido a partir de datos de planta (apartado 4.3.5).

Como acaba de señalarse, para realizar el modelo general del ciclo se van a utilizar, a su vez, otros *modelos matemáticos*, es decir, expresiones algebraicas, que caracterizarán el funcionamiento de los distintos equipos que forman parte del mismo. *Se ajustarán* utilizando datos reales de planta para una situación de funcionamiento que se tomará como referencia, plena carga en este caso, de forma que dichas expresiones se particularizarán a los equipos y las condiciones de trabajo concretas de la planta con la que se está trabajando. Una vez ajustado el modelo empezará *la etapa de validación*, es decir, comprobar si el modelo realizado simula correctamente el funcionamiento del ciclo en condiciones de trabajo distintas a aquellas para las que fue ajustado. Para ello se utilizarán también datos en funcionamiento real de la planta que se compararán con los obtenidos mediante el modelo. Si este no reproduce correctamente el comportamiento de los equipos en las nuevas condiciones (en este caso funcionamiento a cargas parciales) será necesario *reajustarlo* o incluso variarlo en las condiciones tomadas como referencia. El apartado 4.3.6 recoge los pasos seguidos en el ajuste y validación del modelo a partir de datos tomados en planta, principalmente en la parte más crítica del mismo: la turbina.

4.3.2 La turbina de vapor

4.3.2.1 Descripción del equipo

Antes de describir el equipo concreto que se va a modelizar, resulta necesario recordar ciertos conceptos. El principio de funcionamiento de una turbina de vapor parte de dos procesos: primero el vapor se expande en unos álabes fijos que conforman una tobera (estator) transformando parte de su entalpía en energía cinética, después esta se transforma en trabajo mecánico en los álabes móviles (rotor). A la disposición mecánica estátor-rótor se le denomina escalonamiento, y al conjunto de éstos que son atravesados por el mismo caudal másico (entre extracciones) etapa o sección de turbina (Mataix, 2000). Por otro lado, atendiendo al caso particular de la turbina que se está simulando, se denomina cuerpo de turbina a la unión de varias secciones de tal manera que quedan separadas físicamente del resto.

En la Figura 4.21 aparece representada esquemáticamente la turbina de vapor de la C.T. de Escucha. Se trata de una turbina de 160 MWe que puede considerarse compuesta, a su vez, por tres cuerpos. El primero es la *turbina de alta presión* (THP en la figura) en la que se expande todo el vapor que sale de la cámara tras pasar por el sobrecalentador. La presión nominal de

vapor vivo es de 167 bar y la temperatura de 538 °C. A la salida de este cuerpo de turbina, una parte del vapor va al último precalentador de alta presión, mientras que otra parte vuelve a la caldera para aumentar su temperatura en el recalentador intermedio (RI).

El segundo cuerpo es lo que se denomina *turbina de media presión* (TIP). El vapor que sale del RI (temperatura nominal 538 °C) entra directamente a esta turbina donde se expande sufriendo dos extracciones. A la salida todo el vapor entra al tercer cuerpo de turbina que está duplicado (*turbina de baja presión*, TLP en la figura) donde todavía hay tres extracciones más a los precalentadores de baja presión. El vapor que sale de la última sección de la turbina de baja descarga en el aerocondensador. La presión de vacío en diseño es de 0,067 bar. La turbina consta, por tanto, de un total de siete secciones (señaladas en la Figura 4.22).

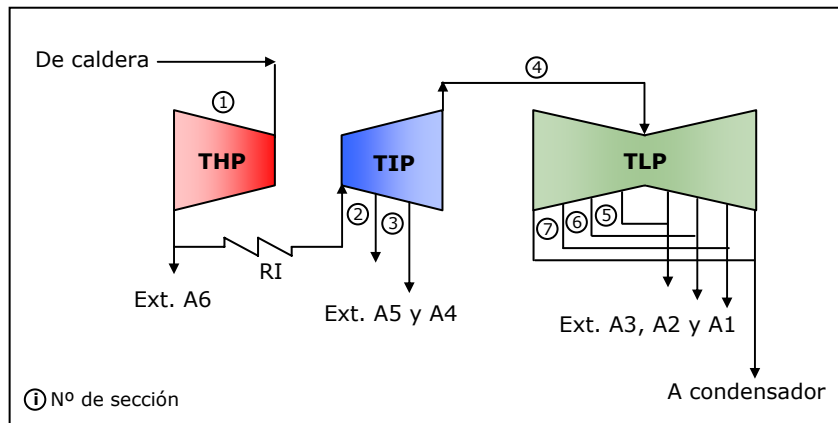


Figura 4.22. Esquema de turbina de vapor de la C.T. de Escucha

El modo de operación y control de una planta influye directamente en el comportamiento y en el rendimiento de cada uno de los equipos que la forman, y por lo tanto, en las propiedades de los flujos que los atraviesan. La turbina de vapor no va a ser una excepción y su rendimiento se ve directamente afectado por diversos parámetros de control como son (Zaleta, 1997): la forma de regulación, la temperatura de vapor vivo y de vapor recalentado, la presión de vacío en el condensador y la forma de operación de las extracciones. Para modelizar correctamente la turbina de vapor es necesario saber qué significan cada uno de estos parámetros, qué valor toman en el caso objeto de estudio y cómo influyen en el funcionamiento del equipo. Particularizando para el caso analizado:

- La **forma de regulación** indica cómo se realiza la variación de la potencia del ciclo. Dicha potencia depende directamente del caudal de vapor. Para modificar este caudal a la entrada de la turbina existen dos posibilidades, bien variar el área de paso de la primera etapa (regulación con presión fija) o bien mantener este área fija y variar la presión de entrada (regulación con presión deslizante). Existe una tercera posibilidad, la regulación mixta, que, como su propio nombre indica, resulta de una combinación de las dos anteriores. En el caso de la C. T. de Escucha, durante el periodo en el que se llevaron a cabo las pruebas, la regulación se realizaba a presión deslizante actuando sobre la bomba de alimentación a caldera para variar la presión de entrada a la turbina de alta presión. La forma de regulación va a condicionar el comportamiento de la sección de admisión de la turbina.

- La **temperatura de vapor vivo** (THP_e) y de **vapor recalentado** (TIP_{1e}) deben controlarse para mantenerlas entre unos valores de consigna. Para ello se actúa con las atemperaciones y adecuando la alimentación del combustible a caldera. En la simulación del ciclo de vapor estas temperaturas se van a tomar como datos de entrada.
- En el caso de las centrales térmicas convencionales, la última etapa de turbina descarga a la presión fijada por el condensador (**presión de vacío** (p_{LP4s})). El valor de esta presión va a influir directamente en el comportamiento interno de la última etapa de turbina. La presión de vacío está condicionada por la capacidad de refrigeración del condensador. En el caso particular de esta planta, al tratarse de un aerocondensador, dicha capacidad depende a su vez de la temperatura ambiente, del número de ventiladores que estén en marcha y de su régimen de funcionamiento (velocidad máxima o media).
- Como ocurre en la mayoría de los ciclos regenerativos que se utilizan en plantas de potencia, la **operación de las extracciones** es no-automática, es decir, el caudal de extracción está condicionado exclusivamente por la capacidad de calentamiento de los intercambiadores, mientras que las propiedades del vapor dependerán de la etapa de turbina. Los caudales de extracción influirán sobre el comportamiento de las etapas intermedias.

4.3.2.2 Cálculo del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor.

Uno de los parámetros que mejor va a describir el funcionamiento de una turbina es el rendimiento isoentrópico de la misma. Este rendimiento se calcula como:

$$(4.49) \quad \eta_s = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{isoentrópico}}}$$

donde el trabajo real (W_{real}) es la cantidad de energía mecánica efectiva que se trasmite al eje y el trabajo isoentrópico ($W_{\text{isoentrópico}}$) es la cantidad de energía que transmitiría si el proceso fuera isoentrópico, es decir, adiabático e internamente reversible. En este apartado se va a explicar detalladamente como calcular este rendimiento.

Cuando se quiere calcular el rendimiento isoentrópico de una turbina, hay que tener en cuenta que este no es constante, sino que varía al modificar las propiedades de los flujos (caudal, temperatura y presión). Esta variación tampoco es igual para todos los escalonamientos de turbina. El rendimiento de una turbina de vapor depende del rendimiento de cada uno de los escalonamientos que la componen y puede obtenerse a partir del calculado para cada una de forma individual o para una combinación de las mismas, es decir, para lo que se ha denominado sección o etapa (Spencer et ál, 1974).

Aplicando los balances de masa y energía a una sección de turbina como la mostrada en la Figura 4.23, conocida la temperatura a la entrada (T_e) y la presión a la salida (P_s), el trabajo transmitido al eje depende del rendimiento isoentrópico, de la presión de entrada y del caudal que la atraviesa.

$$(4.50) \quad W_t = f_1(m, P_e, \eta_s)$$

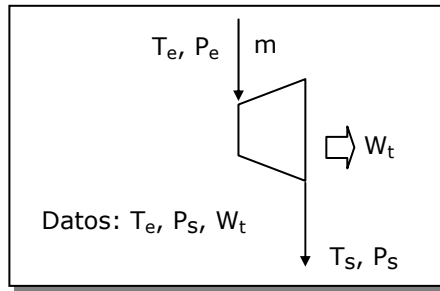


Figura 4.23. Sección de turbina

Suponiendo que se tiene como dato el trabajo en la sección (W_t), la dependencia existente entre las otras tres variables hace que para poder calcularlas sea necesario buscar nuevas expresiones que simulen el comportamiento de la turbina. Las expresiones teóricas no son siempre válidas para obtener resultados cuantitativos sobre estos equipos tan complicados ya que el número de simplificaciones que es necesario realizar es muy alto. Por ello suelen utilizarse expresiones empíricas o semiempíricas que se ajustan posteriormente a las condiciones de funcionamiento de cada turbina con datos de planta. En este caso se va a utilizar la Elipse de Stodola (Cooke (1983), Cooke (1985)) y las expresiones de Spencer Cotton y Cannon (Spencer et ál, 1974) para el cálculo del rendimiento.

- 1º. La **Elipse de Stodola** es un modelo analítico que permite determinar las características del comportamiento del flujo a través de la turbina. Surge a partir de las investigaciones llevadas a cabo por Stodola (1927) y relaciona el flujo másico con sus propiedades de entrada y de salida. Es necesario distinguir entre dos situaciones: aquellas secciones que tienen al menos una tobera saturada o estrangulada (Cooke, 1985) y aquellas otras que no.

Se dice que una tobera está estrangulada si la relación de presiones (r_p) es menor que la relación de presiones crítica (r^*), siendo esta aquella a partir de la cual el caudal deja de ser constante con dicha relación (Figura 4.24).

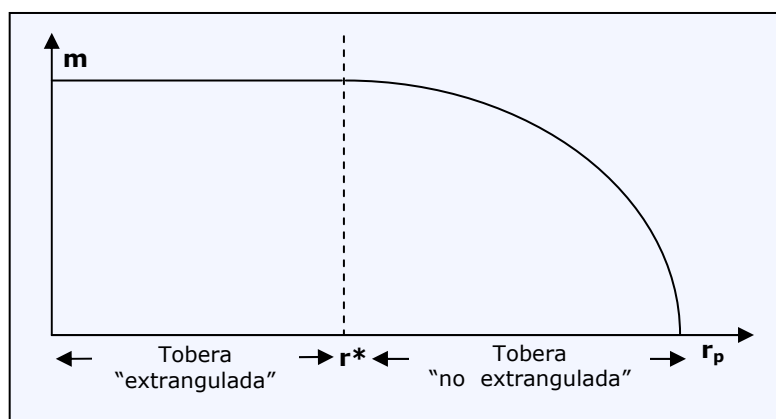


Figura 4.24. Variación de la relación de presión con el caudal en una tobera.

Si una sección tiene un escalonamiento con una tobera estrangulada, la expresión general de la Elipse de Stodola queda como:

$$(4.51) \quad m = f_{21}(P_e, T_e)$$

En el segundo caso, tobera "no estrangulada", la relación de presiones es mayor que la relación de presión crítica, por lo que conforme aumenta dicha relación el caudal que atraviesa la tobera disminuye. La expresión para obtener el caudal que atraviesa una sección que tenga todos los escalonamientos de este tipo sería:

$$(4.52) \quad m = f_{22}(P_e, T_e, P_s)$$

En ambos casos, conocidas la temperatura de entrada y la presión de salida, la dependencia es exclusivamente con la presión de entrada. Para poder aplicar la ley es necesario que no varíe el área de ninguna tobera, por lo que no podrá aplicarse a la primera etapa de turbina cuando esta trabaje a presión fija.

2º. Expresiones de Spencer, Cotton y Cannon: Para el cálculo del rendimiento isoentrópico de las distintas secciones de turbina se van a utilizar, además de la propia definición, las expresiones analíticas recogidas en Spencer et ál (1974). En este trabajo se distinguen tres tipos de secciones. Para cada una de ellas, se parte de una eficiencia base que se corrige por distintos factores en función de las características particulares de cada tipo de sección y cuyo valor se ajustará posteriormente para la turbina en estudio. Para una sección tipo como la mostrada en la Figura 4.23 estas expresiones responden a la siguiente formulación general:

$$(4.53) \quad \eta_s = f_3(m, P_e)$$

A la hora de simular la turbina se va a suponer que es adiabática y que la energía cinética que lleva el flujo de vapor al acabar su paso por un escalonamiento se transmite totalmente al siguiente, es decir, no existen pérdidas de energía, excepto en el caso del último escalonamiento. En este toda la energía cinética del vapor a la salida se considerará perdida (*pérdidas en el escape o Exhaust losses*). Los tres tipos de secciones que pueden encontrarse en una turbina, según Spencer et ál (1974) son:

- "Sección de Alta Presión" (THP): Es la sección de admisión, a la que el vapor llega directamente de la caldera antes de pasar por el recalentador. Su rendimiento depende de las características de los primeros escalonamientos (etapa de gobierno). El rendimiento se puede calcular como una función del parámetro TFR (ecuación (4.54)) que expresa la relación entre el caudal de paso y el de diseño.

$$(4.54) \quad TFR = \frac{m}{m_d} \sqrt{\frac{\frac{P_{ed}}{V_{ed}}}{\frac{P_e}{V_e}}}$$

Cuanto menor sea este valor (carga parcial) menor es el rendimiento de la turbina. Además, el rendimiento de este tipo de secciones es función de la relación de presiones y del caudal volumétrico de diseño (ecuación (4.55)).

$$(4.55) \quad \eta_{HP} = f\left(TFR; \frac{P_{sd}}{P_e}; \text{Etapa de Gobierno}; mHP_{vd}\right)$$

- "Sección de Media Presión" (TIP): Sección de turbina entre recalentadores. El rendimiento de estas secciones es independiente del parámetro TFR, solo depende de la relación de presiones y del caudal volumétrico, valores que prácticamente no varían al hacerlo el caudal de entrada.

$$(4.56) \quad \eta_{IP} = f\left(\frac{P_s}{P_e}; mIPv\right)$$

- "Sección a Condensación" (TLP): Se trata de la sección que descarga al condensador. El último escalonamiento presenta unas características muy particulares por lo que el cálculo del rendimiento debe realizarse de forma distinta a los dos tipos anteriores. Las condiciones de salida del vapor, y por tanto el rendimiento de esta sección vienen marcados por dos hechos. En primer lugar porque se está trabajando en la zona de líquido más vapor, lo que supone una pérdida de eficiencia. Por otro lado, la energía cinética que lleva el vapor a la salida ya no se aprovecha por lo que resulta importante cuantificar su valor y contabilizarlo como una pérdida adicional de eficiencia.

La Figura 4.25 representa, en un diagrama HS, los estados del vapor en la última sección de turbina. El punto 0 indicaría las condiciones del vapor a la entrada a esta etapa de turbina y el punto 3 las de salida.

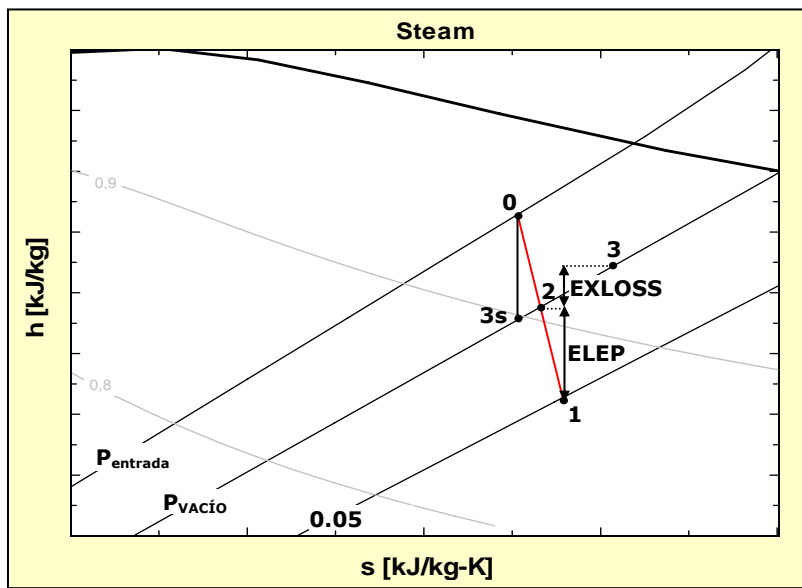


Figura 4.25. Diagrama HS de la última sección de turbina.

El proceso que hay que seguir, según Spencer et ál (1974), para calcular las condiciones de salida y a partir de allí el rendimiento de esta sección es el siguiente:

- 1º. Utilizando las expresiones presentadas en Spencer et ál. (1974) se obtiene el rendimiento de una sección que descargara a presión conocida (como sería la presión de vacío) como una función del caudal volumétrico de diseño y de las

condiciones de entrada, tomando como estas últimas las condiciones del vapor recalentado.

$$(4.57) \quad \eta_{LPSCC} = f(P_e; T_e; mLP_{Vd})$$

Conocido el rendimiento se obtendrían las condiciones de salida que corresponderían a un punto ficticio denominado el *punto final de la línea de expansión* y que viene dado además para unas condiciones particulares del vapor a la salida (presión 0,05 bar, *punto 1*).

- 2º. Dado que la turbina no trabaja en esas condiciones, una vez conocida la entalpía en el punto 1, a partir de las expresiones de Spencer et ál (1974), se puede calcular el salto entálpico (ELEP) que supone pasar a las condiciones de funcionamiento reales (*punto 2*). La entalpía en ese punto vendrá dada por la siguiente expresión:

$$(4.58) \quad hLP_2 = hLP_1 + ELEP$$

- 3º. Por último, hay que tener en cuenta que la energía cinética del vapor en ese punto no va a aprovecharse realmente, por lo que existe una pérdida adicional. El salto entálpico perdido o pérdidas en el escape (EXLOSS) se estima a partir de la curva proporcionada por el fabricante de la turbina a tal efecto o bien se obtiene, en función del área anular, a partir de curvas analíticas ajustadas con datos de planta (también recogidas en Spencer et ál., 1974). Con ello la entalpía a la salida se calcula como:

$$(4.59) \quad hLP_3 = hLP_2 + EXLOSS$$

Conocida ya las condiciones a la salida del vapor (*punto 3*), el rendimiento de esta sección se calcularía como la relación entre el trabajo obtenido desde las condiciones de entrada hasta estas de salida y el trabajo isoentrópico.

$$(4.60) \quad \eta_{LP} = \frac{hLP_0 - hLP_3}{hLP_0 - hLP_{3s}}$$

Retomando la sección tipo que aparecía en la Figura 4.23 y teniendo como dato el trabajo realizado en la misma, a partir de la ecuación (4.50), de la (4.51) o (4.52) (según exista o no una tobera extrangulada), y utilizando la ecuación (4.53) particularizada al tipo de sección (de alta o media presión, o a condensación) podrá obtenerse la presión a la entrada, el caudal que la atraviesa y el rendimiento isoentrópico de dicha sección. Con estos tres valores ya podrán calcularse el resto de propiedades.

4.3.2.3 Modelo de la turbina de vapor de la C.T. de Escucha.

A la hora de aplicar esta metodología al caso particular de la turbina de vapor de la C. T. de Escucha existen distintas posibilidades que es necesario evaluar. Como ya se ha señalado se han fijado para esta turbina un total de siete secciones (Figura 4.22). Cada una de ellas admite

más de una forma de modelización, por lo que es necesario encontrar la que mejor se ajuste a la realidad. En este apartado se van a presentar estas opciones y el apartado 4.3.6 recogerá el modelo final elegido y la metodología seguida hasta su definición.

Como ya se ha señalado, la Elipse de Stodola va a permitir relacionar las condiciones de entrada (P_e, v_e) y de salida del vapor en una sección (P_s) con el flujo másico que la atraviesa (m), teniendo en cuenta que estas expresiones solo pueden aplicarse si el área de admisión permanece constante. En el caso de la C.T. de Escucha, al trabajar a presión deslizante, la etapa de gobierno mantiene el área fija, al igual que el resto de etapas de la turbina, por lo que puede aplicarse a las siete secciones que han sido definidas. En las seis primeras no hay ninguna tobera saturada o estrangulada por lo que la expresión general que va a utilizarse para ellas va a ser:

$$(4.61) \quad m = K \cdot \sqrt{\frac{P_e}{v_e}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^2}$$

En la última sección de la turbina de alta sí que existe al menos una tobera estrangulada, en este caso la expresión utilizada será:

$$(4.62) \quad m = K \cdot \sqrt{\frac{P_e}{v_e}}$$

Para cada sección será necesario estimar la constante K , que se puede calcular a partir de datos de diseño y ajustarla utilizando los datos de planta.

Una vez analizadas las expresiones de Spencer, Cotton y Cannon (Spencer et ál, 1974), se han planteado distintas opciones para aplicarlas al caso concreto de la planta en estudio, lo que ha dado como resultado distintos modelos que han sido ajustados y validados según se verá en el apartado 4.3.6. Entre todos ellos se ha elegido el modelo final como aquel que mejor simula el comportamiento real de la turbina. Las opciones planteadas para cada sección han sido las siguientes:

- *Primera sección:* Como ya se ha señalado, el comportamiento y rendimiento de la turbina, y concretamente de la sección de admisión, se encuentra directamente relacionado con la forma de realizar la regulación de potencia en el ciclo (presión fija, deslizante o mixta). En el periodo de pruebas, la central estaba trabajando a presión deslizante. En esta forma de regulación las válvulas de control situadas en la etapa de gobierno están totalmente abiertas, y por tanto, el área de admisión, permanece constante (Marcelle et ál, 1994). La presión varía proporcionalmente a la carga del grupo y viene regulada por la presión de impulsión de la bomba de alimentación. Esta forma de regular supone ventajas frente a la regulación a presión fija (mayor eficiencia al disminuir las pérdidas en la etapa de gobierno, disminución del consumo de la bomba, etc. (Kimura et ál, 2003)), aunque el tiempo de respuesta ante los cambios de carga aumenta debido a la propia inercia de la caldera (Marcelle et ál, 1994). A la hora de modelizar esta sección no se ha encontrado ninguna referencia sobre cómo deben aplicarse las expresiones de Spencer, Cotton y Cannon (Spencer et ál, 1974) al caso

particular de esta forma de regulación. Por ello se ha optado por comparar dos posibles modelos para esta sección:

- (1) Como una "sección de alta presión", ya que realmente cumple las especificaciones definidas para este tipo de sección, pero teniendo en cuenta las características particulares de la etapa de gobierno.
 - (2) Como una "sección de media presión", al permanecer el área de admisión constante, el comportamiento de esta sección puede considerarse igual al de una sección intermedia, que se caracteriza precisamente por no tener una etapa de gobierno en la que las válvulas estrangulen el vapor a la entrada en función de la carga final.
- *Última sección:* También se ha querido comparar el comportamiento del modelo teniendo en cuenta dos opciones distintas para obtener las condiciones del vapor al final de la última etapa de turbina, es decir la de descarga al condensador:
 - (3) Simular como "sección a condensación" del conjunto turbina de presión intermedia (TIP) y turbina de baja presión (TLP) (Figura 4.26 (3)). Las condiciones de entrada a partir de las que se aplicaría el proceso descrito anteriormente serían las de la primera sección de la turbina de media. Esta es la forma que se recoge en Spencer et ál. 1974. y que puede verse aplicada en Valero et ál (2002) y Zaleta et ál (2002).
 - (4) Considerando como "sección a condensación" solo la última sección de la turbina de baja presión (Figura 4.26 (4)). En este caso las condiciones de entrada serían las de salida de la tercera sección de la turbina de baja. Esta opción, que puede resultar más intuitiva, es novedosa frente al planteamiento clásico.

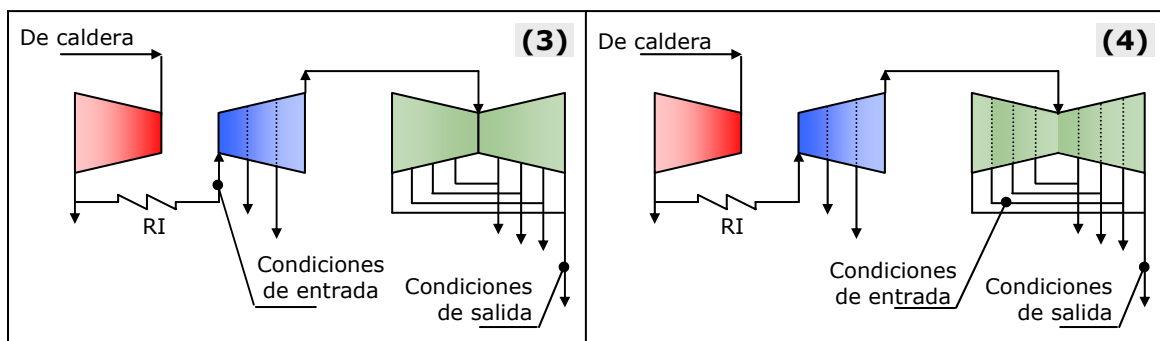


Figura 4.26. Opciones para el cálculo de las condiciones de salida de la última sección de turbina.

- *Secciones intermedias:* Las cinco secciones restantes situadas entre extracciones (dos en la turbina de media, una entre los dos cuerpos y dos en la de baja) se han simulado en todos los casos siguiendo las expresiones para "sección de media presión".

A partir de la combinación de todas estas opciones, se plantearon cuatro casos tipo para la simulación completa de la turbina que se discutirán en el apartado 4.3.6 y de los que se obtendrá el modelo final para este equipo.

4.3.3 El aerocondensador

4.3.3.1 Descripción del equipo

Siguiendo con el ciclo de vapor, a la salida de la turbina de baja, el vapor a baja presión y temperatura descarga en el condensador. En el caso de la C.T. de Escucha se dispone de un aerocondensador, equipo que, como su propio nombre indica, utiliza como agente refrigerante aire. El principio de funcionamiento es muy sencillo: el aire, impulsado por ventiladores, pasa a través de unos bancos de tubos elípticos aleteados dispuestos en forma de tejadillo por cuyo interior condensa el agua que cae por gravedad hasta el colector de condensado (Figura 4.27). De allí pasa al depósito de condensado principal desde donde será impulsado por la bomba de agua de alimentación hasta los calentadores y la caldera para comenzar de nuevo el ciclo.

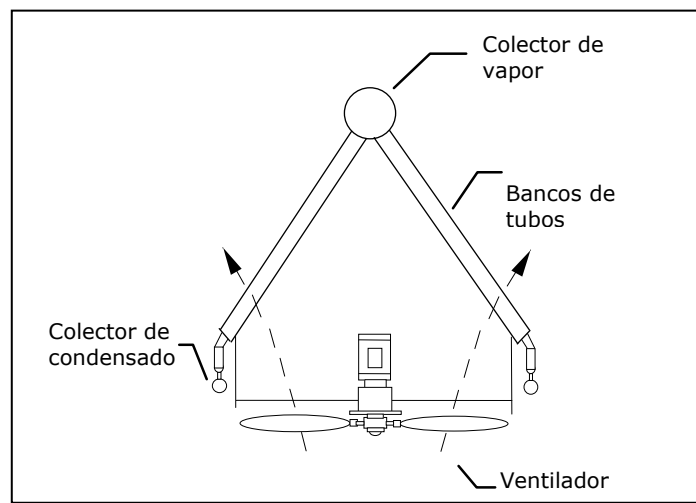


Figura 4.27. Esquema del aerocondensador.

La principal ventaja de este tipo de equipos frente a los sistemas de condensación tradicionalmente utilizados es que no existe consumo de agua, lo que permite que puedan construirse plantas en zonas donde exista recurso para producir energía eléctrica (carbón, biomasa, etc.) pero sin embargo no se disponga de agua para abastecer otros sistemas (una torre de refrigeración, por ejemplo). Se encuentran ejemplos de este tipo en países como Irán, Sudáfrica o en zonas de EEUU donde no es posible obtener agua a un coste que permita la viabilidad de la planta (Elliot y Kals, 1990). El uso del aerocondensador como equipo de refrigeración para plantas de gran potencia solo está justificado en este caso. La necesidad de equipos de un gran tamaño, con elevados consumos eléctricos y cuyo funcionamiento depende de las condiciones ambientales no lo hacen económicamente viable en lugares donde no exista problema para la disponibilidad de agua. Sin embargo este tipo de sistemas sí que se adapta muy bien en plantas de baja y media potencia (cogeneración, plantas de aprovechamiento de RSU, plantas de biomasa etc.) donde el uso del aerocondensador se ha generalizado en los últimos años. En estos casos además de las ventajas medioambientales frente a las torres de refrigeración (no existe riesgo de contaminación de aguas), el tamaño físico del aerocondensador necesario es menor que el de otros sistemas de refrigeración, por lo que se disminuye el impacto visual, factor que resulta muy importante en instalaciones cercanas a núcleos urbanos. La mejora en el diseño está haciendo también que decrezcan los problemas

asociados al ruido generado por este tipo de equipos (Gaivao, 1996). Por otro lado los costes de mantenimiento son menores que en el caso de sistemas de refrigeración que utilicen agua, ya que los problemas debidos a la corrosión son menos frecuentes (Gaivao, 1996).

La C. T. de Escucha se construyó muy cerca de las cuencas mineras situadas en la zona Teruel lo que supuso una ventaja para el suministro de carbón, aunque obligó a colocar un aerocondensador ya que en esta zona no se disponía de agua en cantidad suficiente para el uso de los sistemas de refrigeración tradicionales. El equipo instalado (Figura 4.28), consta de cuarenta ventiladores dispuestos en grupos de cinco (ramas). Los bancos de tubos en los que condensa el vapor están formados a su vez por tres hileras de tubos elípticos aleteados dispuestos al tresbolillo. La sección elíptica permite aumentar la superficie trasversal, por lo que es necesario un menor número de hileras evitándose una mayor pérdida de carga del aire a su paso. La distancia entre aletas disminuye desde las capas internas hasta las más externas. De esta forma se compensa el calentamiento que sufre el aire al paso por los tubos y el vapor condensa aproximadamente de la misma forma en todos ellos.



Figura 4.28. Imágenes del aerocondensador instalado en la C.T. de Escucha.

En cada rama existen cinco ventiladores (ver Figura 4.29), de los cuales cuatro son los denominados condensadores y funcionan según acaba de describirse. Conectado en serie con ellos se encuentra el deflamador. Aunque las características del ventilador son las mismas, algunas diferencias en el banco de tubos y en la forma de conexión de este último, hace que el conjunto funcione de forma distinta. El objetivo de este subsistema es evacuar los posibles incondensables que puedan aparecer en la corriente de vapor, e igualar la presión en todo el colector. Estos incondensables, si no son eliminados, pueden dar problemas de corrosión o acumularse en el interior de los tubos llegando a taponarlos. Esto último supondría una disminución de la superficie de intercambio (aparición de zonas muertas) lo que implicaría una menor capacidad de refrigeración del equipo (Mach y Schulenberg, 1972). Como puede apreciarse en la Figura 4.29, en el deflamador el vapor entra por la parte inferior. Las bombas de vacío, conectadas a la parte superior, son las encargadas de succionar las distintas substancias que puedan aparecer junto con el vapor (principalmente aire y otros gases inertes). Además, estas bombas arrastran también parte del condensado, así como vapor que pudiera

quedar sin condensar. Este último condensa en la subida y cae de nuevo por gravedad al colector inferior. Es precisamente por este efecto por lo que en ocasiones este subsistema aparece también en la bibliografía como condensador a contracorriente (Berger, 1988).

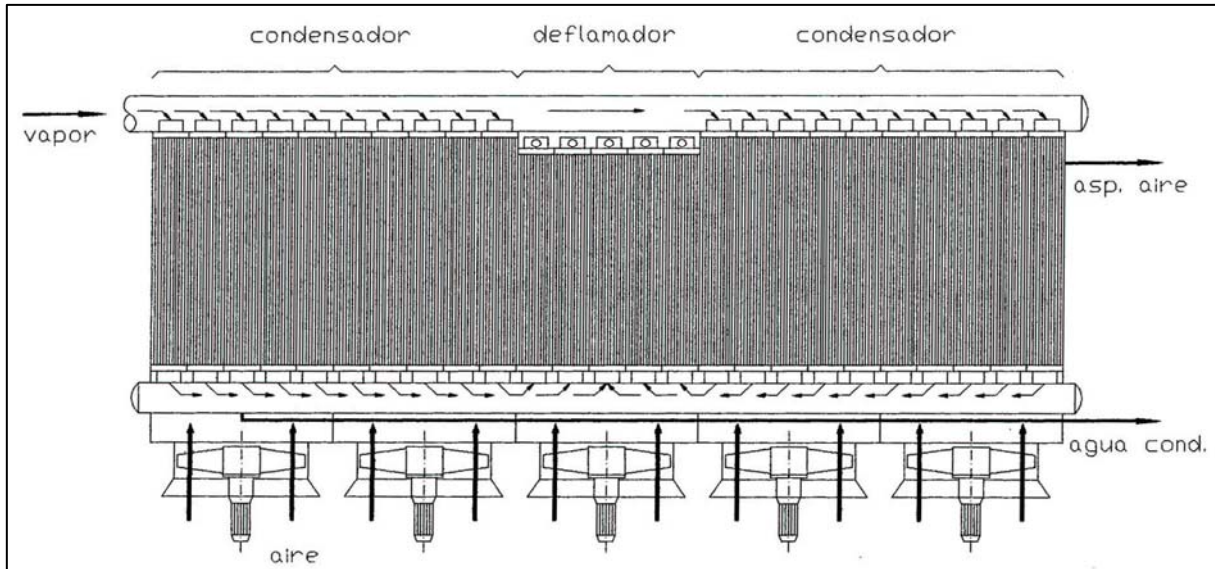


Figura 4.29. Disposición de los ventiladores en una de las ramas que componen el aerocondensador.

La presión de vacío en el aerocondensador viene fijada principalmente por su capacidad de refrigeración, mientras que las bombas tienen como objetivo mejorar el funcionamiento del mismo y homogeneizar la presión. Los parámetros que van a influir en la capacidad de refrigeración son las condiciones ambientales y el modo de funcionamiento.

- Condiciones ambientales: Principalmente la temperatura, aunque también influye la dirección y la velocidad del viento, así como la radiación solar.
- Modo de funcionamiento: En función del número de ventiladores que estén en marcha y del régimen de funcionamiento, la capacidad de refrigeración del aerocondensador varía. Los ventiladores agrupados en una misma rama, pueden trabajar de tres formas: a marcha rápida (máxima velocidad), a marcha lenta (velocidad media) o bien estar parados. Son posibles 17 combinaciones en total (Tabla 4.8) teniendo en cuenta que ninguna rama estará parada mientras exista una que esté a marcha rápida.

Tabla 4.8. Combinaciones de funcionamiento del aerocondensador.

Combinación	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Nº de ramas a marcha rápida	8	7	6	5	4	3	2	1	0
Nº de ramas a marcha lenta	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Nº de ramas paradas	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Combinación	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	
Nº de ramas a marcha rápida	0	0	0	0	0	0	0	0	
Nº de ramas a marcha lenta	8	7	6	5	4	3	2	1	
Nº de ramas paradas	1	2	3	4	5	6	7	8	

Para unas condiciones de operación de la planta, el aerocondensador puede funcionar en más de una de estas combinaciones aunque puede resultar imposible trabajar con otras. El funcionamiento del aerocondensador para cada una de estas combinaciones viene representado por un conjunto de curvas características, que relacionan el caudal de condensado, con la temperatura ambiente y la presión de vacío para cada combinación. En la Figura 4.30 aparecen representadas estas curvas características para dos posibles modos de operación o combinaciones.

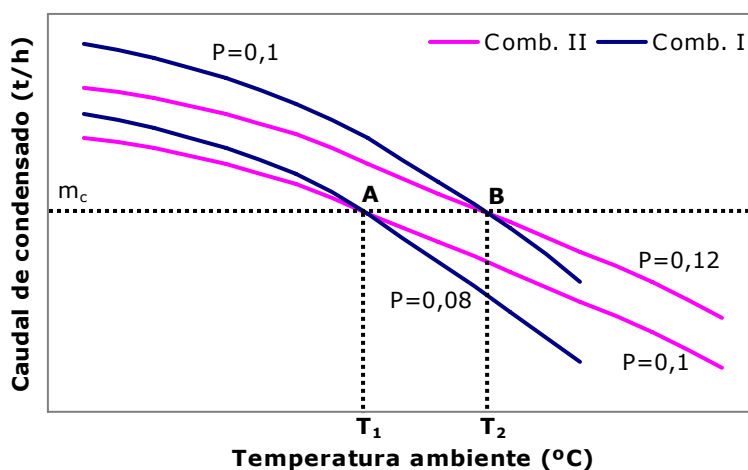


Figura 4.30. Curvas características del aerocondensador.

¿Cómo se regula el funcionamiento de este equipo? Suponiendo que la planta se encuentra trabajando en el punto A de la figura anterior, funcionando con la combinación II, si la temperatura del aire aumentara (pasara de T_1 a T_2), la capacidad de refrigeración del aerocondensador iría disminuyendo por lo que la presión de vacío aumentaría (en la figura se pasaría de trabajar en la curva a presión 0,1 a la de 0,12 bar, punto B) y con ella disminuiría el rendimiento del ciclo. Cuando se detecta esta situación si se quieren mantener las condiciones del ciclo (presión, temperatura y caudal), y siempre que sea posible, se pasa a funcionar con una combinación superior, es decir, se pone en marcha alguna rama que estuviera parada o una se que esté a marcha lenta se pasa a rápida. En el ejemplo de la figura se pasaría a trabajar en el punto B pero con la combinación I, lo que supondría un aumento de los consumos propios pero se conseguiría mantener la misma presión de vacío que en el punto A (0,1 bar) aunque aumentara la temperatura del aire. Por el contrario, si el número de ventiladores es superior al necesario puede ocurrir que la presión de vacío disminuya haciendo que en algunas ramas puedan existir problemas de subenfriamiento del condensado, lo que tampoco interesa. En ese caso alguna rama de ventiladores se bajará de marcha o se parará. Estas curvas características son las que se utilizarían para simular el comportamiento del aerocondensador dentro del modelo del ciclo.

4.3.3.2 Simulación del funcionamiento del aerocondensador. Integración en el modelo de ciclo.

Como acaba de explicarse y también se ha señalado en distintos puntos de esta tesis, el uso del aerocondensador implica una fuerte dependencia del funcionamiento de toda la planta con la temperatura ambiente. Una forma de evaluar como influye realmente esta variable es introducir dentro del modelo del ciclo la simulación del funcionamiento de este equipo.

Para ello lo que se ha hecho ha sido parametrizar las curvas características de diseño del aerocondensador ajustándolas con datos tomados en planta. Es necesario señalar que en este ajuste solo se ha considerado la influencia de la temperatura ambiente, sin embargo existen otros factores que también condicionan su funcionamiento pero que resulta prácticamente imposible valorar (velocidad y dirección del viento o radiación solar). Por otro lado las condiciones de funcionamiento tampoco son constantes (ensuciamiento, formación de poros en los tubos, etc.), por lo que existe siempre un porcentaje de error de difícil valoración.

Las curvas parametrizadas permiten conocer, fijada la temperatura ambiente, cómo están relacionados el caudal de condensado y la presión de vacío para cada combinación. En la Figura 4.31 están dibujadas las curvas correspondientes a la combinación I (todos los ventiladores a máxima velocidad) y la combinación IX (todos los ventiladores a media velocidad), a temperatura ambiente constante de 10 °C. Puede comprobarse como un aumento del caudal de condensado supone también un aumento de la presión de vacío en el aerocondensador. Por otro lado, fijada la presión de vacío, cuantos más ventiladores se tengan en funcionamiento más caudal de vapor se podrá procesar (aumenta la capacidad de refrigeración).

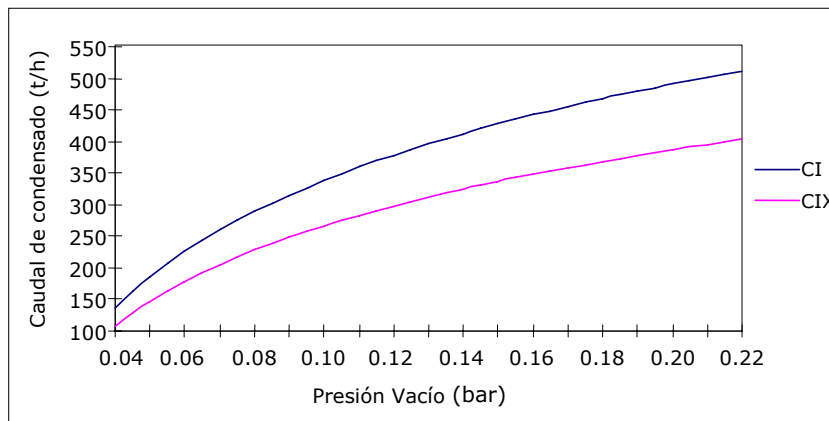


Figura 4.31. Curvas del aerocondensador a temperatura ambiente de 10°C

Dentro del modelo de ciclo, las curvas características aparecen como una ecuación más. La presión de vacío dejaría de ser dato, y se introducirían adicionalmente la combinación de funcionamiento y la temperatura ambiente. La solución del problema se obtendría según aparece esquematizado en la Figura 4.32:

- A partir de la simulación del resto de equipos del ciclo, y tomando como datos la temperatura de vapor vivo (t_{HPE}), la de recalentado (t_{IP1e}) y la carga del grupo (W_{grupo}) se obtendría el caudal de condensado en función de la presión de vacío (p_{LP4s}).
- Fijada la combinación de trabajo del aerocondensador y la temperatura del aire ambiente, la curva parametrizada permitiría relacionar, de nuevo, el caudal de condensado y la presión de vacío.
- La intersección de ambas funciones permitiría obtener el caudal de condensado y a partir de allí el resto de variables del ciclo.

Por otra parte, dado que el funcionamiento de este equipo penaliza considerablemente los consumos propios de la planta, aunque no sea un factor importante para el objetivo final de esta tesis, si que podría resultar interesante para la operación de la planta conocer qué supone

trabajar con una u otra combinación y valorarlo económicamente. Para ello, podrían añadirse al modelo un conjunto de ecuaciones que permitieran realizar dicha valoración.

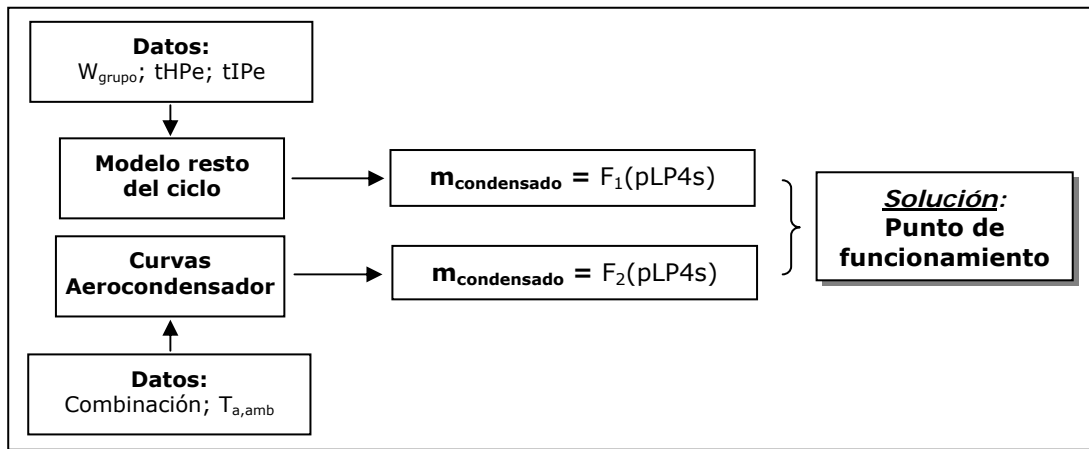


Figura 4.32. Integración del funcionamiento del aerocondensador dentro del simulador de ciclo.

4.3.4 Los precalentadores

4.3.4.1 Disposición de los precalentadores en el ciclo.

En las centrales térmicas convencionales se utiliza habitualmente lo que se denomina ciclo regenerativo, es decir, el agua de alimentación a caldera se precalienta mediante vapor de extracción del cuerpo de turbina. Se pretende de esta forma mejorar el rendimiento del ciclo (Moran y Shapiro, 1999). La C.T. de Escucha dispone de cinco precalentadores cerrados de agua de alimentación (tres de baja presión y dos de alta) más un desgasificador. La Figura 4.33 muestra un esquema del ciclo de esta central en el que se han señalado los distintos equipos que lo forman. Tomando como punto de partida para el agua el conjunto desgasificador-tanque de alimentación, equipo en la que se almacena antes de su alimentación a caldera, puede revisarse los distintos equipos que componen el ciclo y la posición que los precalentadores ocupan en el mismo.

Como puede verse en la Figura 4.33, el conjunto desgasificador-tanque de alimentación recibe, por un lado, el condensado principal procedente del aerocondensador tras pasar por los tres precalentadores de baja presión (denominados *precalentadores A1, A2 y A3*). El vapor utilizado en estos equipos para calentar el condensado principal proviene respectivamente de las tres extracciones de la turbina de baja. Al tanque también llega vapor proveniente directamente de una extracción de la turbina de media, así como el vapor de los *precalentadores cerrados de alta presión (A5 y A6)* una vez que ese vapor se ha utilizado para incrementar la temperatura del agua de alimentación a caldera en dichos equipos. Este vapor provenía a su vez de la otra extracción de la turbina de media y de la primera extracción a la salida de la turbina de alta. Además de los equipos señalados, el ciclo se completa con las bombas de alimentación, las de condensado principal y las de condensado secundario. Las primeras toman el agua del tanque de alimentación y la introducen de nuevo al ciclo a alta presión, para que a su paso por los dos precalentadores cerrados se caliente antes de llegar a caldera. Tras su paso por la turbina y el aerocondensador, el líquido aproximadamente saturado obtenido a la salida de este último equipo se acumula en el tanque de condensado principal. De allí las bombas de condensado

principal se encargarán de aumentar su presión para que llegue al tanque de alimentación tras su paso, por los precalentadores cerrados de baja como ya se ha señalado.

El funcionamiento tanto de los precalentadores cerrados como del desgasificador va a fijar los caudales de extracción de las distintas secciones de turbina. En el siguiente apartado se va a describir como se han modelizado cada uno de ellos en el programa de cálculo.

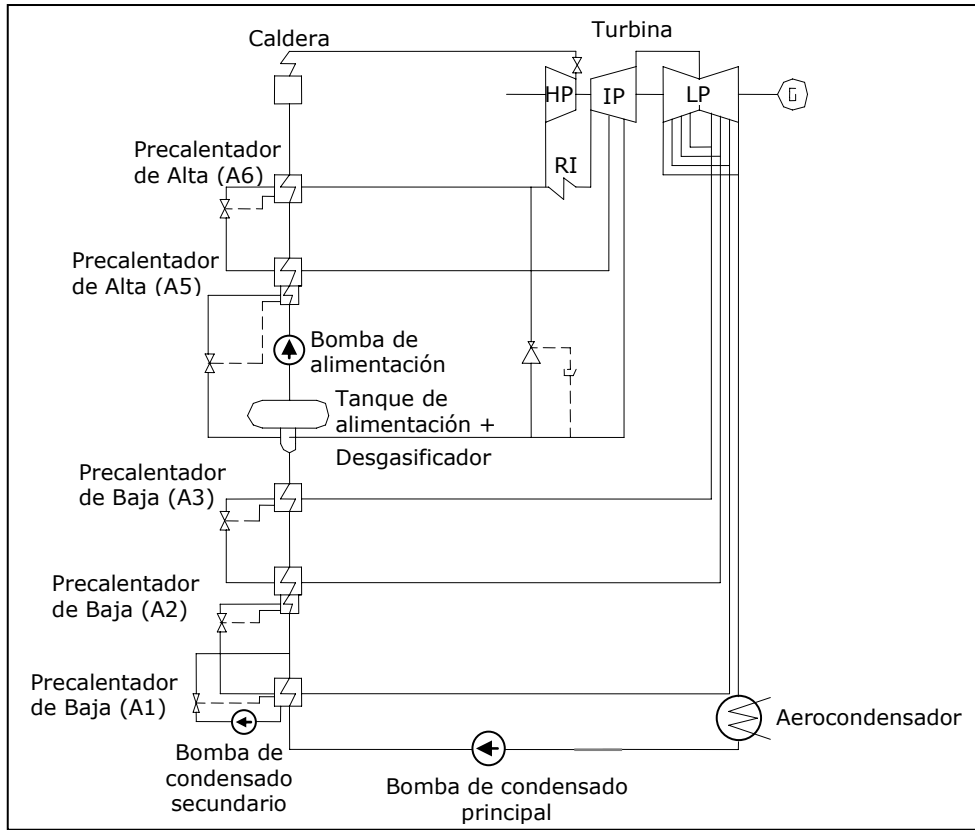


Figura 4.33. Diagrama del ciclo. Designación de equipos.

4.3.4.2 Modelo de los precalentadores. El método TTD-TDCA.

Para calcular el caudal de vapor que llega a los precalentadores de cada una de las extracciones, así como las condiciones del agua en los distintos puntos y el caudal de alimentación a caldera, dentro del modelo de ciclo se ha realizado la simulación de los cinco precalentadores cerrados, de las bombas y del conjunto desgasificador-tanque de alimentación. El funcionamiento de estos equipos se ha analizado de la siguiente manera:

- Para las bombas se ha tomado como dato el rendimiento isoentrópico de las mismas.
- Las pérdidas de carga, tanto en el lado vapor como en el lado agua, se han fijado a partir de datos suministrados por los fabricantes (C.T. de Escucha, 1997).
- En los precalentadores cerrados y en el conjunto desgasificador-tanque de alimentación se han realizado los balances de masa y energía considerando que son adiabáticos:

(4.63) $m_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}}$

(4.64) $Q_{\text{cedido por flujo caliente}} = Q_{\text{absorbido por flujo frío}}$

- Para la relación entre las temperaturas de entrada y salida de los distintos flujos en estos equipos, se han definido los parámetros TTD y TDCA (Figura 4.34).

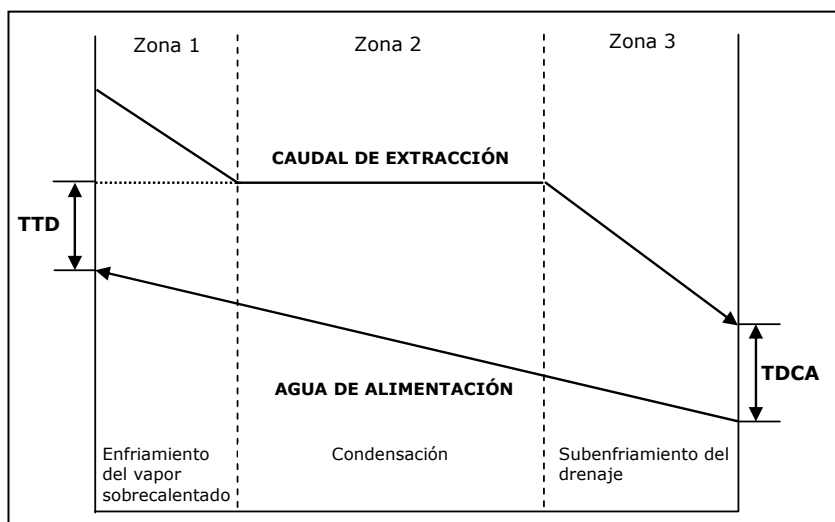


Figura 4.34. Perfiles de temperatura en un precalentador de agua de alimentación.

Como queda reflejado en la figura, estos parámetros se definen como:

- El parámetro **TTD** es la diferencia entre la temperatura de salida del flujo frío (agua) y la temperatura de vapor saturado del flujo caliente (vapor de la extracción)
- El parámetro **TDCA** es la diferencia de temperatura entre la salida del flujo caliente que puede llegar a ser líquido subenfriado y la entrada del flujo frío.

Para cada uno de los equipos, los parámetros TTD y TDCA se han obtenido a partir de datos de diseño disponibles a distintas cargas (balances térmicos a 160, 146 y 110 MWe) y posteriormente se han ajustado con datos de planta (Herranz, 1997). A partir de dicho procedimiento, los resultados obtenidos para estos parámetros han sido valores constantes en los precalentadores de baja mientras que en los de alta éstos son función del caudal de extracción en cada momento (ver Anexo VIII).

Dado que cada uno de los precalentadores cerrados funciona de forma diferente, se va a explicar brevemente sus particularidades, como se aplicaron las ecuaciones y balances a cada uno de ellos, así como al conjunto desgasificador-tanque de alimentación. Para facilitar el seguimiento de esta parte, se remite al lector al Anexo VIII donde encontrará un diagrama del ciclo en el que aparece la designación utilizada para cada punto.

- **Precalentador cerrado A1:** Este equipo recibe el condensado principal de la salida del aerocondensador impulsado por la bomba (ver Figura 4.33). El vapor que se utiliza para calentarlo proviene de la última extracción de la turbina de baja, se trata del vapor a menor temperatura, y que pasa a líquido saturado en este equipo. A él llega también el condensado obtenido a partir del vapor utilizado en los otros dos precalentadores de baja y que se mezcla con el anterior. Todo el condensado, una vez que se ha utilizado para calentar el agua, se extrae del precalentador mediante la bomba denominada de condensado secundario y se impulsa para mezclarlo con el agua de alimentación a la

salida del precalentador (punto m). La Figura 4.35 muestra el esquema del precalentador y el perfil de temperaturas del mismo. La temperatura de entrada del vapor ($tvA1ent$) se obtiene a partir del balance de energía en el punto de mezcla del vapor de extracción y del condensado que proviene de los precalentadores A2 y A3.

Las condiciones de salida del agua ($tA1sal$) se obtendrían a partir del balance de energía al precalentador y el parámetro TTD. Por último, las condiciones del agua total que irá al precalentador A2, se obtendrá haciendo el balance de masa y energía en el punto "m" de mezcla.

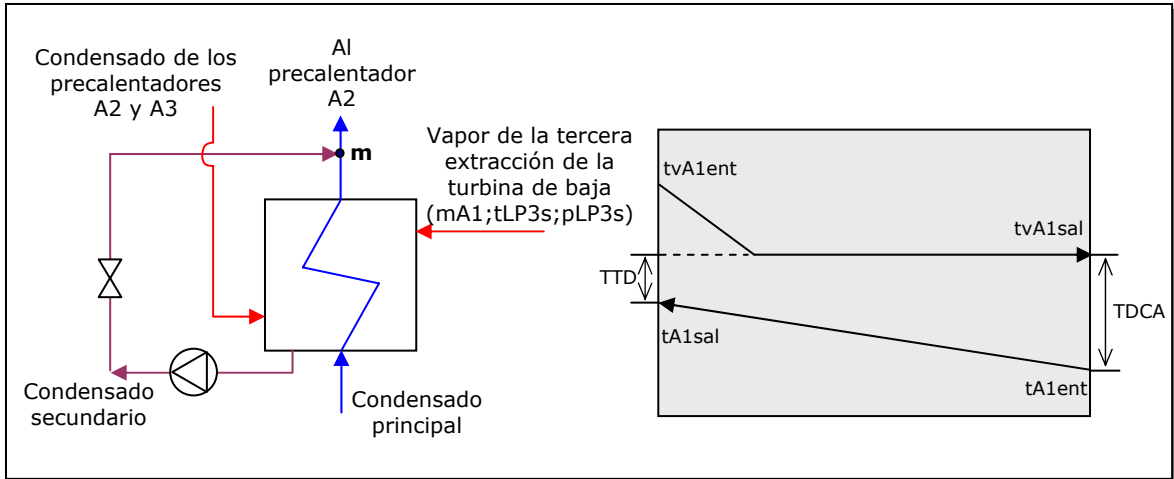


Figura 4.35. Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A1.

- Precalentador cerrado A2:** A este equipo llega el agua tras el punto de mezcla del condensado principal y secundario a la salida del precalentador A1. El vapor proviene de la segunda extracción de la turbina de baja y pasa a líquido subenfriado en este equipo. A él llega también el condensado obtenido a partir del vapor utilizado en el precalentador de baja A3 y se mezcla con el anterior. Una vez que se ha utilizado para calentar el agua, el condensado resultante se llevará al precalentador A1, según se ha señalado anteriormente.

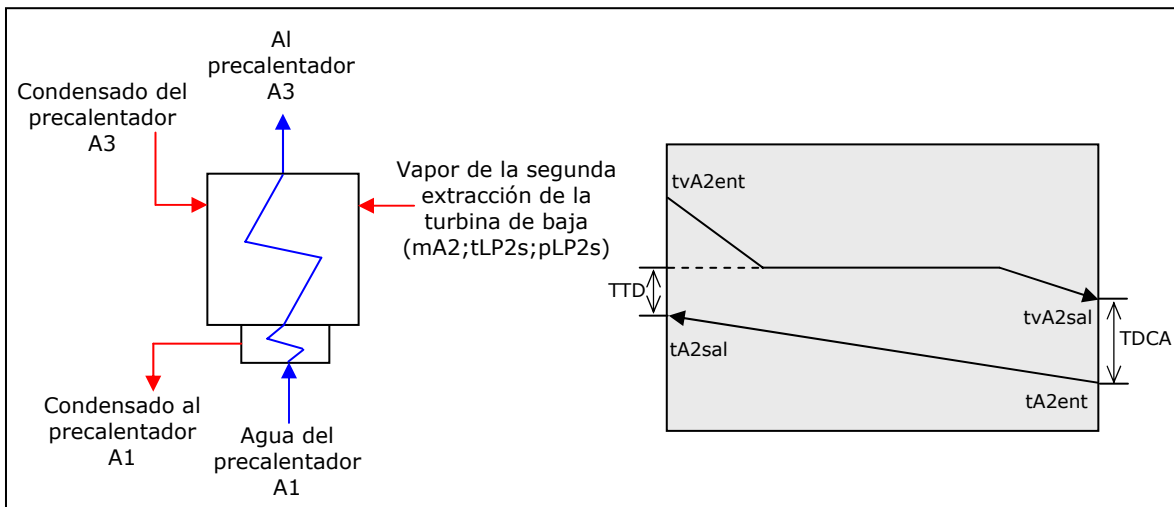


Figura 4.36. Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A2.

La Figura 4.36 muestra el esquema del precalentador y el perfil de temperaturas del mismo. La temperatura de entrada del vapor ($tvA2ent$) se obtiene a partir del balance de energía en el punto de mezcla del vapor de extracción y del condensado que proviene del precalentador A3. Las condiciones de salida del agua ($tA2sal$) se obtendrán a partir del balance de energía al precalentador y los parámetros TTD y TDCA.

- **Precalentador cerrado A3:** Este es el último precalentador de baja. A su salida el agua se almacena en el tanque de alimentación. El vapor que se utiliza en este equipo proviene de la primera extracción de la turbina de baja y en él pasa a líquido saturado. El condensado resultante se llevará al precalentador A2. La Figura 4.37 muestra el esquema del precalentador y el perfil de temperaturas del mismo.

La temperatura de entrada del vapor ($tvA3ent$) es en este caso la temperatura del vapor de extracción. Las condiciones de salida del agua ($tA3sal$) se obtendrán a partir del balance de energía al precalentador y del parámetro TTD.

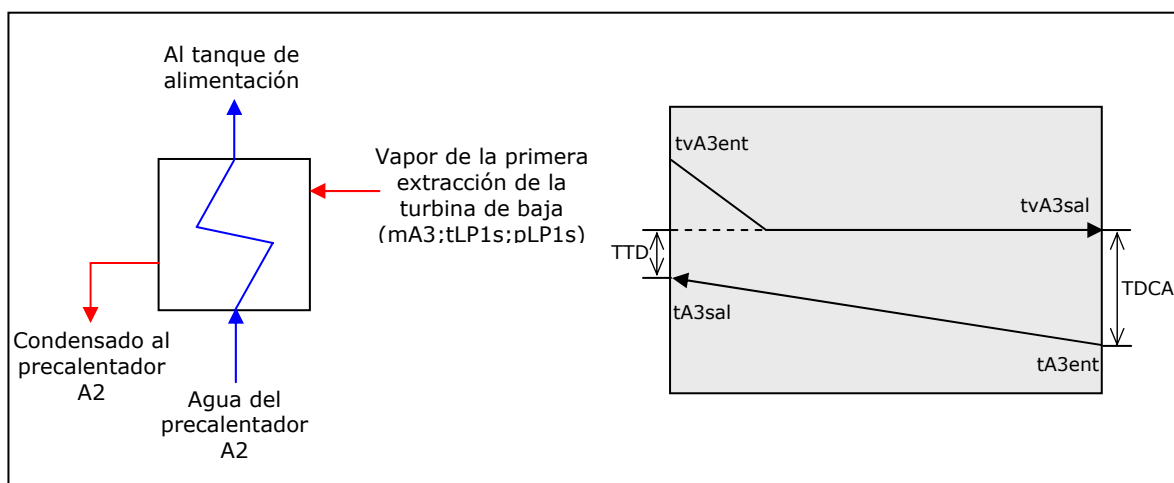


Figura 4.37. Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A3.

- **Desgasificador-tanque de alimentación:** El vapor de la segunda extracción de la turbina de media (m_{A4}) se mezcla en el desgasificador con el agua que ha pasado por los precalentadores de baja (m_3). El resultado de esta mezcla, líquido ligeramente subenfriado, pasa al tanque de alimentación donde también llega el condensado que proviene de los precalentadores de alta (m_5 y m_6).

Tras la mezcla de todos estos flujos, del tanque sale ya el caudal de agua necesario en caldera y que es impulsado por las bombas de agua de alimentación. Las condiciones de salida y el caudal se obtendrán a partir del balance de masa y energía, así como del parámetro TTD que puede definirse en el intercambio entre el vapor y el agua en el desgasificador (Figura 4.38).

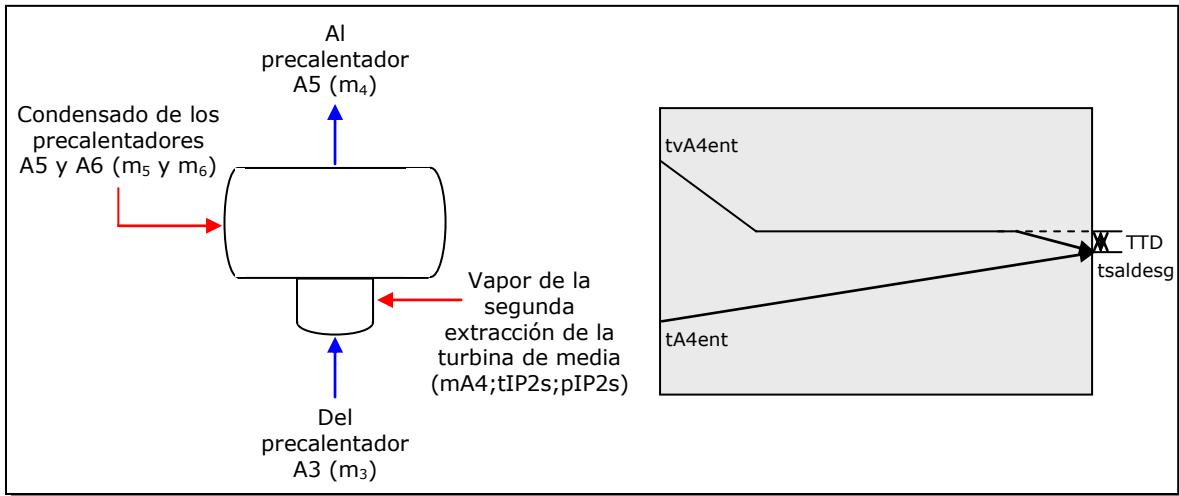


Figura 4.38. Esquema del conjunto tanque-desgasificador y perfil de temperaturas en este.

- Pre calentador cerrado A5:** A este equipo llega el agua de alimentación que sale del tanque. El vapor proviene de la primera extracción de la turbina de media y pasa a líquido subenfriado en este equipo. A él llega también el condensado obtenido a partir del vapor utilizado en el pre calentador de alta A6 y se mezcla con el anterior. Una vez que se ha utilizado para calentar el agua, el condensado resultante se llevará al tanque, según se ha señalado anteriormente. La Figura 4.39 muestra el esquema del pre calentador y el perfil de temperaturas del mismo.

La temperatura de entrada del vapor ($tvA5ent$) se obtiene a partir del balance de energía en el punto de mezcla del vapor de extracción y del condensado que proviene del pre calentador A6. Las condiciones de salida del agua ($tA5sal$) se obtendrían a partir del balance de energía al pre calentador y los parámetros TTD y TDCA.

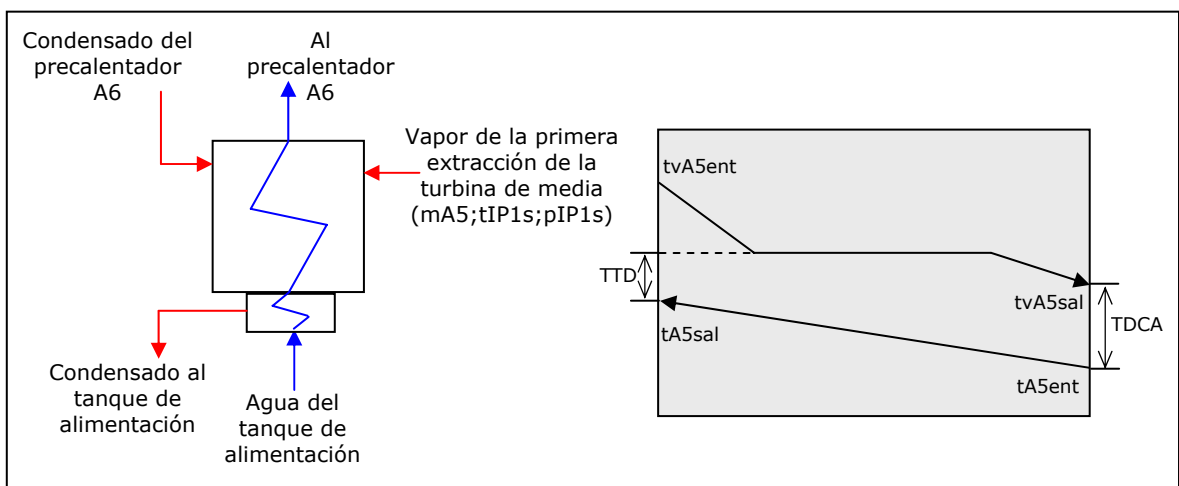


Figura 4.39. Esquema y perfil de temperaturas del pre calentador A5.

- **Precalentador cerrado A6:** Este es el último precalentador por el que pasa el agua de alimentación antes de su entrada a caldera, por ello es también en el que el agua se encuentra a mayor temperatura. El vapor proviene de la extracción a la salida de la turbina de alta presión. Entra como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado camino del precalentador A5. En la Figura 4.40 se representa el esquema del precalentador, el perfil de temperaturas del mismo.

La temperatura de entrada del vapor (t_{vA6ent}) es en este caso la temperatura del vapor de extracción. Las condiciones de salida del agua (t_{A6sal}), y por tanto de entrada a la caldera, se obtendrán a partir del balance de energía al precalentador y del parámetro TTD.

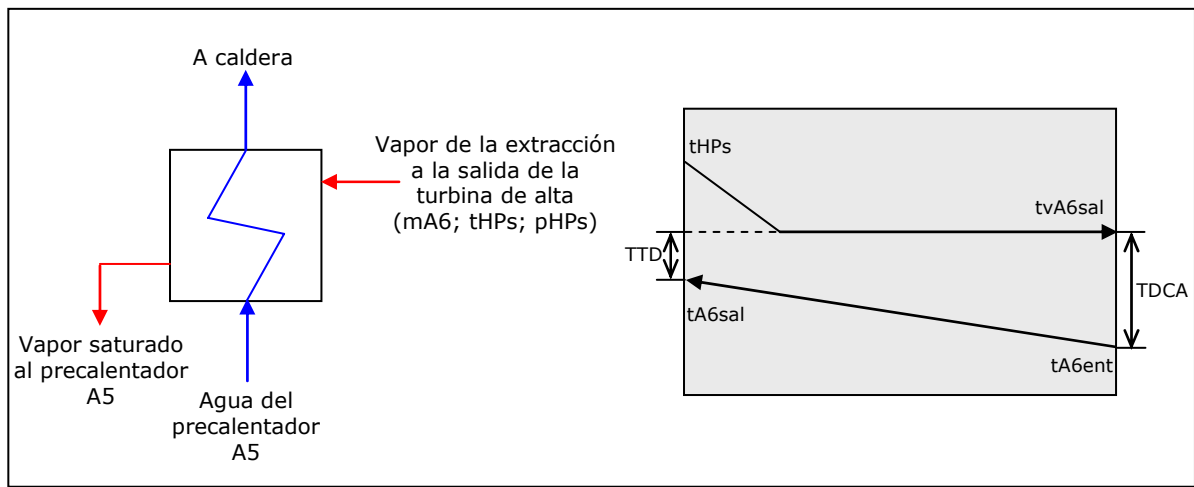


Figura 4.40. Esquema y perfil de temperaturas del precalentador A6.

A partir de todo lo expuesto se obtendría el caudal y las condiciones del agua a la entrada de la caldera así como el caudal correspondiente a cada una de las extracciones de turbina.

4.3.5 La caldera.

El último subsistema en el que se ha dividido el ciclo es el generador de vapor, es decir el equipo en el que se aprovecha la energía del combustible para producir vapor a alta presión y temperatura. Desde el punto de vista del ciclo de vapor, de este sistema solo interesa conocer cuánto calor ha absorbido el agua a su paso por el mismo y no cómo se ha realizado la transferencia de calor.

En la Central Térmica de Escucha, como ya se ha señalado, se dispone de una caldera de un solo paso o de corriente directa, donde el agua, impulsada por la bomba de alimentación, se transforma en vapor en un solo paso aprovechando la energía de los gases de combustión (Kakaç, 1991). El agua que, como se ha visto en el apartado anterior, proviene del último precalentador (A6) pasa a vapor y sale a las condiciones de entrada a la turbina de alta (vapor vivo). Una vez que atraviesa esta turbina, gran parte del vapor vuelve al generador donde aumenta de nuevo su temperatura hasta un valor aproximadamente igual o algo inferior a la que tenía como vapor vivo (condiciones de vapor recalentado). A la salida entra ya definitivamente a la turbina de media para su total aprovechamiento. En la realización del modelo, estas dos etapas, se han considerado como dos equipos independientes (Figura 4.41).

Por un lado se ha definido "la cámara" que incluiría el economizador, el hogar y el sobrecalentador y que tiene en cuenta el calor absorbido por el agua desde la salida del último precalentador hasta transformarse en vapor a las condiciones de entrada a la turbina de alta (HP_e). Por otra está el "recalentador intermedio" o RI y que hace referencia, por tanto, a la transformación que el vapor sufre entre la salida de la turbina de alta (HP_s) y la entrada a la de media ($IP1_s$).

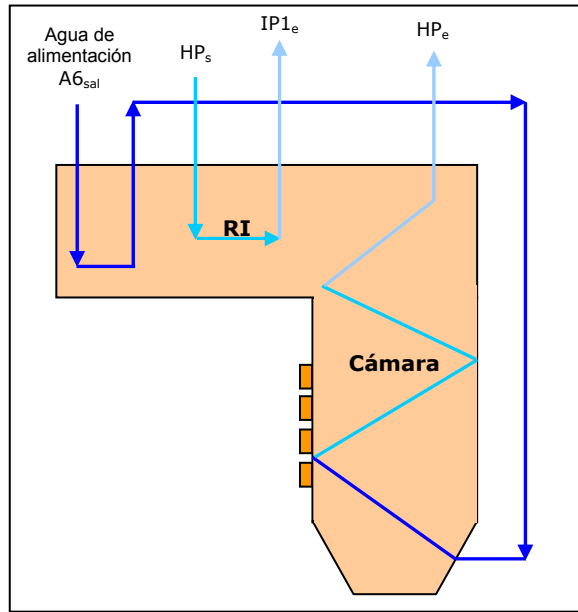


Figura 4.41. Esquema de caldera.

El calor total absorbido por el vapor (Q_{TOTAL}) se obtendrá como la suma del absorbido en la cámara ($Q_{cámara}$) y en el RI (Q_{RI}) según recogía la ecuación (4.48). Cabe recordar que es precisamente este valor el que, junto con el rendimiento del ciclo, se utilizará como dato de entrada en los programas para el cálculo del rendimiento de caldera y del consumo específico según se ha explicado en apartados anteriores.

La temperatura de salida tanto de la cámara (temperatura de vapor vivo) como del RI (temperatura de recalentado) son datos de entrada al programa. Ambos valores fueron registrados durante las pruebas por el sistema de adquisición de datos. Para completar el modelo de ciclo es necesario conocer la pérdida de carga en ambas partes, es decir la relación existente entre las presiones a la entrada y a la salida. Para ello se barajó la posibilidad de simular su comportamiento en función de la geometría y de las condiciones de entrada y salida del fluido. Sin embargo, debido a la poca información disponible y atendiendo a distintos modelos de comportamiento de este tipo de equipos encontrados en la bibliografía (Idel'cik, (1986), Crane (1987)), su simulación resultaba muy complicada y fuera de los objetivos marcados en la tesis. Sin embargo, a partir de los datos registrados para las presiones de entrada y salida del vapor tanto en la cámara como en el RI, se pudo comprobar que en ambos equipos existía una relación lineal entre ambas presiones, relación que fue validada con una muestra significativa de datos a distintas cargas y condiciones de operación. La y Figura 4.43 muestran dichas relaciones.

En la Figura 4.42, aparece representada la presión de salida del recalentador intermedio (p_{IP1e}) frente a la presión de entrada (p_{HPs}). Puede comprobarse que existe una relación lineal entre

ambos valores. Aparecen representados dos posibles ajustes lineales entre estos valores (opción 1 y 2). Aunque la aproximación es muy buena en ambos casos ($R^2 > 0.99$), debido a su sencillez, se optó por utilizar en el modelo la aproximación que pasa por el origen (opción 2)

$$(4.65) \quad pHPs = 1,1479 \cdot pIP1e$$

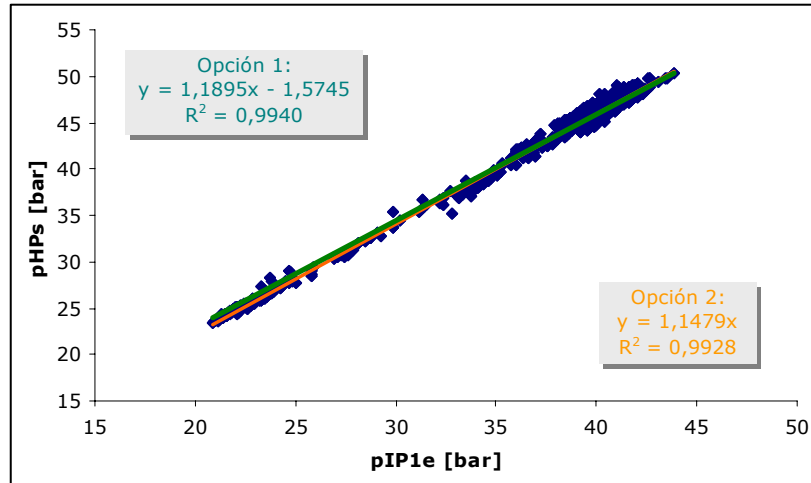


Figura 4.42. Pérdida de carga en el Recalentador Intermedio.

Para la cámara, subsistema mucho más complejo, también fue posible obtener una relación lineal entre la presión de entrada del agua de alimentación ($pA6_sal$) y la presión de salida del vapor a turbina ($pHPe$) (Figura 4.43).

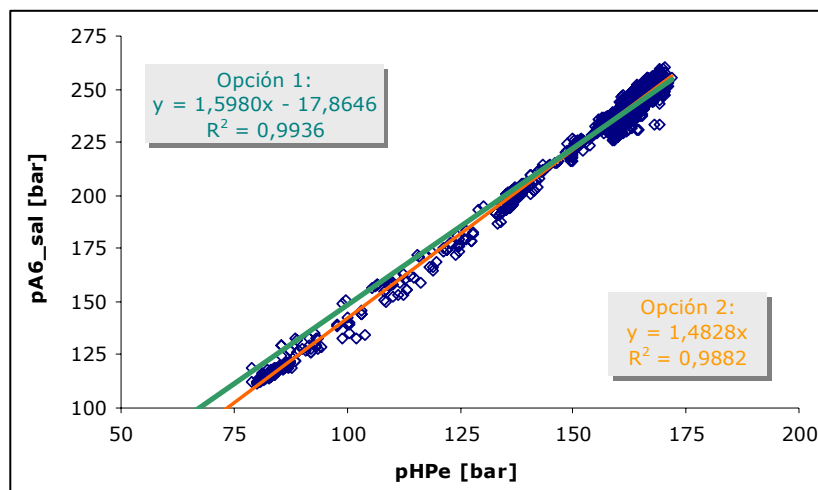


Figura 4.43. Pérdida de carga en la cámara.

De nuevo, como queda reflejado en la figura, se obtuvieron dos posibles aproximaciones lineales entre las dos variables. En este caso, aunque físicamente pueda no tener sentido cuando se tratara de presiones próximas a cero, atendiendo al mínimo error y dado que se busca la mejor aproximación en el rango de valores que se muestra en la figura, la ecuación utilizada finalmente en el modelo fue la opción 1, es decir:

$$(4.66) \quad pA6sal = 1,5980 \cdot pHPe - 17,865$$

4.3.6 Ajuste del modelo final. Validación.

4.3.6.1 Aspectos generales.

Como se ha señalado al inicio del apartado 4.3, un modelo debe ser una herramienta capaz de reproducir el comportamiento de un sistema, proporcionando una serie de variables cuantificables ante unas variables de entrada. En este caso se ha realizado un modelo del ciclo de vapor de una central térmica con el fin de estimar a partir de variables fácilmente medibles otras que resultan más complicadas. Concretamente, y a modo de recordatorio, en el contexto de esta tesis el modelo de ciclo va a utilizarse para obtener el calor absorbido por el agua a su paso por la caldera y, a partir de ese valor poder llegar a calcular el consumo específico del combustible. Para estimar ese calor es necesario conocer previamente el caudal y las propiedades del vapor a la entrada y la salida de la caldera.

Como ya se ha visto en los apartados anteriores, el ciclo se ha dividido en cuatro partes de forma que para simular el comportamiento de cada una de ellas se han utilizado distintas expresiones y/o modelos matemáticos. Las cuatro partes son: la caldera, los precalentadores, el aerocondensador y la turbina.

- Desde el punto de vista del ciclo, de la *caldera* solo interesa conocer el caudal y las propiedades del agua a la entrada y salida de las dos partes en las que se ha dividido (la cámara y el recalentador intermedio). En ambos casos, la relación entre la presión de entrada y salida (pérdida de carga) se ha calculado siguiendo las expresiones expuestas en el apartado 4.3.5 y que se obtuvieron a partir de datos de planta, mientras que la temperatura de entrada se tomará como dato.
- En el caso de los *precalentadores* se han utilizado los balances y relaciones presentados en el apartado 4.3.4. Para fijar el valor de los parámetros TTD y TDCA de cada precalentador se ha utilizado un modelo previo realizado para la misma planta en el que estos parámetros se habían ajustado utilizando los balances térmicos disponibles para tres cargas diferentes y datos de planta (Herranz, 1997).
- En el contexto de esta tesis y con el fin de simplificar el modelo final utilizado se decidió no introducir las curvas características de funcionamiento del aerocondensador, y tomar como dato directamente la presión de vacío. La obtención de esta presión a partir de la combinación de trabajo y la temperatura ambiente, según se propuso inicialmente, no aportaba nada a este caso particular, aunque pueda resultar muy útil cuando el objetivo sea optimizar el rendimiento del ciclo o de la caldera o disminuir los consumos propios buscando la forma de trabajo del aerocondensador más adecuada (Canalís et ál.,1998).
- La parte crítica del modelo resulta, sin duda, la simulación del comportamiento de la *turbina*, que se ha llevado a cabo a partir de las expresiones de Spencer et ál (1974) para el cálculo del rendimiento isoentrópico de las distintas secciones, y la Elipse de Stodola para la estimación de los caudales (Cooke, 1985). En el siguiente apartado se presentará el modelo final elegido para cada sección y cómo se ha llevado a cabo tanto el proceso de ajuste como la validación de mismo.

Los datos de entrada al modelo serán la carga del grupo (W_{grupo}), la presión de vacío (p_{LP4s}), la temperatura de vapor vivo (entrada a la turbina de alta, tHP_e) y la temperatura de vapor

recalentado (entrada a la primera sección de la turbina de media (tIP1_e)). Como resultado, para cada condición de trabajo particular, definida a partir de los datos de entrada, se obtendrá: el caudal de agua o vapor en cada punto del ciclo, sus propiedades (temperatura, presión, entalpía, etc.), el rendimiento isoentrópico de cada una de las secciones de turbina, el calor absorbido por el agua en el recalentador intermedio y en la caldera, así como el rendimiento total del ciclo (Figura 4.44).

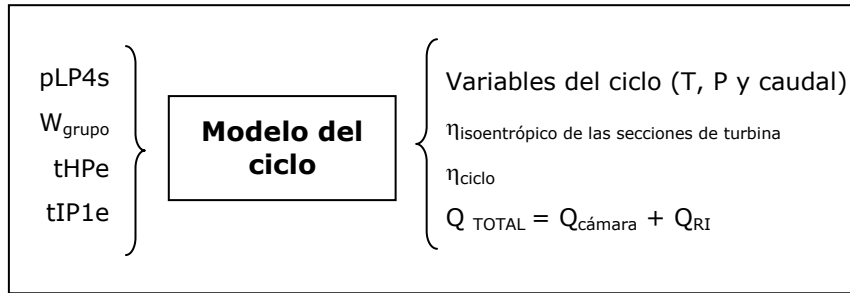


Figura 4.44. Variables de entrada y salida al modelo de ciclo.

Para la resolución del modelo se ha utilizado, como ya se hizo para el cálculo del rendimiento de caldera, la herramienta EES (Klein, S.A., 2012). El listado del programa con todas las variables y ecuaciones está recogido en el Anexo VIII.

4.3.6.2 Ajuste y validación del modelo de turbina de vapor.

Según se ha descrito en el apartado 4.3.2, atendiendo a las expresiones definidas por Spencer et ál (1974), existen diferentes opciones para simular el comportamiento de cada una de las secciones de turbina en función de sus características. Una vez analizadas dichas opciones y atendiendo a las particularidades de la turbina que se está modelizando, ha sido posible llegar a definir cuatro casos o simulaciones "Tipo". La Tabla 4.9 recoge las características de cada uno de ellos.

Tabla 4.9. Opciones analizadas para la simulación de la turbina de vapor.

<p>Simulación TIPO A</p> <ul style="list-style-type: none"> • THP como Sección de Alta Presión (1). • Etapas entre extracciones como Sección de Presión Intermedia. • Condiciones de Salida a partir de la última sección de la TLP (4). 	<p>Simulación TIPO B</p> <ul style="list-style-type: none"> • THP como Sección de Alta Presión (1). • Etapas entre extracciones como Sección de Presión Intermedia. • Condiciones de Salida a partir del conjunto TIP + TLP (3).
<p>Simulación TIPO C</p> <ul style="list-style-type: none"> • THP como Sección de Media Presión (2) • Etapas entre extracciones como Sección de Presión Intermedia. • Condiciones de Salida a partir de la última sección de la TLP (4). 	<p>Simulación TIPO D</p> <ul style="list-style-type: none"> • THP como Sección de Media Presión (2). • Etapas entre extracciones como Sección de Presión Intermedia. • Condiciones de Salida a partir del conjunto TIP + TLP (3).

De forma general la metodología seguida para llegar a definir el modelo del ciclo final, y que se ha aplicado a cada una de las cuatro opciones, ha sido la siguiente:

- 1º. Resolución del modelo a partir de las expresiones matemáticas generales que se han adaptado para cada uno de los equipos.
- 2º. Ajuste de parámetros a partir de datos de planta a plena carga.
- 3º. Validación del modelo ajustado a cargas parciales.

Aunque en todos los casos se ha resuelto el ciclo completo, el ajuste y validación se ha realizado al modelo de turbina debido a que solo se disponía de variables de control para esa parte. A continuación se mostrará cómo se llevó a cabo dicho proceso y cómo finalmente se eligió aquella opción que mejor aproximaba el comportamiento real de la turbina.

Para cada una de las secciones de turbina es posible ajustar dos parámetros (η_0 y K_0). El primero relaciona el cálculo del rendimiento a partir de las expresiones de Spencer et ál. (1974) con el obtenido a partir de los datos medios en planta. De forma general el rendimiento de cada sección se obtendrá como:

$$(4.67) \quad \eta_{\text{sección}} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{SCC}}$$

donde $\eta_{\text{sección}}$: es el rendimiento de la sección calculado a partir de datos de planta

η_{SCC} : es el rendimiento de la sección que se obtendría a partir de las expresiones de Spencer et ál. (1974)

η_0 : es la constante de ajuste.

Por otro lado, la Elipse de Stodola se utiliza para la obtención del flujo másico. En este caso también es posible ajustar la constante K_0 a las condiciones particulares de operación. La expresión general quedaría:

$$(4.68) \quad m_{\text{sección}} = K_0 \cdot f_{\text{Stodola}}$$

donde $m_{\text{sección}}$: es el caudal que atraviesa la sección de turbina

f_{Stodola} : sería la función particular que relaciona las condiciones de entrada y salida con el caudal másico para cada sección, distinguiendo entre las que tengan una tobera estrangulada (4.62) o no (4.61)

K_0 : es la constante de ajuste.

Por tanto, es posible calcular las constante η_0 y K_0 que consigan que el comportamiento modelizado de la turbina se ajuste lo más posible al real. Este vendrá definido por los valores de las variables registradas mediante el sistema de adquisición de datos. Aunque inicialmente estaba previsto disponer de los datos relativos a más variables, debido a fallos en algunas de las señales, no todos se registraron correctamente, por lo que, con el fin de evitar posibles errores, solo se han utilizado para el ajuste aquellas que presentaban suficiente fiabilidad. Estas variables, que a partir de aquí se denominarán variables de control, fueron (ver Figura 4.45): la presión de vapor vivo y de vapor recalentado (presión de entrada a la turbina de alta (p_{HP_e}) y a la de media (p_{IP1_e})), la presión a la salida de la turbina de alta (p_{HP_s}), la presión y la

temperatura a la salida de la primera y segunda sección de la turbina de media ($pIP1_s$, $pIP2_s$, $tIP1_s$, y $tIP2_s$, respectivamente). Además, cabe recordar que el modelo tenía como datos de entrada, la temperatura de vapor vivo y vapor recalentado ($tHPe$ y $tIP1e$) y la presión de vacío (es decir, la de salida de la última sección ($pLP4s$))

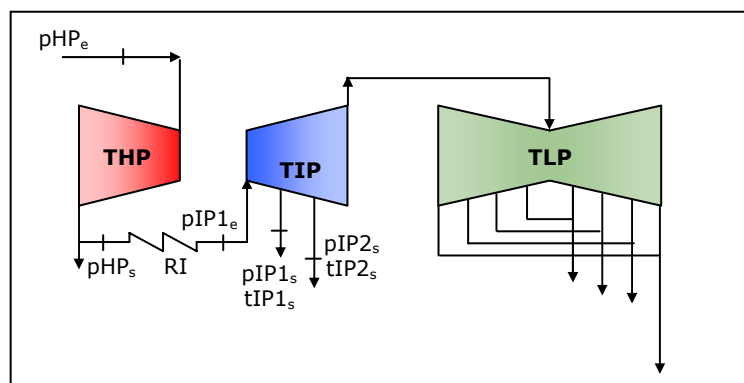


Figura 4.45. Variables de control utilizadas para el ajuste y validación del modelo.

Para poder elegir cual de las cuatro opciones definidas en la Tabla 4.9 era la más adecuada se aplicó, a cada una de ellas, el método descrito anteriormente, es decir, resolución, ajuste a plena carga y validación a cargas parciales. El procedimiento, de forma más detallada, fue el siguiente:

- 1°.- **Resolución del modelo de turbina:** Utilizando el balance térmico disponible a 160 MWe se calcularon las distintas constantes de ajuste (a partir de aquí, constantes en diseño, $K_{0,d}$ y $\eta_{0,d}$) y se pudo comprobar que el modelo de ciclo funcionaba correctamente tal cual se había definido. Dado que en dichos balances se dispone de la temperatura, la presión y el caudal en todos los puntos del ciclo, fue posible comparar la estimación llevada a cabo utilizando el modelo matemático con dichos valores, lo que permitió afirmar que la aproximación al comportamiento real de los distintos sistemas resultaba suficientemente probada.
- 2°.- **Ajuste a plena carga:** En un segundo paso, se tomaron datos de planta trabajando en distintas condiciones, pero con una potencia entorno a 160 MWe. Tomando como dato del programa la presión de entrada a las cuatro primeras secciones se calculó el valor de las constantes K_0 de las mismas y al resto se les asignó el valor calculado en diseño. Se comprobó que existía una relación lineal entre estos nuevos valores y los obtenidos anteriormente, lo que permitió ajustar el valor de K_0 de las tres secciones restantes para las que no se disponía de datos.

Una vez definidas estas constantes, utilizando la temperatura a la salida las dos primeras secciones de la turbina de media se ajustaron también los valores para η_0 . En este caso, no fue posible ajustar el resto, por lo que se dejaron los valores obtenidos en diseño. Siguiendo el mismo procedimiento se obtuvieron las constantes de ajuste de los cuatro modelos. Una vez finalizada esta parte, se pasó a comparar el comportamiento de las cuatro opciones a plena carga. Para dicha comparación, el primer paso fue

estimar la diferencia porcentual entre el valor obtenido por el modelo y el registrado para las variables de control (Error X_i) según la ecuación²⁸ (4.69).

$$(4.69) \quad \text{Error}X_i = \frac{X_{i,\text{calculada}} - X_{i,\text{medida}}}{X_{i,\text{medida}}} \cdot 100$$

Se comprobó que esta diferencia era inferior al 3% en todos los puntos analizados para los cuatro modelos. La Figura 4.46 recoge algunos de los resultados obtenidos. Cada gráfica representa el valor medido en planta para una de las variables de control frente al obtenido por el modelo. En todas las figuras, la línea rosa intermedia definiría los puntos en los que ambas variables tendrían el mismo valor, mientras que las líneas rojas señalan el máximo error cometido en la simulación para cada variable. Aunque solo se muestra un ejemplo para cada tipo de simulación, todos se comportaban de la misma forma, dando resultados muy similares para estas variables.

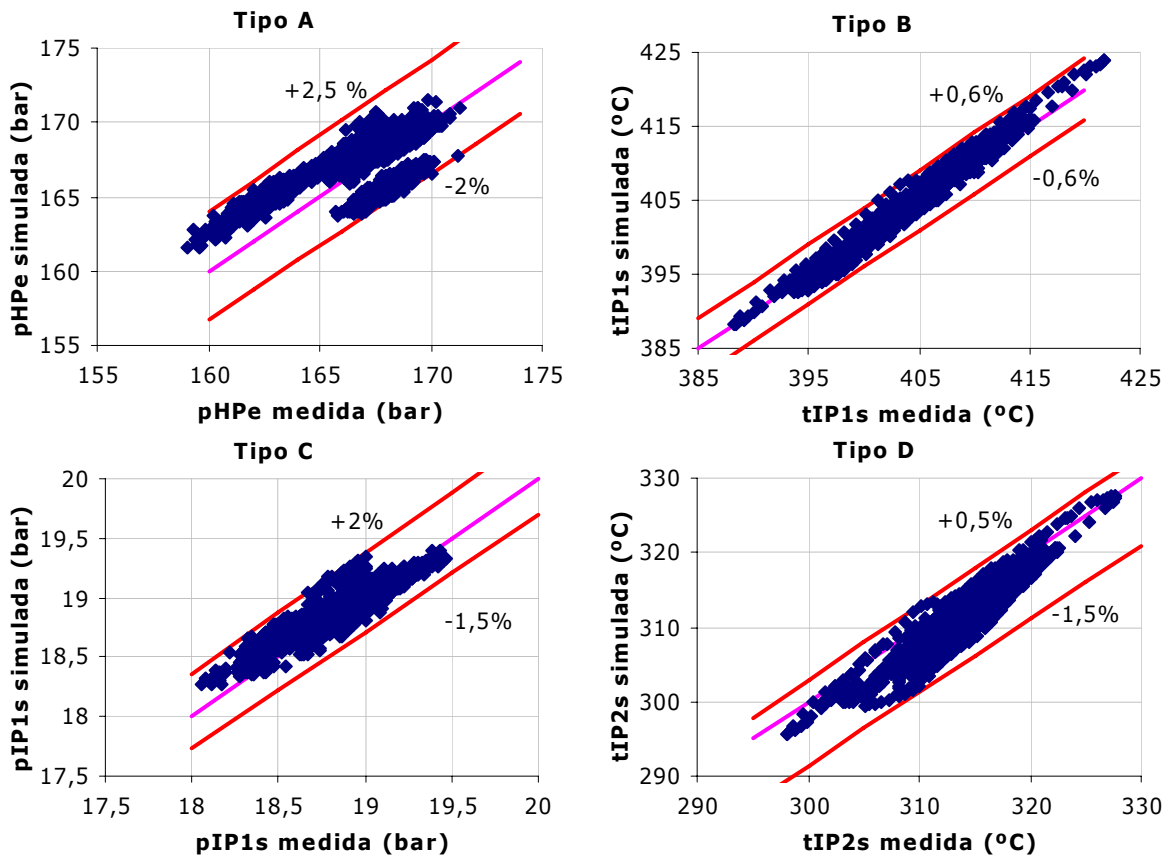


Figura 4.46. Muestra de resultados a plena carga obtenidos con los cuatro tipos de modelos.

A pesar de estos resultados, al analizar el rendimiento de las distintas secciones de turbina, se comprobó que no siempre se obtenían los mismos valores a partir de los cuatro modelos. Así, mientras que cuando se trabajaba con una presión de vacío media o baja, la última sección de la turbina de baja sí que se comportaba de forma similar en

²⁸ Para la estimación del porcentaje de variación en el cálculo de las temperaturas a partir de dicha ecuación, estas deben estar expresadas en Kelvin.

los cuatro casos, no ocurría lo mismo cuando se funcionaba con presiones de vacío elevadas. En este caso (presión de vacío superior a 0,15-0,16 bar), los resultados obtenidos según el modelo A y C, muy similares entre sí, presentaban ciertas diferencias frente a los que se obtenían con las otras dos opciones (B y D), que también eran coincidentes. Teniendo en cuenta como se definieron los cuatro modelos (Tabla 4.9), la diferencia que presentan en el comportamiento a plena carga se debía a cómo se estaba obteniendo el rendimiento de la última sección de la turbina de baja y no a como se estaba simulando la turbina de alta y a los valores obtenidos en la misma.

En la Figura 4.47 y Figura 4.48 está representada la evolución del rendimiento calculado para la última sección de la turbina de baja (η_{LP4}) y las pérdidas en el escape (Exloss) según los modelos Tipo A y Tipo B respectivamente (como ya se ha señalado, los resultados serían muy similares si se comparan los modelos C y D). También recogen la evolución, en el mismo periodo, de la presión de vacío (p_{LP4s} , dato de entrada).

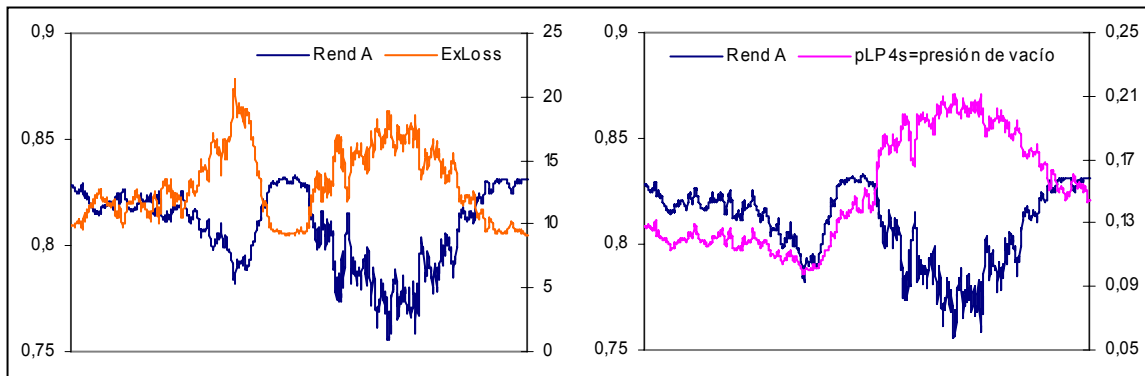


Figura 4.47. Cálculo de la última sección de la turbina de alta según el modelo Tipo A

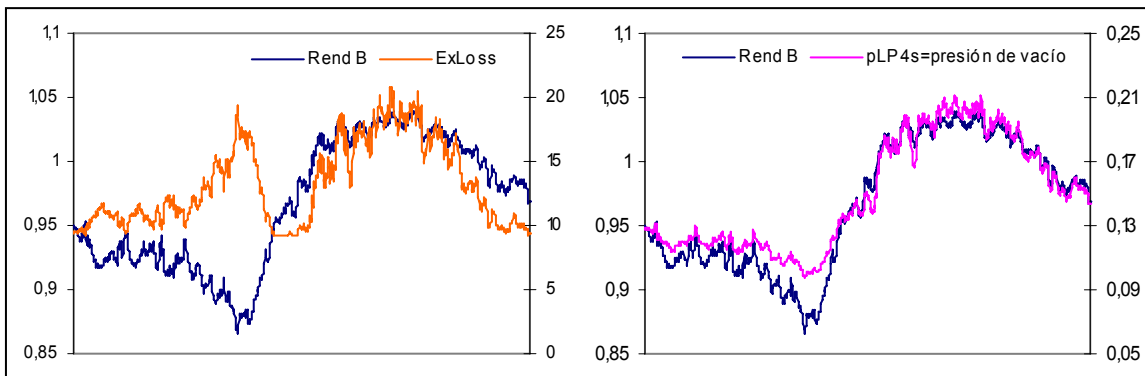


Figura 4.48. Cálculo de la última sección de la turbina de alta según el modelo Tipo B

Puede comprobarse como en el primer caso (modelo Tipo A) el rendimiento isoentrópico de la sección es inversamente proporcional a las pérdidas en el escape independientemente de la presión de vacío, es decir, si aumentan dichas pérdidas el rendimiento disminuye, como, por otra parte, cabía esperar. En el caso del modelo Tipo B, a presiones de vacío inferiores a 0,15 bar sí que se cumple esta relación, sin embargo cuando la presión sobrepasa dicho valor, el rendimiento aumenta aunque las pérdidas en el escape también lo hagan, llegando incluso a ser ligeramente superior a 1. Esta diferencia en el rendimiento de la última sección calculado para cada modelo se debe a la forma de obtener las condiciones de salida aplicando las expresiones de Spencer et ál

(1974). Conviene recordar que en el modelo Tipo A y C estas se obtienen simulando como sección a condensación solo la última sección. En este caso las condiciones de salida se calculan exclusivamente a partir de la condiciones de entrada a la misma. Para los modelos Tipo B y D es el conjunto turbina a presión intermedia y baja el que se simula de esta forma. Las condiciones de salida se calculan a partir de las condiciones de entrada a la turbina de media y se encuentran influenciadas directamente por ellas. El rendimiento obtenido a partir de estas condiciones y las de entrada a la sección es superior al calculado según el modelo tipo A, pudiendo llegar a ser superior a uno, como ocurre en el ejemplo representado en la Figura 4.48, lo que, evidentemente, no es real.

Las particularidades de la C.T. de Escucha que ya se han señalado a lo largo de esta memoria (refrigeración del vapor mediante un aerocondensador cuyo funcionamiento depende a su vez de las condiciones ambientales) hacen que trabajar con altas presiones de vacío resulte más habitual y menos evitable que en otras centrales que utilizan sistemas de refrigeración convencionales (torres de refrigeración, por ejemplo). Por ello, y dado que el comportamiento de los modelos tipo B y D a esas presiones no se puede considerar adecuado y no se disponía de datos adicionales para ajustarlo, estos modelos se desecharon, siguiendo la validación a cargas parciales solo con el Tipo A y C.

3º.- **Validación a cargas parciales:** Para esta validación se utilizaron de nuevo datos de planta. Se seleccionó un número significativo de datos en periodos de funcionamiento estable a distintas cargas (80 MWe, 100 MWe, 130 MWe, 140 MWe aproximadamente). Trabajando ya solamente con los modelos Tipo A y C ajustados a plena carga, se estimó de nuevo la diferencia entre el valor calculado y el registrado para las variables de control, es decir, las presiones pHPe, pHPs, pIP1e, pIP1s y pIP2s y las temperaturas tIP1s y tIP2s. Si se analizan los resultados obtenidos para cada uno de ellas puede concluirse que:

- ✓ Las diferencias en los valores de las temperaturas tIP1s y tIP2s eran independientes de la carga. En las Figuras 4.49 y 4.50 está representado el valor medido en cada momento para dichas temperaturas frente al calculado. Puede comprobarse como la variación es inferior al 1% para la primera y al 1,5% para la segunda. Además es prácticamente el mismo en el modelo tipo A (Figura 4.49) que en el C (Figura 4.50).

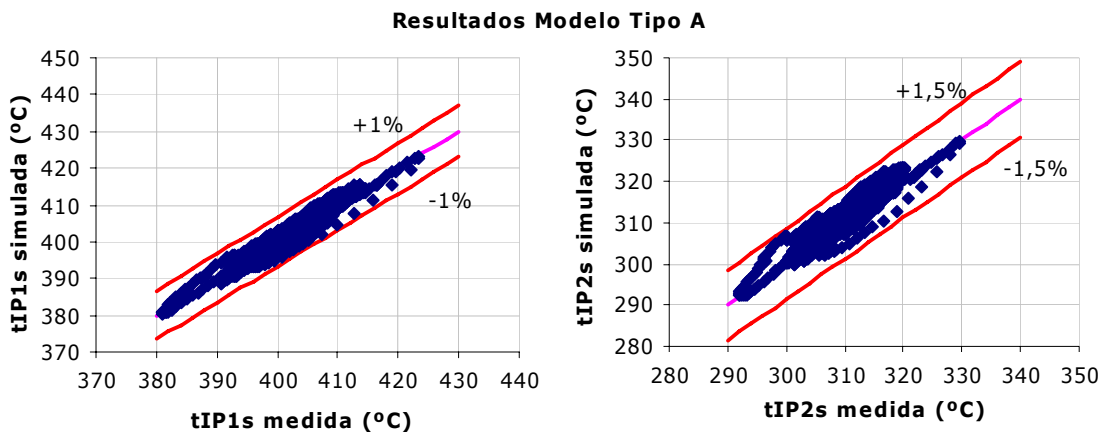


Figura 4.49. Valor de las temperaturas tIP1s y tIP2s estimada por el modelo Tipo A frente al valor medido.

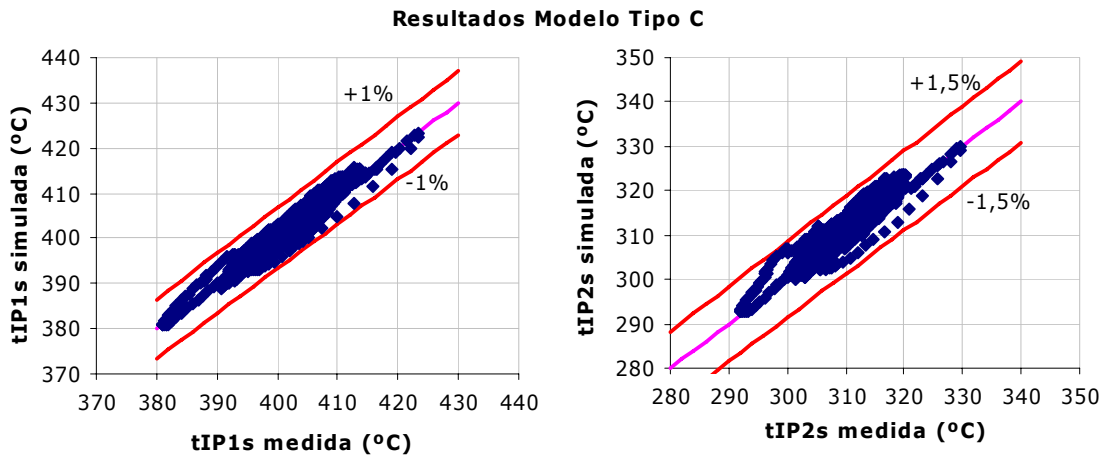


Figura 4.50. Valor de las temperaturas tIP1s y tIP2s estimada por el modelo Tipo C frente al valor medido.

- ✓ En el cálculo de las presiones no ocurría lo mismo. Se comprobó que la diferencia porcentual entre el valor registrado y el estimado calculado según la ecuación (4.69) era tanto mayor cuanto menor era la carga. La Figura 4.51 representa dicha diferencia para la presión a la salida de la sección de alta (pHPs) en función del porcentaje de carga respecto a la máxima (≈ 160 MWe). Puede comprobarse como para porcentajes por encima del 90% (próximos, por tanto a la situación de plena carga), el comportamiento de los dos modelos es equivalente, con diferencias inferiores al 2%. Sin embargo, no ocurre lo mismo a cargas parciales, sobre todo en valores cercanos a media carga, donde las diferencias máximas se encuentran próximas al 6% en valor absoluto y los modelos dan valores significativamente distintos.

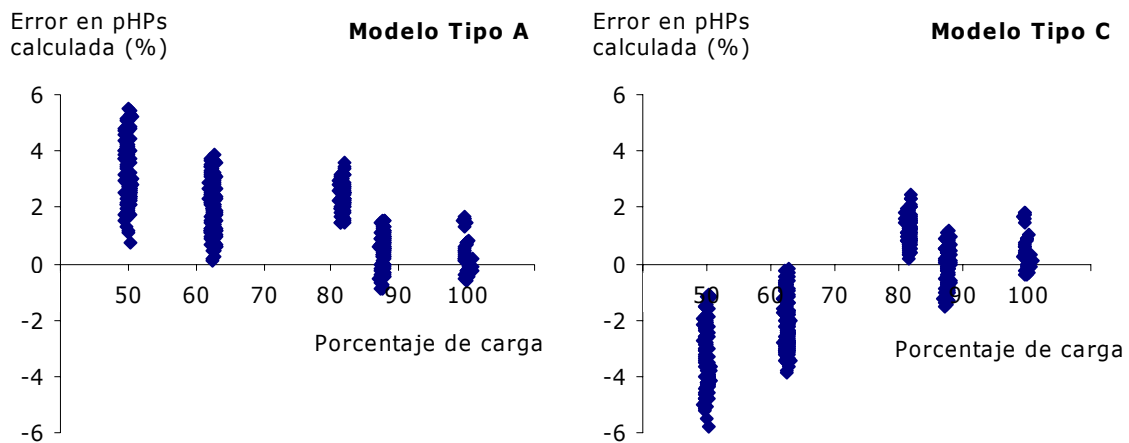


Figura 4.51. Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la turbina de alta presión (pHPs) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C)

Lo que ocurre, como puede comprobarse en la Figura 4.52, es que en todos los casos la solución para la pHPs que da el modelo Tipo A es superior a la que da el Tipo C. A bajas cargas, la solución que proporciona para la presión de salida de la turbina de

alta el primero está por encima de los valores medidos, lo que implica que según se ha definido la diferencia, esta sea positiva, mientras que en el modelo Tipo C los valores son inferiores, por lo que esta es menor que cero. En promedio, sin embargo, dicha diferencia entre el valor registrado y el estimado es prácticamente la misma. A cargas por encima del 80%, resulta ser positiva para ambos modelos, aunque el modelo tipo A sigue dando valores superiores a los del tipo C.

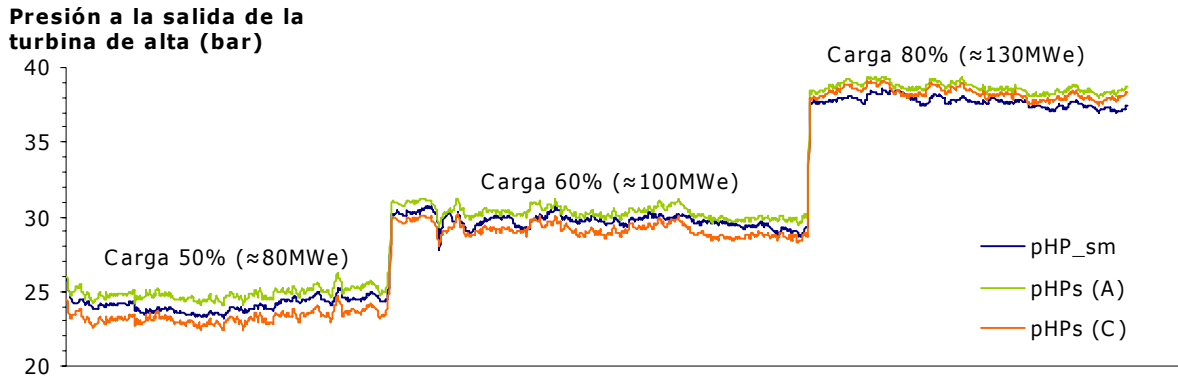


Figura 4.52. Valor de la presión de salida calculada por los modelos de turbina tipo A y C frente al valor de la presión medido en planta.

Siguiendo con el análisis de los resultados obtenidos para las presiones, en las Figura 4.53 y 4.55 se muestra las diferencias entre el valor registrado y el calculado en función del porcentaje de carga para las presiones de salida de las dos primeras secciones de la turbina de media (pIP1s y pIP2s). Puede comprobarse como la evolución de los resultados es muy similar al de la presión pHPs, según cada uno de los modelos. Es decir, de nuevo los valores obtenidos a partir del modelo A son superiores, el comportamiento de ambos modelos es similar a cargas por encima de 130 MWe con una diferencia máxima del 2%, mientras que cuando se está trabajando a cargas parciales (< 100 MWe) la diferencia es mayor ($\pm 3\%$ en promedio). En todos los casos los resultados obtenidos pueden considerarse válidos para los objetivos de la tesis.

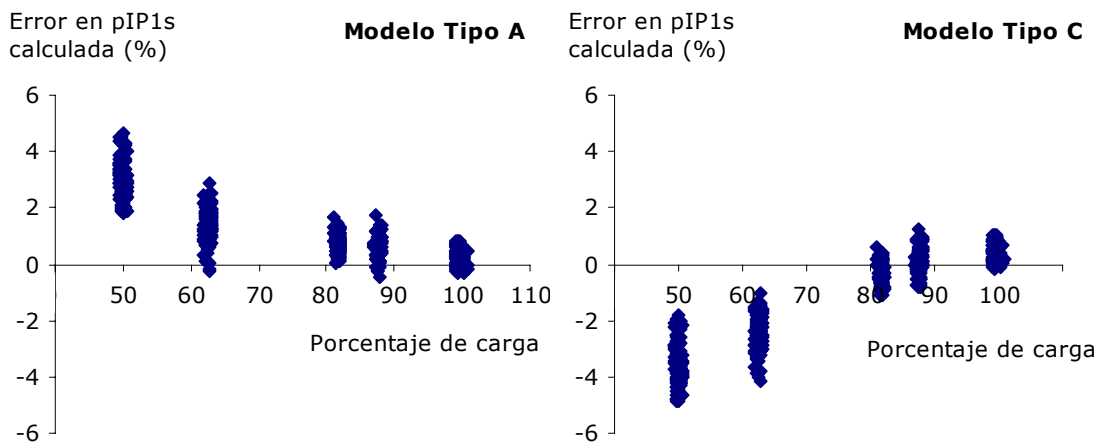


Figura 4.53. Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la primera sección de la turbina de media presión (pIP1s) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C).

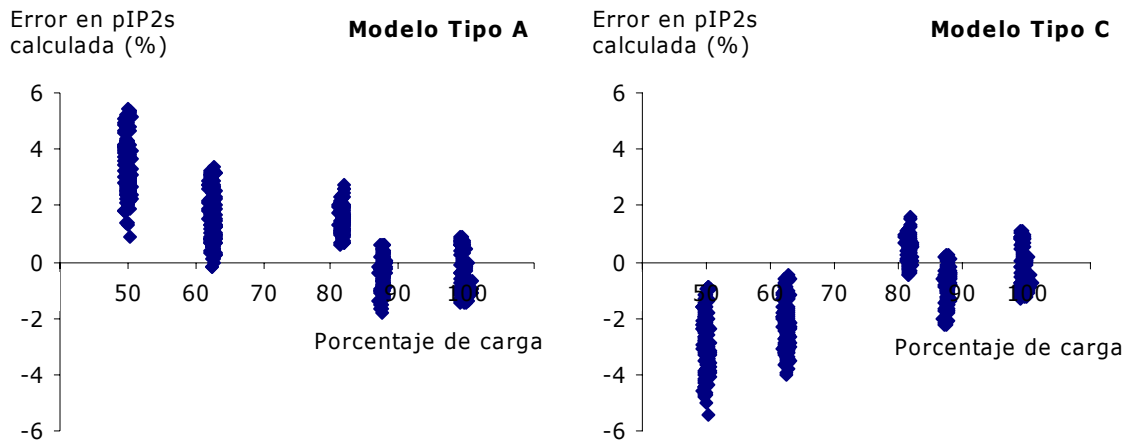


Figura 4.54. Error cometido en el cálculo de la presión de salida de la segunda sección de la turbina de media presión (pIP2s) a cargas parciales y a plena carga con los dos modelos (Tipo A y C).

- ✓ Las divergencias significativas entre la simulación tipo A y tipo C aparecen en el cálculo de la presión a la entrada de la turbina de alta (pHPe). Como puede verse en la Figura 4.55 la aproximación que realiza el modelo tipo C (a la derecha) conlleva una diferencia porcentual inferior al $\pm 2\%$ prácticamente a cualquier carga. Sin embargo, los valores que se obtienen con la tipo A son considerablemente superiores a los medidos a media carga, con diferencias próximas al 8%. Puede comprobarse como, en este caso, la diferencia entre el valor registrado y el estimado para esta presión disminuye conforme aumenta la carga, al igual que pasaba en el cálculo del resto de presiones. Por último, señalar que el comportamiento de ambas simulaciones sigue siendo similar cuando el grupo trabaja por encima de los 130 MWe (80%).

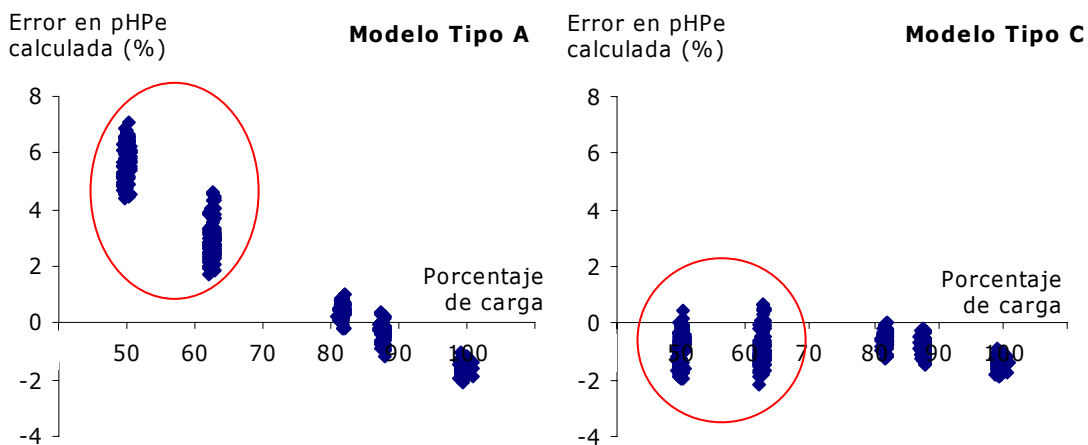


Figura 4.55. Error cometido en el cálculo de pHPe para los modelos Tipo A y C a distintas cargas.

¿A qué puede deberse la diferencia entre el valor medido para la presión a la entrada y el estimado por el modelo Tipo A a cargas parciales? En este caso, la primera sección de turbina se está simulando según lo que en Spencer et ál. (1974) se denomina Sección de Alta Presión. Según los autores, la relación de presión

utilizada en la simulación de este tipo de secciones se define como el cociente entre la presión a la salida en diseño y la presión de entrada (ecuación (4.70)).

$$(4.70) \quad r_p = \frac{pHPsd}{pHPe}$$

La turbina simulada, en el periodo que se está analizando, funcionaba a presión deslizante, lo que significa que la regulación de carga se realiza variando la presión de entrada a la misma. Esto supone que, teniendo en cuenta cómo acaba de definirse la relación de presiones, esta varíe considerablemente conforme lo haga la presión de entrada a turbina. Este cambio en la relación de presiones puede suponer que la simulación del comportamiento de la sección ya no sea correcta y se obtenga una aproximación errónea de la presión de entrada que podría ser la causa del error cometido en la estimación. Para solucionar este problema se cambió la expresión anterior para la relación de presiones por la que se muestra en la ecuación (4.71), en la que se compara la presión a la salida y a la entrada reales, relación que sí es prácticamente constante para todas las cargas.

$$(4.71) \quad r_{p,modificada} = \frac{pHPs}{pHPe}$$

Con este cambio se consiguió una mejor aproximación al funcionamiento de esta primera sección trabajando a presión deslizante, es decir, con una presión de entrada variable en función de la carga. La Figura 4.56 representa las diferencias entre el valor registrado y el calculado para la presión de entrada con esta nueva aproximación. Si se compara con la figura anterior, puede comprobarse la mejora obtenida cuando se modeliza el comportamiento del ciclo trabajando a cargas parciales (inferiores a 100 MWe).

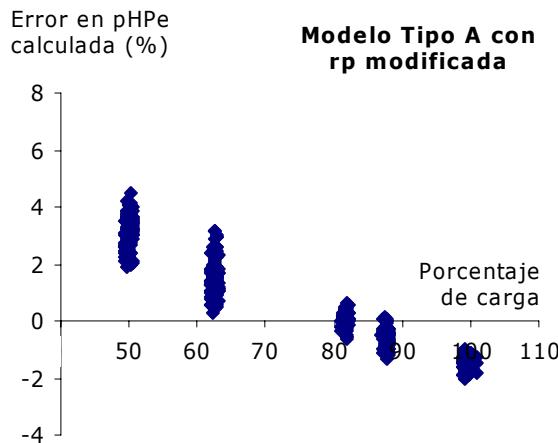


Figura 4.56. Error cometido en el cálculo de pHPe con el modelo Tipo A modificado

En las Figuras 5.57, 5.58 y 5.59 están representados los resultados obtenidos para la presión a la entrada y a la salida de la turbina de alta (pHPe y pHPs, respectivamente) respecto a los valores medidos según los tres modelos a cargas

parciales²⁹. Puede comprobarse como el cambio en la definición de la relación de presiones (resultados de la Figura 4.58) supone una mejor aproximación en el funcionamiento de esta sección con respecto a la obtenida con modelo Tipo A (Figura 4.57) y equivalente a la obtenida con la simulación Tipo C (Figura 4.59).

Además de reducirse las diferencias en la estimación de la presión de entrada, pudo comprobarse que el cambio no repercutió negativamente en los valores estimados para el resto de variables de control. Al contrario, según queda reflejado en las tres figuras siguientes, si se comparan los resultados obtenidos para la presión de salida de la turbina de alta (gráficas de la derecha de las tres figuras, pHPs), el cambio en la definición de la relación de presión también mejora este resultado, lo que repercute de forma positiva en el cálculo de las presiones de trabajo del resto de secciones.

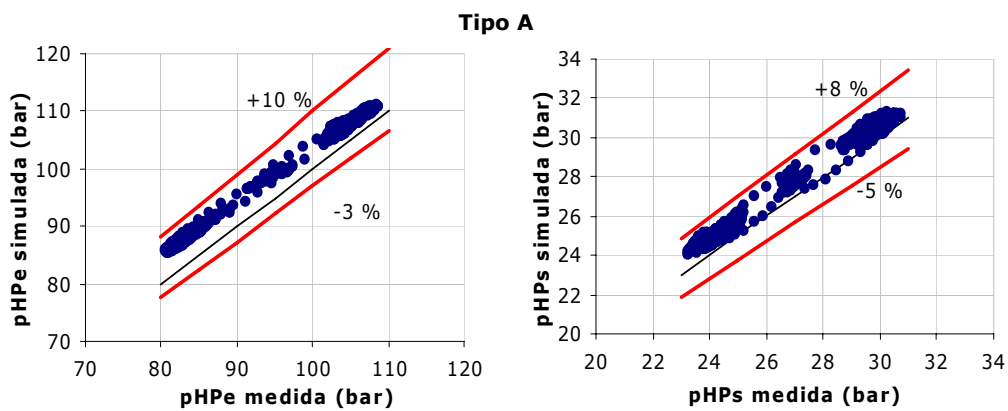


Figura 4.57. Valor de las presiones pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo A frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales.

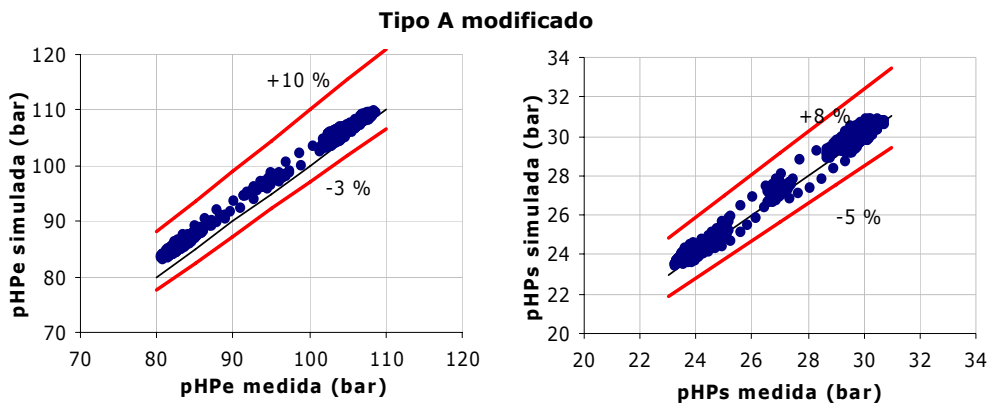


Figura 4.58. Valor de las presiones pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo A modificado, frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales

²⁹ En este caso las líneas rojas delimitan el mayor error cometido en las tres modelos para cada una de las dos variables, con el objetivo de que puede percibirse la mejora obtenida en cada uno de los modelos respecto de dicho máximo.

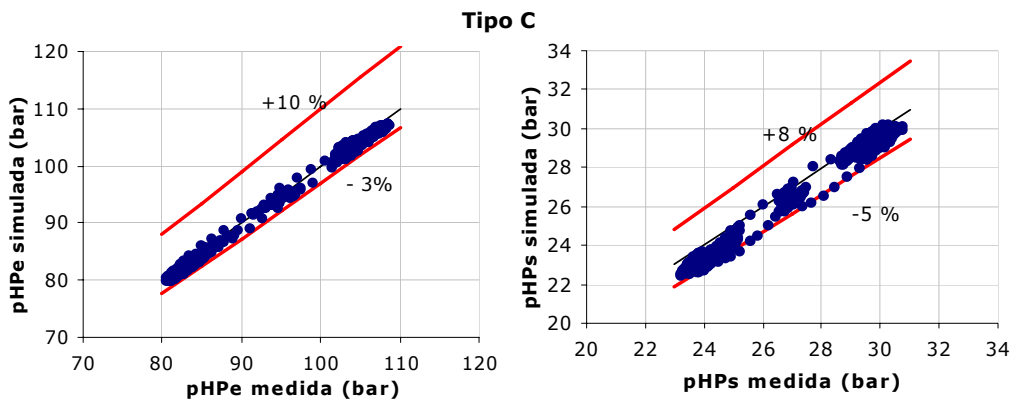


Figura 4.59. Valores de las presione pHPe y pHPs estimadas por el modelo Tipo C frente a los valores medidos. Planta funcionando a cargas parciales.

Antes de elegir definitivamente el tipo de simulación, y una vez validados los dos a cargas parciales, el siguiente paso fue analizar otros parámetros tales como el rendimiento de las distintas secciones de turbina, el rendimiento de ciclo o el calor total absorbido en la caldera. Se van a comparar los resultados obtenidos a varias cargas para el modelo Tipo A modificado, por ser una mejor aproximación que el tipo A y para el modelo Tipo C (Tablas 4.10, 4.11 y 4.12).

Tabla 4.10. Rendimiento estimado para las siete secciones de turbina según el modelo Tipo A modificado

W/Wmax*100	η_{HP}	η_{IP1}	η_{IP2}	η_{LP1}	η_{LP2}	η_{LP3}	η_{LP4}
50% (≈80MWe)	0,6970	0,8163	0,8481	0,8428	0,8190	0,8177	0,7170
60% (≈100MWe)	0,7434	0,8163	0,8482	0,8429	0,8190	0,8177	0,6768
80% (≈130MWe)	0,7993	0,8163	0,8483	0,8429	0,8191	0,8177	0,6139
90% (≈140MWe)	0,8113	0,8163	0,8483	0,8429	0,8191	0,8177	0,6262
100% (≈160MWe)	0,8220	0,8162	0,8484	0,8429	0,8191	0,8175	0,7604

Tabla 4.11. Rendimiento estimado para las siete secciones de turbina según el modelo Tipo C.

W/Wmax*100	η_{HP}	η_{IP1}	η_{IP2}	η_{LP1}	η_{LP2}	η_{LP3}	η_{LP4}
50% (≈80MWe)	0,8255	0,8164	0,8484	0,8428	0,8184	0,8174	0,7294
60% (≈100MWe)	0,8252	0,8165	0,8485	0,8429	0,8185	0,8174	0,6856
80% (≈130MWe)	0,8247	0,8165	0,8486	0,8429	0,8185	0,8174	0,6177
90% (≈140MWe)	0,8245	0,8165	0,8487	0,8429	0,8185	0,8174	0,6291
100% (≈160MWe)	0,8241	0,8164	0,8487	0,8429	0,8185	0,8172	0,7618

De forma simplificada se puede afirmar que en el caso de una turbina de vapor de una planta de potencia el rendimiento de las distintas secciones depende de la relación de presión y del caudal volumétrico que circula por ellas. Si estos valores permanecen constantes al trabajar en puntos distintos al de diseño, el rendimiento no debería variar significativamente. En las tablas 4.9 y 4.10 se presentan los valores promedios obtenidos a varias cargas para el rendimiento de las distintas secciones de turbina utilizando el modelo tipo A modificado y tipo C respectivamente. Puede comprobarse como esto es así en la turbina que se está simulando para las cinco secciones intermedias definidas (IP1, IP2, LP1, LP2 y LP3) y en cualquiera de los dos modelos comparados en este momento.

El comportamiento de la última sección, como ya se ha comentado a lo largo de este capítulo, se ve influenciado por la velocidad a la salida y las pérdidas asociadas. El rendimiento de esta sección es similar en ambos modelos, aunque algo mayor en el tipo C a cargas parciales. Sin embargo, ¿qué ocurre con la sección de alta presión que contiene la etapa de admisión? En este caso, según puede comprobarse en las tablas anteriores, mientras que en el modelo tipo C su rendimiento (η_{HP}) permanece también constante a cualquier carga, no ocurre lo mismo con el tipo A modificado. La Figura 4.60 representa el rendimiento estimado para esta sección en función de la carga para los tres modelos. Puede comprobarse como, cuando se utiliza la simulación tipo A (con o sin modificar la expresión utilizada para la relación de presiones) el rendimiento disminuye conforme lo hace la carga, lo que coincidiría con el comportamiento de este tipo de secciones cuando se trabaja a presión fija (Alconchel, 1988).

Sin embargo, según se ha comentado en repetidas ocasiones, la regulación de potencia se realizaba a presión deslizante, lo que significa que la relación de presiones, al igual que el caudal volumétrico, se mantenía constante para esta sección, por lo que el rendimiento no debería variar. En la misma figura puede comprobarse como el resultado obtenido por la simulación tipo C sí que estima el mismo rendimiento independientemente de la carga, lo que indicaría que este modelo es más adecuado.

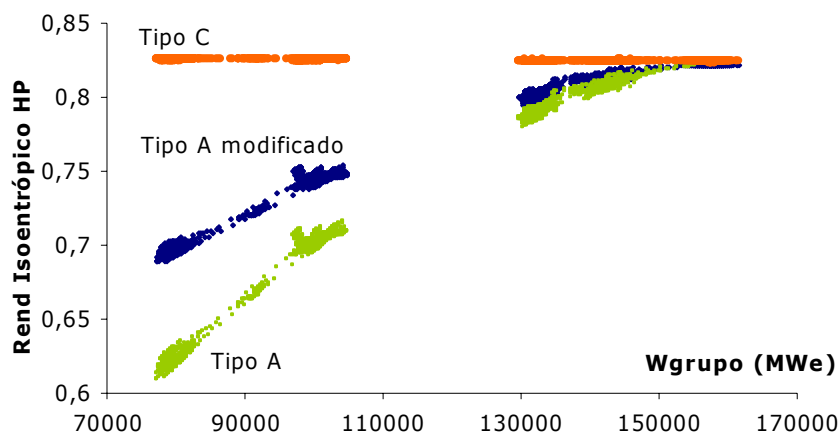


Figura 4.60. Variación del rendimiento isoentrópico de la sección de alta presión en función de la carga del grupo para los tres modelos comparados.

Resulta interesante recordar, además, que el objetivo por el que se ha desarrollado el modelo de ciclo dentro de esta tesis, es estimar el calor absorbido en caldera por el vapor (Q_{TOTAL}) y a partir de él poder aplicar la metodología descrita al inicio de este capítulo para llegar a analizar los resultados de la pruebas de co-combustión³⁰. Por ello resulta interesante analizar las posibles diferencias en la estimación de estos valores por los dos modelos que se están comparando. La Tabla 4.12 muestra el calor promedio total absorbido en caldera a varias cargas estimado por cada uno de ellos, así como para los dos términos que lo componen, el calor absorbido en la cámara ($Q_{cámara}$) y en el recalentador intermedio (Q_{RI}).).

³⁰ Según se ha visto en el apartado 4.2, también se necesita conocer el rendimiento del ciclo, valor que se obtendrá del modelo y que para una misma carga es inversamente proporcional al calor total absorbido.

Tabla 4.12. Q_{TOTAL} y Rendimiento del ciclo estimado con el modelo Tipo A modificado y con el Tipo C.

W/Wmax*100	Modelo Tipo A modificado				Modelo Tipo C			
	$Q_{cámara}$ (kW)	Q_{RI} (kW)	Q_{TOTAL} (kW)	η_{Ciclo}	$Q_{cámara}$ (kW)	Q_{RI} (kW)	Q_{TOTAL} (kW)	η_{Ciclo}
50% (≈80MWe)	179105	21716	200822	0,3987	172613	23719	196331	0,4078
60% (≈100MWe)	215671	29242	244913	0,4087	210708	30711	241419	0,4146
80% (≈130MWe)	268872	42114	310986	0,4195	266935	42642	309577	0,4214
90% (≈140MWe)	286190	46371	332561	0,4217	285086	46663	331749	0,4228
100% (≈160MWe)	321879	55319	377198	0,4223	321597	55385	376982	0,4226

A la vista de estos resultados puede concluirse que:

- Los dos modelos son equivalentes a plena carga. El valor obtenido para el calor total absorbido en la caldera, y por tanto para el rendimiento de ciclo, es prácticamente igual cuando la planta funciona en el entorno de los 160 MWe y muy próximo si se está trabajando a 140 y 130 MWe (las diferencias en el valor de Q_{TOTAL} son inferiores al 0,5%).
- No ocurre lo mismo a cargas parciales. En este caso el valor obtenido para el calor absorbido por el vapor en la caldera por el modelo A modificado es mayor en que el estimado por el tipo C, lo que supone que, para la misma carga, el rendimiento del ciclo sea menor. Si se analizan los resultados obtenidos para las dos términos que componen el total, es decir, el calor absorbido en cámara ($Q_{cámara}$) y el absorbido en el recalentador intermedio (Q_{RI}) puede comprobarse como no ocurre lo mismo. Mientras que el primero si que es mayor en el modelo A modificado, el segundo es muy superior en el modelo tipo C y viene a compensar, en parte, las diferencias en el primero. Ambos resultados se encuentran relacionados con el rendimiento de la primera sección de turbina:
 - $Q_{cámara}$: Es el porcentaje mayor del calor total (entorno a 8 veces más que el calor absorbido en el recalentador intermedio). En este caso, teniendo en cuenta que tanto la temperatura de entrada a turbina como la presión de salida son datos de entrada en ambos modelos (temperatura de vapor vivo -tHPe- y presión de vacío -pLP4), el hecho de que el rendimiento estimado para la primera sección de turbina sea significativamente inferior en el caso del tipo A modificado supone que, para conseguir dar la carga total que también es dato, el modelo estime que el caudal que circula por las distintas secciones, y por tanto por la caldera, deba ser mayor. Esto supone que, para las mismas condiciones de funcionamiento, el valor que se obtiene para el calor absorbido en la cámara por dicho caudal de vapor también lo sea, más del 3,5% a media carga.
 - Q_{RI} : En este caso el mayor rendimiento de la primera sección de turbina estimado por el modelo Tipo C hace que la temperatura a la que se calcula que sale el vapor de la misma, y por tanto entra al recalentador intermedio, sea mucho menor que la calculada para el modelo Tipo A modificado. Teniendo en cuenta que las condiciones de salida del recalentador intermedio se encuentran fijadas, de nuevo, en ambos casos (tIP1e), el incremento de temperatura que sufre el vapor en el modelo Tipo C es significativamente mayor que en el otro. Sin embargo, el hecho de que el caudal estimado que circula por este equipo siga siendo superior según el

modelo Tipo A modificado, hace que la diferencia final no sea mucho mayor (que es, aun así, en este caso más del 9%).

La suma de los dos efectos que acaban de exponerse supone que el valor obtenido para el calor total solo se diferencie en aproximadamente un 2%, por lo que, al no disponer de más datos que permitan validar estos resultados cualquiera de las dos aproximaciones resultaría igual de válida. Sin embargo dado que el modelo tipo C simula de forma más aproximada el comportamiento de la sección de admisión trabajando a presión deslizante, es de suponer que el resultado de este modelo reproduzca mejor el funcionamiento real de la planta, por lo que se optó, definitivamente, por trabajar con él.

Por tanto, de todas las opciones barajadas para la simulación de la turbina inicialmente (Tabla 4.9) la elegida fue la simulación tipo C, que consiste en:

- Una sección inicial que correspondería a la turbina de alta presión (entre la salida de caldera y el recalentador intermedio) que se simularía como una "sección de media presión".
- Cinco secciones intermedias entre extracciones, simuladas también siguiendo las expresiones de "sección de media presión".
- Una última sección, simulada como "sección a condensación" que iría desde la última extracción hasta la descarga al condensador.

Con todo ello, se ha conseguido un modelo final que reproduce correctamente el comportamiento del ciclo a plena carga, obteniéndose valores muy próximos a los registrados para las distintas variables de control disponibles. En el caso de cargas parciales la diferencia entre el valor estimado y el registrado para dichas variables aumenta, aunque en el modelo final elegido no son superiores al 6%.

Por último, no hay que olvidar que el contexto de esta tesis el modelo se va a utilizar para evaluar los resultados de las pruebas de co-combustión, por tanto:

- En once de las diecisiete pruebas llevadas a cabo se estaba trabajando a plena carga, situación en la que el modelo se comporta muy bien, por lo que cabe esperar que el valor de Q_{TOTAL} sea muy próximo al real.
- Como lo que se pretende es comparar la situación de co-combustión con la de funcionamiento con solo carbón, y no evaluar resultados particulares, el posible error cometido en la estimación del valor de Q_{TOTAL} será independiente del periodo de trabajo, por lo que no debería repercutir en las conclusiones finales.

4.4 Aplicación de la metodología a las pruebas de co-combustión realizadas en la C.T. de Escucha.

4.4.1 Definición de la secuencia de aplicación de la metodología.

Una vez que ya se ha definido como se realizará el cálculo del rendimiento de caldera y se ha descrito el modelo de ciclo, el siguiente paso es ver como se aplica la metodología expuesta en apartado 4.1 al caso particular que se está analizando y para el que se han desarrollado las dos herramientas de cálculo que acaban de presentarse. La Figura 4.61 representa el procedimiento que se ha explicado en el apartado 4.1.3 pero ya particularizada al caso objeto de esta tesis.

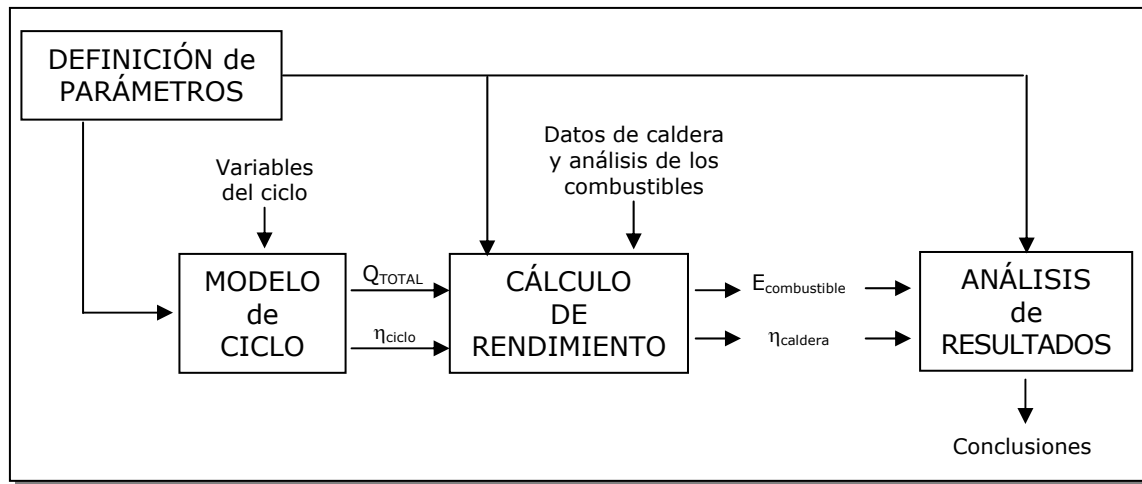


Figura 4.61. Esquema simplificado de la metodología para el cálculo de la energía del combustible aplicada a las pruebas de co-combustión.

De forma más detallada, la secuencia de trabajo seguida para la obtención de resultados, ha sido la siguiente:

- 1º *Definición del parámetro a analizar.* Se va a estudiar la influencia del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, del tamaño de partícula de la biomasa utilizada en cada prueba y de las características de los combustibles sobre el rendimiento de caldera, sobre cada pérdida y sobre distintos factores que pudieron influir sobre el rendimiento.
- 2º *Estimación del calor absorbido por el ciclo.* El sistema de adquisición de datos disponible en planta registró datos minutales durante los diez meses que duró la campaña de pruebas por lo que, utilizando el *modelo de ciclo* desarrollado, se ha estimado para cada una de estas series el rendimiento del ciclo, el calor absorbido por el vapor a su paso por caldera, así como el caudal, la presión y la temperatura en los puntos significativos.
- 3º *Estimación del rendimiento de caldera.* Teniendo en cuenta las particularidades de la planta, así como los datos disponibles para el cálculo, se ha estimado el rendimiento de la caldera de la central aplicando la norma PTC 4-1998 (ASME, 1998). De la analítica de las muestras tomadas en las pruebas se obtiene la composición del combustible y el porcentaje de inquemados en cenizas y escorias para cada periodo de análisis. Por otro lado, el sistema de adquisición de datos, además de las variables del ciclo, registró el porcentaje de oxígeno en los gases a la salida de caldera y en chimenea, la temperatura

del aire en distintos puntos del circuito aire-gas, así como la de los gases a la salida del precalentador. Todos estos datos se utilizan como entrada para el cálculo del rendimiento, así como los valores obtenidos en el modelo de ciclo para el calor absorbido por el vapor (Q_{TOTAL}) y para el rendimiento de ciclo (η_{ciclo}). De esta forma se ha conseguido estimar en cualquier momento el rendimiento de caldera, el consumo específico y las pérdidas. Señalar que, siguiendo el procedimiento descrito en el apartado 4.2.5, el rendimiento se ha calculado en condiciones estándar, es decir, suponiendo que el aire se encuentra en todos los casos a 25 °C, de forma que el resultado se independiza de la temperatura ambiente real.

3° *Cálculo de la energía que entra a caldera con el combustible.* Los resultados obtenidos según el procedimiento de cálculo que acaba de describirse, permitirán estimar la energía del combustible que entra a caldera para cada serie de datos de partida. En el caso que se está analizando, es necesario distinguir entre dos situaciones:

- Periodos de solo carbón. En ese caso la energía del combustible se obtendrá como:

$$(4.72) \quad E_{combustible} = PC_{carbón} \cdot m_{combustible}$$

- Periodos de co-combustión. Una vez conocido el caudal total de combustible se podrán calcular ya las fracciones en peso del carbón y de la biomasa según el procedimiento descrito en el apartado 4.2.4, y a partir de ellas el caudal correspondiente a cada combustible. La energía total se obtendrá en este caso como:

$$(4.73) \quad E_{combustible} = PC_{biomasa} \cdot m_{biomasa} + PC_{carbón} \cdot m_{carbón}$$

4° *Análisis de resultados.* Como ya se ha señalado, los resultados obtenidos para cada prueba en co-combustión se compararán con periodos de funcionamiento solo con carbón en los que esta energía del combustible sea la misma. La metodología descrita se ha aplicado a cada uno de los días en los que se realizaron las pruebas de co-combustión, así como a otros, dentro del periodo de la campaña de pruebas, pero en los que solo se trabajaba con carbón. Dadas las particularidades de este análisis y su importancia para la obtención de las conclusiones que se presentarán en el Capítulo 5, en el siguiente apartado se describe detalladamente cómo se ha llevado a cabo.

4.4.2 Procedimiento para el análisis de resultados.

A pesar de que durante las pruebas se controlaron gran parte de las condiciones de funcionamiento y que la influencia de los cambios en el ciclo va a evitarse gracias a la metodología utilizada, no fue posible controlar otras que han complicado la obtención de conclusiones. El objetivo de las pruebas era comprobar la viabilidad del funcionamiento de la planta en co-combustión, pero no fueron pruebas de rendimiento propiamente dichas, por lo que la comparativa de los resultados obtenidos, no resulta una tarea fácil. A continuación se van a explicar brevemente los pasos que se han seguido con el fin de minimizar los efectos de factores tales como la variabilidad del carbón o las condiciones de operación particulares de la planta sobre los resultados finales.

Durante la campaña de pruebas llevada a cabo en la central, se realizaron un total de 17 pruebas de co-combustión³¹. Utilizando los datos recogidos durante dicha campaña, se ha estimado la energía que entra a caldera con el combustible en todo momento y se ha calculado el rendimiento de caldera así como todo un conjunto de variables necesarias para obtenerlo (porcentaje de sustitución, composición del combustible durante la co-combustión, pérdidas, caudales de aire y gases etc.), y que también se analizarán o se utilizarán para llegar a entender y justificar adecuadamente los resultados.

Siguiendo el esquema de la Figura 4.61, una vez obtenidos los resultados, la parte final de la metodología consiste en el análisis de los mismos para llegar a obtener conclusiones. El procedimiento para llevar a cabo este análisis ha sido el siguiente:

- (a) La metodología de trabajo impone que en las situaciones comparadas la energía que entre a caldera con el combustible sea la misma. Por ello, para cada una de las pruebas se ha fijado el rango en el que variaba este parámetro en la etapa de co-combustión.

En la Figura 4.62, la gráfica de la izquierda representa la variación de la energía del combustible durante una de las pruebas y la de la derecha el valor de dicha energía en función del porcentaje de sustitución. En cualquiera de las dos figuras se pueden identificar los puntos correspondientes a la etapa de co-combustión. En la primera porque está definido el comienzo y final de dicha etapa, en la segunda son aquellos en los que el porcentaje de sustitución es distinto de cero. A partir de esos puntos se puede fijar el rango de variación de la energía del combustible durante el periodo de co-combustión para cada prueba, ajustando al máximo el intervalo en cada caso.

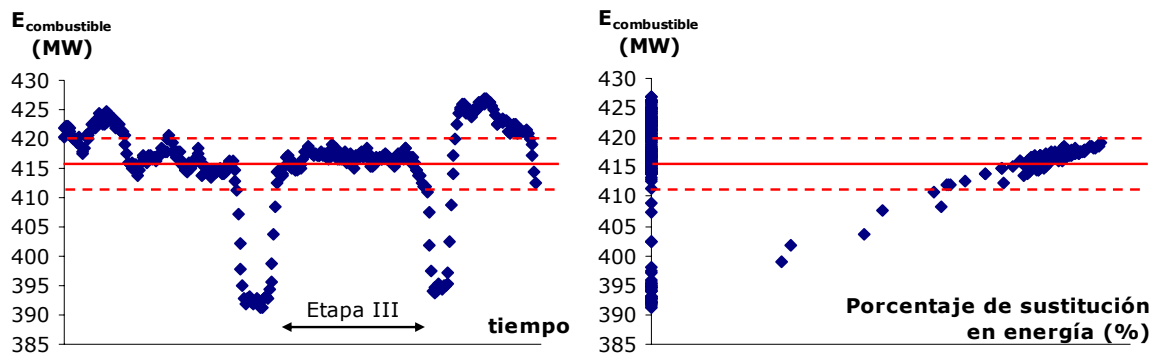


Figura 4.62. Estimación del rango de variación de la energía del combustible. Datos prueba 1.

- (b) Fijado este rango, se han identificado los periodos en del propio día de la prueba en los que trabajando solo con carbón, la energía del combustible se mantuviera dentro de ese intervalo. La Figura 4.63 muestra los puntos válidos, tanto en co-combustión como en funcionamiento solo con carbón, correspondientes a la prueba 1. Puede comprobarse como, no todos los puntos del día cumplen esta condición, existiendo puntos válidos tanto antes como después de la prueba. En el Anexo IX aparece recogida toda la información sobre las particularidades de la comparativa en cada prueba. La revisión de dicho anexo permite comprobar como no en todos los casos ha sido posible encontrar un número tan representativo de puntos válidos, ni siempre las condiciones han sido

³¹ El Capítulo 3 recoge toda la información sobre las pruebas: se describe la instalación experimental, el protocolo seguido en las pruebas, las características de los combustibles utilizados, así como el tratamiento y el primer análisis de los datos registrados durante las mismas.

estables. Se han buscado también periodos de funcionamiento solo con carbón en otros días anteriores y posteriores a cada prueba en los que se cumpliera la misma condición para la energía del combustible.

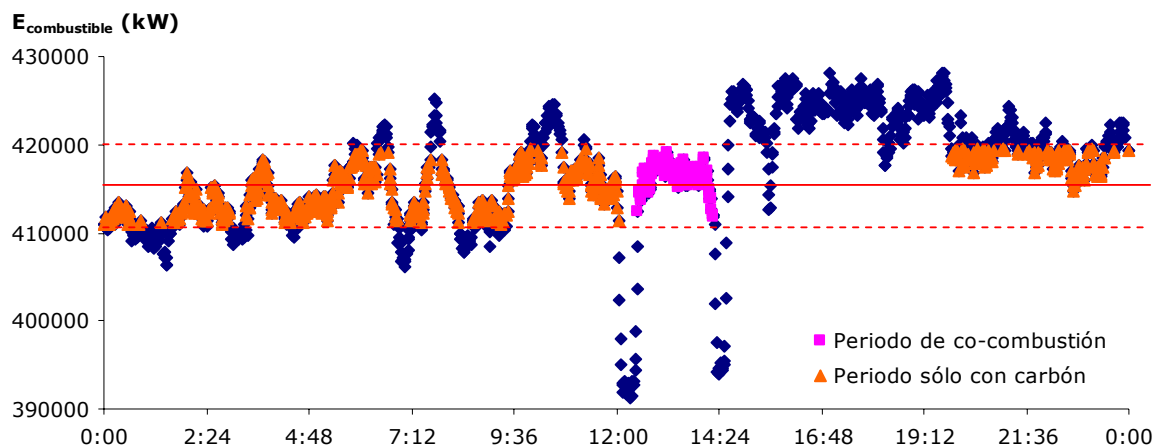


Figura 4.63. Periodos válidos para la comparación en funcionamiento solo con carbón el propio día de la prueba. Datos prueba 1.

- (c) Además de estudiar cómo evolucionaban los parámetros de funcionamiento más característicos, para poder cuantificar la influencia de la co-combustión sobre el comportamiento de la caldera se han utilizado los *valores promedios* de cada una de las variables (rendimiento, emisiones, temperatura, etc.) en cada periodo en los que se cumpliera la condición impuesta. El incremento o disminución de cada una de estas variables se ha obtenido directamente como la diferencia entre el valor promedio en los puntos de la etapa de co-combustión y en los periodos de funcionamiento solo con carbón (expresión (4.74)).

$$(4.74) \quad \Delta X_i = X_{i,\text{co-combustión}} - X_{i,\text{carbón}}$$

Los resultados que se van a mostrar y a analizar en el próximo capítulo hacen referencia al cálculo en condiciones estándar, es decir, suponiendo que el aire ambiente se encuentra, en todos los casos, a una temperatura de 25 °C, evitándose de esta forma, la influencia de la temperatura ambiente sobre el rendimiento (apartado 4.2.5). Es importante señalar que la influencia de esta temperatura es menor en esta planta que en otras debido a que dispone de una caldera interior. Sin embargo, el cambio a condiciones estándar resulta muy adecuado cuando se aplica la metodología desarrollada, ya que se consigue equiparar el crédito aportado por el aire en las dos situaciones comparadas. Aunque dicho aporte sea muy inferior a la energía que entra con el combustible (entre el 1 y el 3% del total), trabajar en condiciones estándar supone que se asemejen todavía más las condiciones de entrada a caldera.

Se pretende comparar los resultados del periodo de co-combustión de cada prueba con los obtenidos en funcionamiento con solo carbón el mismo día y en días anteriores y posteriores. A partir de un primer análisis de los resultados de las pruebas se comprobó que existían una serie de parámetros que no fueron controlados, bien porque resultaba muy complicado, bien porque no se consideró necesario *a priori* y que dificultaban la comparación, así como la obtención de conclusiones. El método aplicado evita la distorsión que puede suponer los cambios en el ciclo,

pero no así la incidencia de otras variaciones. En este sentido, a la hora de analizar los resultados hay que tener en cuenta que:

- Las características del combustible fósil utilizado influyen directamente sobre el rendimiento y estas pueden variar considerablemente de unos días a otros. Para evitar la incidencia que esto puede tener sobre el resultado final se decidió *realizar la comparativa entre días en los que se estuviera trabajando con un carbón similar al del día de la prueba*. En caso contrario el aumento o la disminución del rendimiento podría deberse al uso de un carbón con menor o mayor contenido de hidrógeno o humedad o un mayor o menor poder calorífico, y no al cambio del combustible fósil por la biomasa. Siempre que ha sido posible, se han seleccionado carbones en los que las diferencias en estos valores no fueran superiores al $\pm 1\%$.
- Solo se dispone de muestras de cenizas y escorias de los días de pruebas. Al resto de días con los que se quiere comparar los resultados obtenidos en co-combustión en una determinada prueba se le asigna el valor de *Inquemados* (es decir, el valor de combustible inquemado) estimado para los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba a partir del porcentaje de inquemados de las muestras y del contenido en cenizas del combustible fósil utilizado el día de la prueba.

Además de estos aspectos generales, hay que tener en cuenta que, durante la campaña de pruebas hubo una avería en uno de los ventiladores de tiro inducido (VTI) por lo que seis de las diecisiete pruebas se realizaron con la planta funcionando en unas condiciones muy particulares. Como ya había pasado en el análisis de inquemados y de alguna de las emisiones presentado en el Capítulo 3, cuando se estudia la influencia sobre el rendimiento de caldera, como se verá en el siguiente capítulo, las pérdidas en gases y por inquemados se ven directamente afectadas por este funcionamiento particular. Por ello, tampoco puede compararse los resultados de las pruebas a media carga (de la 10 a la 15) con los obtenidos en las de funcionamiento normal (resto de pruebas).

Dadas las restricciones impuestas, y teniendo en cuenta las limitaciones citadas, el resultado más fiable va a ser siempre el que se obtenga comparando la situación en co-combustión con los periodos del propio día en los que la energía que entrara a caldera con el combustible fuera la misma. Sin embargo, los resultados obtenidos para el resto de días permitirán confirmar las tendencias.

En el siguiente capítulo se analizan los resultados obtenidos en relación a la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera a partir de los datos recogidos en las pruebas, una vez aplicada la metodología y el procedimiento de análisis que acaba de exponerse.

CAPÍTULO 5.

INFLUENCIA DE LA CO-COMBUSTIÓN SOBRE EL RENDIMIENTO DE CALDERA

5.1 Introducción.

Cuando se analiza la tecnología de co-combustión, no parece discutible el hecho de que el funcionamiento de la caldera va a verse afectado por utilizar un combustible para el que no fue diseñada. Como ya se ha señalado en el Capítulo 2, son precisamente en estos posibles cambios en los que se encuentran algunas de las barreras de esta tecnología, aunque también uno de sus puntos fuertes como es la disminución de emisiones contaminantes (CO₂, NO_x y SO₂). De forma resumida, la co-combustión de carbón y biomasa en una caldera diseñada para el uso exclusivo del combustible fósil puede suponer:

- Variación del rendimiento de caldera.
- Incremento del caudal de gases por unidad de energía.
- Riesgo de aumento de las deposiciones de cenizas en las superficies de caldera y de la corrosión.
- Variación en la composición de cenizas.
- Cambios en la eficiencia y mantenimiento de los sistemas de limpieza de gases.
- Variación de emisiones.

Todos estos posibles cambios se encuentran relacionados entre sí de forma directa o indirecta y dependen a su vez de las características de los combustibles utilizados, del porcentaje de sustitución y del punto de alimentación elegido para la biomasa. La reacción de la caldera será, por tanto, distinta en cada experiencia, y difícil de prever *a priori*. Sin embargo disponer de una

estimación de lo que puede ocurrir, resulta muy útil para una evaluación previa de la viabilidad económica y medioambiental de un proyecto de co-combustión.

En la experiencia que se está analizando en esta tesis, el carbón habitual era de bajo rango, es decir, de baja densidad energética y similar a la de la biomasa utilizada (biomasa forestal), lo que permitió que, como se ha descrito en el Capítulo 3, el nuevo combustible pudiera alimentarse utilizando un conducto central disponible en los propios quemadores de carbón. Estas condiciones particulares suponen que los resultados, al igual que ocurre con cualquier otro resultado experimental, deben extrapolarse con ciertas limitaciones a situaciones que sean muy distintas. Aun así, el campo de aplicación es amplio como lo demuestran las experiencias llevadas ya a cabo en otras centrales en condiciones muy parecidas (Battista Jr. et ál. (2000), Petersen and Hansen (1994), Wieck-Hansen et ál. (2000)) así como el número de plantas que utilizan este tipo de carbón (SEI (1996), NTEL (2007)).

De todas las variaciones que la co-combustión puede inducir en el funcionamiento de la caldera de carbón, en este caso, teniendo en cuenta las particularidades de las pruebas realizadas en cuanto a duración y tipo de combustible, solo se va a analizar qué influencia puede tener el porcentaje de sustitución y el tamaño de partícula de la biomasa sobre el rendimiento y las emisiones. No se han tenido en cuenta otros cambios que pueden aparecer en la caldera a largo plazo como corrosión o ensuciamiento debido a que el tiempo en co-combustión de cada una de las pruebas, entre veinte minutos y una hora, no es suficiente para que estos fenómenos sean detectados (Sami et ál., 2001). Por otro lado, hay que tener en cuenta que la composición de la biomasa utilizada, el porcentaje de sustitución en energía siempre inferior al 10% y las características del carbón empleado habitualmente permiten prever, según los resultados obtenidos en experiencias similares, que no vayan a aparecer problemas por aumento de ninguno de estos dos fenómenos (Hansen et ál. (2001), Pronobis (2006)). Por las mismas razones la variación en la composición de las cenizas tampoco es previsible. Por otro lado, las cenizas provenientes de esta co-combustión seguirían cumpliendo las restricciones impuestas para poder ser utilizadas como aditivo al *clinker* en la fabricación del cemento fijados por la EN 450-1 (ECS, 2005), uso que se estaba dando en la planta a este subproducto.

La central en la que se llevaron a cabo las pruebas no disponía ni de planta de desulfuración ni de sistemas de reducción de NO_x, por lo que no se ha podido estudiar la influencia de la co-combustión sobre estos sistemas de limpieza de gases. Respecto a los precipitadores electrostáticos, de nuevo, la corta duración de las pruebas no permitió detectar malfunciones, aunque sí que se ha estudiado la influencia sobre las emisiones de partículas, cuyo aumento podría ser el indicativo de un problema en el equipo (Capítulo 3).

Un primer análisis exhaustivo de los datos recogidos en las pruebas, presentado en el Capítulo 3, permitió comprobar la viabilidad técnica y medioambiental de la experiencia de co-combustión, experiencia en la que no aparecieron problemas aparentes en la operación, con una incidencia mínima sobre los inquemados y en la que se confirmó la disminución de emisiones de SO₂ y NO_x. Sin embargo, este análisis también puso de manifiesto que al tratarse de pruebas realizadas en una planta comercial en funcionamiento continuo, resultaba muy complicado controlar todas las variables que podían incidir en el comportamiento de caldera, además del cambio de combustible. Este hecho suponía que, aunque era posible calcular el rendimiento de caldera o estimar la influencia de la co-combustión sobre las emisiones, resultaba complicado saber si se estaban comparando realmente situaciones similares de funcionamiento de la

caldera, de forma que, sobre los resultados obtenidos, solo estuvieran influyendo las características del combustible (carbón o una mezcla carbón-biomasa).

Una de esas variables que no fueron controladas y que tiene una importancia relevante sobre el comportamiento de la caldera es el funcionamiento del ciclo de vapor. En este sentido, según cual sea su rendimiento y para una misma carga, el ciclo puede inducir un punto de funcionamiento distinto en la caldera, independientemente del tipo de combustible utilizado. Para separar el comportamiento del ciclo y la caldera, y con ello llegar a comparar puntos de funcionamiento equivalentes de esta última, se ha definido la metodología descrita en el capítulo anterior. A partir de los datos recogidos en las pruebas de co-combustión, esta metodología se ha utilizado para poder comparar los resultados obtenidos en distintas situaciones de funcionamiento de forma que el comportamiento de la caldera en cada una de ellas se viera influido, principalmente, por el cambio de combustible. De forma resumida, la metodología se aplicó de la siguiente manera:

- Utilizando el modelo de ciclo y la herramienta para el cálculo del rendimiento de caldera, presentados en el Capítulo 4, y a partir de los datos registrados en la campaña de pruebas, se ha estimado la energía que entra a caldera con el combustible, el rendimiento de caldera y las principales pérdidas, para cada día de prueba y para otros en los que el carbón y las condiciones de funcionamiento fueran similares.
- A partir de estos resultados, y siguiendo el procedimiento descrito en el apartado 4.4.2, los valores obtenidos en el periodo de co-combustión de cada una de las pruebas se han comparado con los de otros periodos funcionando solo con carbón siempre que se cumpliera la condición de que la energía que entrara a caldera con el combustible se encontrara en el rango de variación estimado para cada prueba (ver Anexo IX). Se ha obtenido además la variación total entre los valores promedio correspondientes a las dos situaciones: co-combustión y solo carbón del propio día de la prueba.

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos utilizando este procedimiento, y se pretende llegar a cuantificar cómo influyó sobre el rendimiento en general y sobre cada una de las pérdidas en particular el cambio de combustible y sus características (composición, porcentaje de sustitución o el tamaño de partícula de la biomasa). El Anexo IX recoge para cada prueba, las características de la comparativa realizada: el rango de variación de la energía que entra a caldera con el combustible, las particularidades de los periodos analizados, la evolución de los parámetros fundamentales durante el día de la prueba, así como los resultados promedio de las pérdidas y el rendimiento en los diferentes periodos utilizados en la comparativa.

Por último señalar que no ha sido posible aplicar la metodología desarrollada para el análisis de la variación de emisiones en co-combustión, no porque dicha metodología no sea válida para este análisis, que lo es, sino por no disponer de datos suficientes en los periodos de funcionamiento solo con carbón³². El analizador de gases específico que se utilizó para el proyecto estuvo en marcha únicamente durante el tiempo en el que se realizaba cada una de las pruebas, por lo que solo se disponía de datos en esos periodos y no para otros puntos del

³² Según se señalado en el Capítulo 3, si que pudo aplicarse la metodología para el análisis de las emisiones de partículas. Dado que los resultados obtenidos fueron muy similares a los mostrados en dicho capítulo no se ha considerado necesario incluirlos en este.

día o de otros días. Esto ha supuesto que, al hacer la comparativa, los puntos válidos para cada prueba en el periodo de funcionamiento solo con carbón no lleguen a ser un número representativo, mermando la validez del resultado que se obtendría.

5.2 Aspectos previos.

Antes de presentar los resultados sobre la variación del rendimiento de caldera, resulta necesario analizar cómo variaron o cómo se vieron influidos otros factores cuyo valor en co-combustión con respecto del funcionamiento con solo carbón va a ser determinante para la obtención de conclusiones. Estos factores son:

- El porcentaje de oxígeno en gases.
- La temperatura de los gases.
- El contenido en hidrógeno y la humedad del combustible (carbón o mezcla de carbón y biomasa)

Los dos primeros se encuentran relacionados con la operación de la planta, mientras que los otros (porcentaje de hidrógeno y humedad) dependen de las características particulares de los combustibles utilizados en cada prueba. Se ha considerado interesante analizar previamente cómo pueden influir estos cuatro factores sobre el rendimiento, además de cómo y por qué variaron en cada prueba y entre las mismas. Este análisis pretende, por un lado, evitar o al menos acotar la interacción de algún otro factor distinto al cambio de combustible, y por otro, clarificar la influencia real de la co-combustión sobre las distintas pérdidas primero y sobre el rendimiento de caldera después.

5.2.1 Variación del porcentaje de oxígeno en gases durante las pruebas.

Puede distinguirse entre el porcentaje de oxígeno en gases a la entrada del precalentador aire-gases (salida de caldera) y el porcentaje en chimenea (salida del precalentador). Ambos se registraron en continuo durante las pruebas. El primero muestra las condiciones en las que tuvo lugar la combustión dentro de la caldera, es decir, si el exceso de aire fue el adecuado. Su valor va a influir directamente en las pérdidas por gases secos (L_G), debido a que un aumento del mismo supone, en general y para la misma carga, un mayor caudal de gases. Además influirá también de forma indirecta y a la inversa en las pérdidas por inquemados. Si el exceso de aire disminuyera durante las pruebas, podría acarrear un incremento de los inquemados, y por tanto de las pérdidas asociadas (L_{UC} principalmente, pero también L_d y L_p). Esta influencia ya ha quedado confirmada en el análisis presentado en el Capítulo 3 sobre la variación en el contenido de inquemados en las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante las pruebas.

El oxígeno a la salida del precalentador, comparado con el oxígeno a la entrada, sirve para estimar el aumento o disminución de las fugas del lado aire al lado gas en este equipo, y por lo tanto su funcionamiento. Cabe recordar que dichas fugas se cuantifican directamente como una pérdida (L_{ik}).

Teniendo en cuenta lo expuesto hasta el momento, parece indiscutible la influencia del valor del porcentaje de oxígeno en gases (es decir, en cierto modo, del exceso de aire) sobre el rendimiento. Pero ¿cómo varió en las pruebas?, ¿qué influencia tuvo el cambio de combustible

sobre el mismo?, ¿influyó el tamaño de partícula de la biomasa?, estas preguntas son las que es necesario contestar a partir del análisis de la evolución de los datos registrados.

En primer lugar se va a recordar cómo evolucionó el porcentaje de oxígeno en gases a lo largo de cada prueba y cómo este hecho condicionó su valor en la etapa de co-combustión y su variación respecto al funcionamiento solo con carbón. Aunque en el Capítulo 3 ya se ha abordado este tema (ver apartado 3.5.3) para analizar su influencia sobre los inquemados, se considera adecuado volver sobre él dado que el porcentaje de oxígeno en gases no afecta exclusivamente a los inquemados, y por ende a las pérdidas relacionadas, sino que también influye sobre el valor de otras pérdidas según acaba de señalarse.

Según se comentó en el Capítulo 3 tanto el protocolo seguido en las pruebas, como el hecho de intentar trabajar sin variar la distribución de aire en caldera y con un caudal similar durante el periodo de co-combustión y en las etapas de funcionamiento solo con carbón, así como la evolución final de la carga a lo largo de la prueba, ha condicionado el porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión. Así, se presentaron distintas situaciones en relación a la variación de dicho porcentaje en esta etapa frente al resto:

- Hubo una serie de pruebas en las que durante la etapa de co-combustión la carga fue superior a los valores previstos inicialmente, por lo que el porcentaje de oxígeno disminuyó respecto a las etapas solo con carbón, y su valor fue inferior al que habría sido habitual para esa carga. Este comportamiento se da en las pruebas 3, 6, 7 y 8.
- En otras pruebas no llegó a darse la carga objetivo en co-combustión, por lo que el oxígeno aumentó respecto a la situación de referencia con solo carbón, alcanzando valores superiores a los que corresponderían al funcionamiento habitual en cada caso. Es lo que ocurrió en las pruebas 2, 4, 5 y de forma muy significativa en las pruebas realizadas a carga parcial, excepto la 15.
- En las pruebas 15 y 17 la carga fue muy similar entre las distintas etapas, por lo que el oxígeno se mantuvo también prácticamente sin cambio.

Las Tablas 5.1 y 5.2 muestran un resumen sobre lo que acaba de exponerse en relación a qué ocurrió en cada prueba con la carga y su relación con el porcentaje de oxígeno en gases en cada etapa.

Tabla 5.1. Incidencias durante las pruebas a plena carga. Influencia sobre el porcentaje de O_2 en caldera.

	W_{grupo} en co-combustión respecto a las etapas I y V (ΔW_{grupo})	$O_{2,\text{ent}}$ en co-combustión respecto a las etapas I y V ($\Delta O_{2,\text{ent,prueba}}$)	Otros factores
1	Menor (-2,6)	Similar (0,0006)	Control sobre el aire diferente
2	Menor (-1.4)	Mayor (0,0017)	
3	Mayor (5,6)	Menor (-0,0067)	Prueba de protocolo particular
4	Menor (-1.5)	Mayor (0,0025)	
5	Menor (-2,2)	Mayor (0,0022)	
6	Mayor (1,1)	Menor (-0,0031)	
7	Mayor (4,3)	Menor (-0,0051)	Inestabilidad en todas las etapas
8	Mayor (3,3)	Menor (-0,0075)	
9	Menor (-1,9)	Menor (-0,0034)	Se varió la alimentación de carbón
16	Similar (0,1)	Mayor (0,0041)	Inestabilidad en todas las etapas
17	Menor (-0,4)	Similar (0,0008)	

Tabla 5.2. Incidencias durante las pruebas a carga parcial. Influencia sobre el porcentaje de O_2 en caldera.

W_{grupo} en co-combustión respecto a las etapas I y V (ΔW_{grupo})	$O_{2,\text{ent}}$ en co-combustión respecto a las etapas I y V ($\Delta O_{2,\text{ent,pruebas}}$)
P10	Menor (-8,4)
P11	Menor (-5,1)
P12	Menor (-3,8)
P13	Menor (-7,4)
P14	Menor (-4,1)
P15	Similar (-0,3)

Aplicando la metodología desarrollada en el Capítulo 4, se ha calculado la variación en puntos porcentuales del valor promedio de oxígeno a la entrada del precalentador en co-combustión frente al obtenido en otros periodos del mismo día en los que se utilizara solo carbón y en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era la misma y por tanto se estaba trabajando en condiciones similares ($\Delta O_{2,\text{ent}}$). En la Figura 5.1 está representado, para cada prueba y en función del tamaño de partícula de la biomasa, este valor. A la vista de estos resultados, parece que éste no está relacionado con el tamaño de partícula de la biomasa.

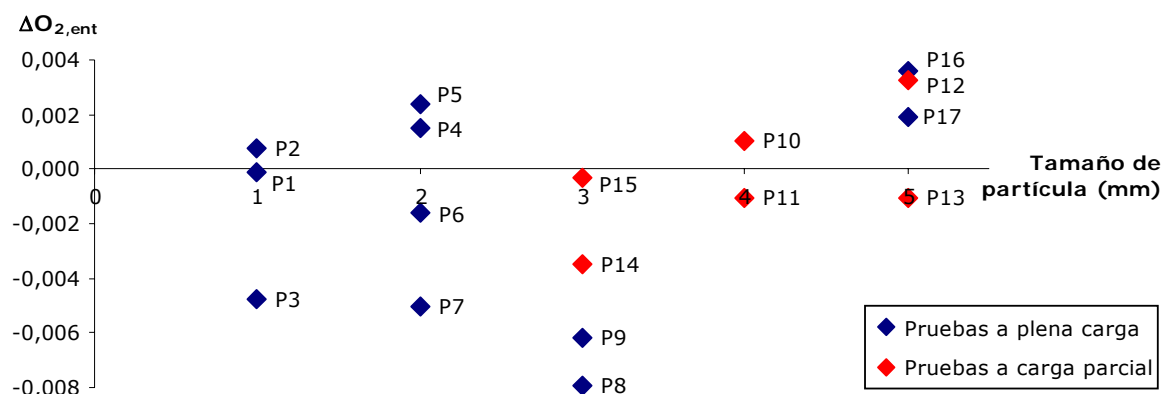


Figura 5.1 Incremento del porcentaje de oxígeno a la salida de caldera en función del tamaño de partícula en puntos porcentuales.

Independientemente del tamaño de partícula, el valor de $\Delta O_{2,\text{ent}}$ puede ser muy distinto según las incidencias particulares de cada prueba que se han comentado anteriormente. En este sentido, teniendo en cuenta cómo evolucionó la carga en cada una (Tabla 5.1 y Tabla 5.2), se comprueba que:

- Los valores $\Delta O_{2,\text{ent}}$ positivos corresponden a pruebas en las que trabajando con la consigna de mantener el aire en caldera constante no se llegó a dar la carga, por lo que el exceso de aire en el periodo de co-combustión fue superior al habitual, y por lo tanto también superior al de los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba.
- Por el contrario, en aquellas en las que durante dicho periodo se dio más carga de la prevista (pruebas 6, 7 y 8) se obtiene un $\Delta O_{2,\text{ent}}$ negativo, debido a que el exceso de aire fue inferior al que se tendría en funcionamiento continuo. Lo mismo ocurre en la

prueba 3, con un protocolo diferente, y en la que se trabajó sin variar el aire en caldera pero aumentando carga con biomasa.

- La Figura 5.1 pone de manifiesto, también, como en la prueba 1 el oxígeno en co-combustión se mantiene en los mismos niveles que en funcionamiento con solo carbón ($\Delta O_{2,ent} \approx 0$) según era la consigna. El mismo resultado se obtiene para la prueba 15, en la que se trabajó con una carga y un porcentaje de oxígeno similar durante toda la prueba.
- Mención especial merecen los resultados obtenidos para las pruebas 11, 13 y 14. Dichos resultados no cumplirían con lo que, en principio, podría considerarse esperado teniendo en cuenta la evolución de la carga y el porcentaje de oxígeno durante estas pruebas. El valor obtenido para $\Delta O_{2,ent}$ en estas tres pruebas se encuentra directamente condicionado por el hecho de que los periodos de funcionamiento con carbón del día de la prueba válidos para la comparación en cada una de ellas, corresponden a periodos de subidas y bajadas de carga (ver Anexo IX) y no a zonas estables. Esto supone que trabajar con valores promedios no resulta lo más adecuado. De hecho, en las tres pruebas, el valor de $\Delta O_{2,ent}$ es positivo cuando se comparan los valores correspondientes al periodo de co-combustión con los de otros días en funcionamiento solo con carbón, en los que la situación es más estable, lo que confirmaría que la tendencia sería la prevista e igual a la del resto de pruebas (ver Anexo IX).

Con estos resultados parece claro que tanto el protocolo seguido en las pruebas, como tomar como consigna fijar el aire que entraba a caldera, incidieron directamente en el exceso de aire con el que se trabajó durante el periodo de co-combustión y ambos lo hicieron de forma más significativa que el hecho de que un porcentaje del combustible utilizado fuera biomasa. Será necesario evaluar como influyeron las variaciones descritas sobre las pérdidas en gases en co-combustión respecto a las obtenidas en otros periodos en funcionamiento solo con carbón. En el Capítulo 3 ya ha quedado demostrado que el déficit o exceso de oxígeno que tiene lugar en el periodo de co-combustión supone un aumento o disminución de los inquemados respectivamente y que por lo tanto va a influir sobre las pérdidas asociadas a los mismos. Este efecto no puede atribuirse al cambio de combustible, sino que depende de la operación de la planta y, por tanto, se trataría de un parámetro que podría llegar a ajustarse convenientemente en funcionamiento continuo.

Existe otro factor que no se ha tenido en cuenta hasta el momento y que también pudo influir sobre el exceso de aire. Se trata del contenido en oxígeno del combustible, que varía entre las situaciones comparadas. En general debido a la alimentación de biomasa con un contenido de este elemento mayor que el del carbón, la cantidad de oxígeno que entra a caldera con el combustible durante la co-combustión aumenta al hacerlo el porcentaje de sustitución en masa, haciendo que sea necesario menos aire para su combustión. Sin embargo, debido a los bajos porcentajes de sustitución con los que se estaba trabajando y teniendo en cuenta el número de factores que podían influir, la variación en el contenido en oxígeno del combustible no resulta ser un factor relevante.

Para concluir este análisis, en la Figura 5.2 se muestra el porcentaje promedio de oxígeno en caldera y en chimenea en las etapas de co-combustión de cada una de las pruebas a plena carga, así como los mismos valores para periodos en funcionamiento con solo carbón del día de la prueba y de otros en los que las condiciones de funcionamiento fueran similares. Aun

teniendo en cuenta las circunstancias particulares en las que tuvieron lugar cada una de las pruebas, puede comprobarse como estos valores se encuentran dentro del mismo rango que los obtenidos cuando se alimenta solo carbón. Por su parte, la Figura 5.3 muestra los mismos resultados pero para las pruebas a carga parcial. En este caso queda patente como, en general, se trabajó con un porcentaje de oxígeno en gases mayor en co-combustión, lo que se encuentra directamente relacionado con las condiciones particulares en las que tuvieron lugar estas pruebas. Por otro lado, si se comparan estos resultados con los mostrados en la Figura 5.2 puede comprobarse como, mientras el O_2 a la entrada del precalentador es menor en las pruebas a carga parcial, el O_2 a la salida alcanza valores algo mayores. Esto indica un aumento de las fugas en este equipo que podría estar relacionado con la inestabilidad que supuso trabajar con solo un ventilador de tiro inducido más que con la co-combustión. Este resultado se discutirá más adelante.

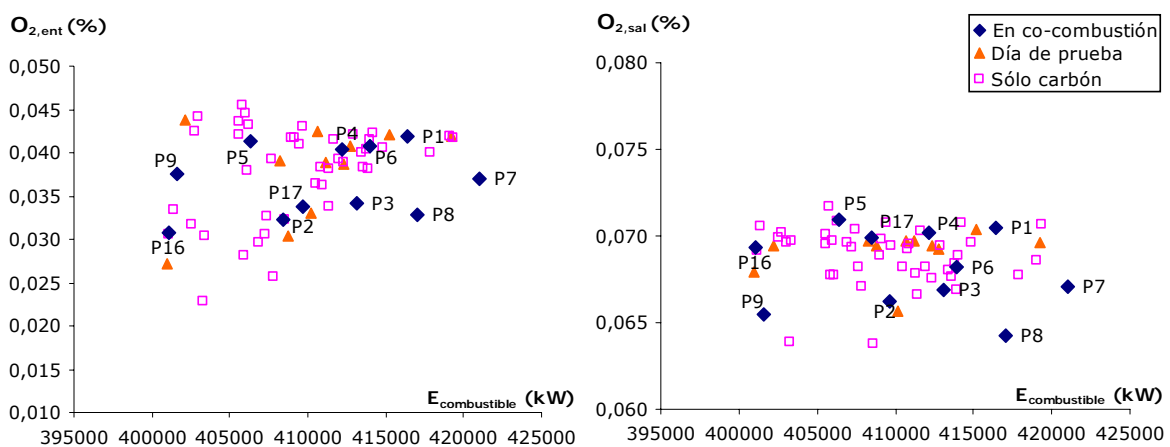


Figura 5.2 Porcentaje de oxígeno en gases a la entrada y salida del precalentador en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

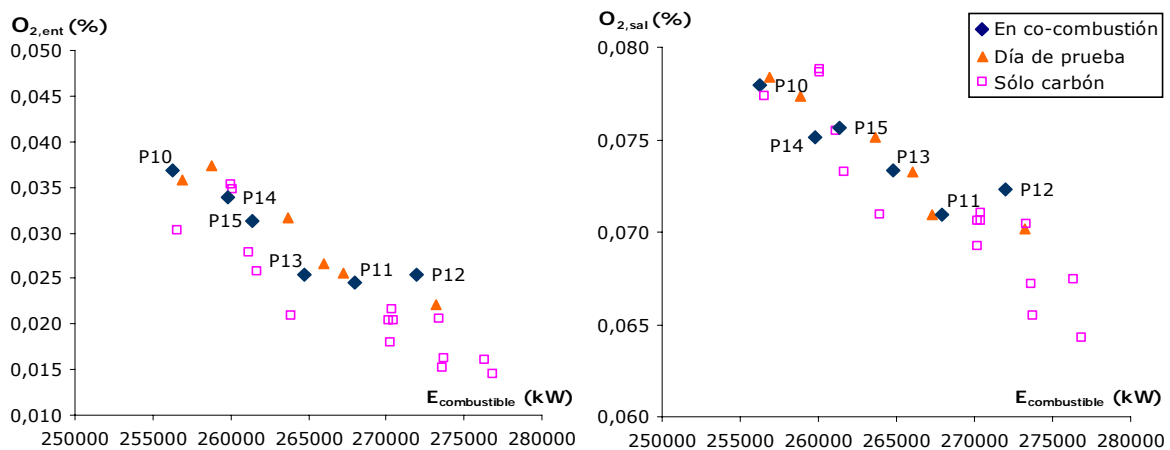


Figura 5.3 Porcentaje de oxígeno en gases a la entrada y salida del precalentador en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial)

A partir de los resultados obtenidos, se confirma que el porcentaje de O_2 en los gases en co-combustión no está relacionado directamente con el cambio de combustible, sino con cómo se llevaron a cabo las pruebas, por lo que cualquier penalización o mejora del rendimiento que esta circunstancia pudiera acarrear no debe ser asignada a la co-combustión.

5.2.2 Variación de la temperatura de gases.

La temperatura a la que los gases cruzan la frontera va a ser otro de los parámetros que va a influir de forma significativa sobre distintas pérdidas y con ello en el rendimiento. Para un mismo porcentaje de oxígeno en gases, un aumento de esta temperatura supone directamente un aumento de la energía que abandona el sistema con los mismos, es decir, de las pérdidas en gases y por tanto un decremento del rendimiento. Además influye en otras como las pérdidas asociadas a la humedad y al contenido de hidrógeno del combustible, o a las debidas al calor sensible en cenizas volantes puesto que, en todas ellas, la energía perdida se contabiliza a la temperatura de salida de los gases.

Como también ocurría con el contenido de oxígeno, hay que distinguir entre el valor de la temperatura de gases a la entrada ($T_{g,ent}$) y a la salida del precalentador ($T_{g,sal}$), pero, además en este caso existe un tercer valor: la temperatura de gases corregida ($T_{g,sal,c}$). Esta última sería la temperatura que llevarían los gases al abandonar el precalentador si no se produjeran fugas del lado aire al lado gas en el mismo. Su valor se estima, según queda recogido en el Capítulo 4, a partir de la temperatura de salida real y de los porcentajes de oxígeno registrados en planta, así como del caudal de gases a la salida de caldera estimado. Aunque las tres temperaturas se encuentran directamente relacionadas la realmente significativa, desde el punto de vista del cálculo del rendimiento, es la temperatura de gases corregida, debido a que es con la que se contabilizan todas las pérdidas señaladas anteriormente. Se van a analizar qué factores afectan al valor de esta temperatura y si pueden verse, a su vez, influenciados por el cambio de combustible.

Uno de los factores con mayor incidencia sobre esta temperatura son las condiciones de operación del propio precalentador. Este equipo se utiliza para calentar el aire antes de entrar a caldera aprovechando parte de la energía que llevan los gases a la salida de la misma. Existen varios factores que pueden influir en su funcionamiento y, como consecuencia, en la temperatura a la que abandonen los gases el mismo. Estos factores son: el grado de ensuciamiento, las fugas de aire y la temperatura de entrada del aire. Va a explicarse brevemente qué influencia tienen cada uno de estos factores sobre la temperatura de gases corregida y a describir cómo se vieron afectados, en caso de que lo hicieran, por la alimentación de biomasa.

1º. *El grado de ensuciamiento:* La eficiencia del precalentador puede verse afectada por la acumulación de cenizas en la matriz metálica encargada de absorber el calor de los gases y transmitirlo posteriormente al aire frío. Esto supone que, para unas mismas condiciones de entrada, la temperatura de los gases a la salida aumente conforme lo haga el grado de ensuciamiento (Arauzo, 1996).

Durante la campaña de pruebas no se realizó un seguimiento del estado del precalentador ni de sus secuencias de soplado, método utilizado para la limpieza del mismo, por lo que resulta muy complicado, por no decir imposible, valorar este factor. Además, no se dispone de datos suficientes para la estimación de la eficiencia del precalentador en continuo, parámetro que pondría de manifiesto el cambio en el grado de ensuciamiento. Sí que pudo comprobarse, sin embargo, que al hacer el ajuste del simulador del precalentador aire-gases desarrollado en esta tesis utilizando los datos recogidos durante las pruebas (ver Anexo VI), la eficiencia de este equipo variaba

significativamente entre las pruebas a plena carga y a carga parcial, siendo inferior en estas últimas. En este simulador sí que se ha tenido en cuenta la diferencia en el comportamiento de este equipo entre los dos periodos en los que se llevaron a cabo las pruebas, cambios que se han supuesto debidos, precisamente, a que el grado de ensuciamiento del precalentador fuera diferente.

Por otro lado el bajo contenido en cenizas y humedad de la biomasa utilizada, así como en otros elementos tales como azufre, sodio, potasio o cloro, no hace probable un aumento de dicho ensuciamiento en las etapas de co-combustión. Por todo ello, en el análisis del resultado de las pruebas, no va a considerarse la influencia del grado de ensuciamiento de forma explícita, aunque puede servir para entender algunos resultados.

- 2º. *Variación del caudal de fugas ($m_{a,fugado}$):* La presencia de fugas de aire hacia el lado gas en los precalentadores supone una disminución de la temperatura a la salida (Arauzo, 1996). Sin embargo en este caso se está analizando cómo varió la temperatura que habrían tenido los gases en el caso de no existir fugas, por lo que no tiene lugar considerar la influencia de este parámetro en este punto. Cuando se presenten los resultados relacionados con las pérdidas por fugas se analizarán las variaciones de este caudal durante las pruebas.
- 3º. *La temperatura de entrada del aire ($T_{a,tras,CAV}$):* Una forma de regular el funcionamiento del precalentador y evitar que existan puntos fríos en el mismo que pudieran dar lugar a ensuciamiento y/o corrosión por condensación ácida, es aumentar la temperatura del aire a la entrada del mismo. Para ello, en las centrales térmicas, se dispone de precalentadores aire-vapor (Arauzo, 1996). Cuando estos equipos se encuentran en funcionamiento, la mayor temperatura del lado frío (aire) supone que los gases salgan también más calientes del precalentador, penalizando el rendimiento de la caldera. La Figura 5.4 pone de manifiesto este efecto.

En dicha figura aparecen dos gráficas. En la primera, gráfica A, está representado el valor de la temperatura del aire a la entrada y a la salida del precalentador aire-vapor ($T_{a,ante,CAV}$ y $T_{a,tras,CAV}$ respectivamente) durante una hora. Dichos valores indican que, en la primera media hora el precalentador aire-vapor estaba en marcha, lo que se refleja en que la temperatura tras precalentador era, en ese tramo, 20º mayor que a la entrada, mientras que después, una vez que el precalentador se para, ambas temperaturas se igualan. La gráfica B representa, para el mismo periodo de tiempo, la evolución de la temperatura de gases en la sección de salida del precalentador aire-gases corregida ($T_{g,sal,c}$) y el rendimiento de caldera. Si se analiza en conjunto las dos gráficas puede comprobarse como la temperatura de gases sufre un decremento superior a 10º al dejar de precalentarse el aire, mientras que el rendimiento aumenta hasta medio punto porcentual. Este incremento se debe tanto a la disminución de las pérdidas en gases, como a las debidas a fugas ya que estas se contabilizan a la temperatura de entrada del aire ($T_{a,tras,CAV}$) que en este periodo es menor.

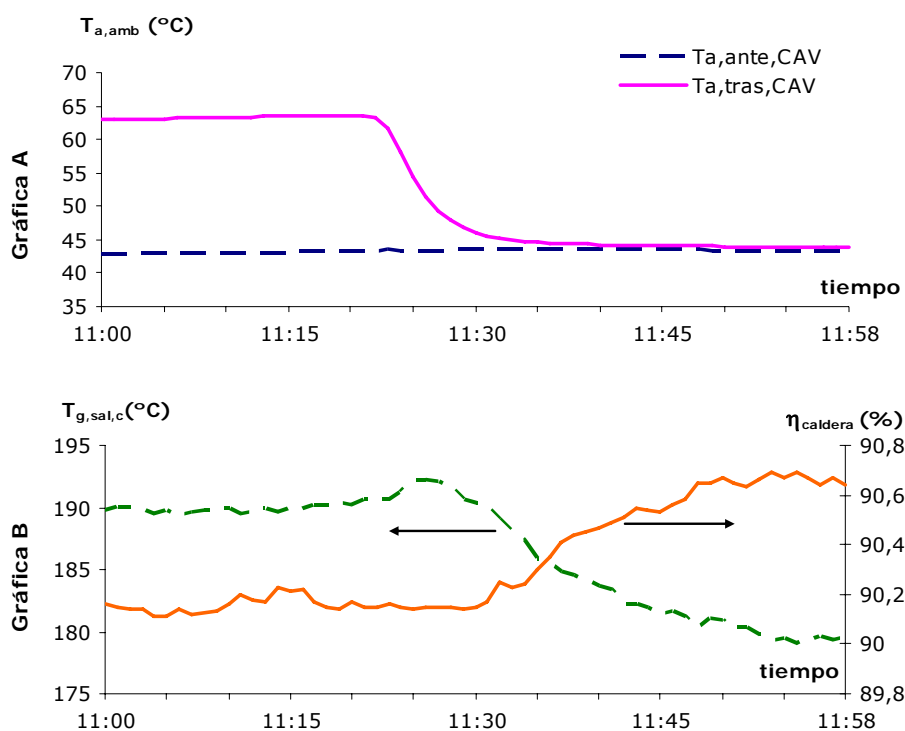


Figura 5.4 Evolución de la temperatura del aire antes de entrar al precalentador y del gas a la salida.

Para evitar el efecto que tiene sobre el rendimiento estimado este calentamiento previo del aire, que no está relacionado con el cambio de combustible sino con una condición particular de funcionamiento de la planta, los resultados de co-combustión de cada prueba solo se compararán con periodos en los que el precalentador aire-vapor funcionara de la misma manera. Al disponer en continuo de la temperatura a la entrada y salida de este equipo, resulta sencillo determinar como estaba funcionando en cada momento y buscar periodos en los que lo estuviera haciendo de la misma forma. Sin embargo, no hay que olvidar que cuando lo que se esté evaluando sean valores absolutos y no incrementos, el rendimiento de caldera estimado en distintos días sí que reflejará la influencia de la temperatura del aire a la entrada del precalentador, que es un factor ajeno al cambio de combustible (sirva de ejemplo los resultados mostrados en la Figura 5.5 o, más adelante, en la Figura 5.18)

Por tanto, y como cabía esperar, a la vista de lo que acaba de exponerse en relación a las condiciones de funcionamiento del precalentador aire-gases, los factores analizados no tienen una relación directa con el hecho de utilizar un porcentaje de biomasa en lugar de trabajar exclusivamente con carbón, o por lo menos no ha podido contrastarse a partir de los datos disponibles y según se llevaron a cabo las pruebas. Solo en el caso del grado de ensuciamiento del precalentador, disponer de datos referentes a largos periodos de funcionamiento permitiría analizar la influencia de la biomasa sobre el mismo y, por tanto, sobre la temperatura de gases. Con otros tipos de biomasa y tamaños de partícula sí que se ha comprobado un cierto incremento del ensuciamiento, que podría evitarse con un ajuste de la secuencia de limpieza de este equipo o regulando el funcionamiento del precalentador aire-vapor (Rosch, 2000).

Una vez que se han analizado los parámetros que pueden influir sobre la temperatura a la salida del precalentador corregida y cómo variaron en co-combustión, en la Figura 5.5 se muestra el valor promedio de dicha temperatura en periodos en los que se utilizaba como combustible una mezcla de carbón y biomasa y en otros en los que se trabajaba solo carbón. Puede comprobarse como dichos valores se mantienen dentro del mismo rango independientemente del combustible utilizado. Los valores remarcados corresponden a las tres primeras pruebas y a los días próximos a las mismas, en los que, además de trabajar con una temperatura menor de lo habitual, este valor también se ve influenciado, respecto a los demás, por el hecho de no estar funcionando el precalentador aire-vapor como sí ocurrió en el resto de pruebas. Los resultados obtenidos vienen a confirmar las tendencias que se han comentado anteriormente, de forma que no parece existir una relación directa entre el valor de la temperatura de los gases y el cambio de combustible.

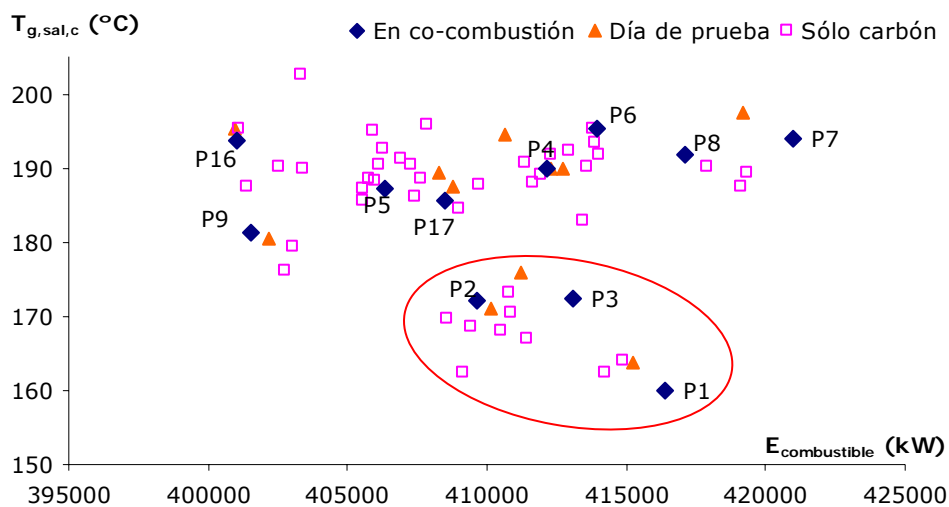


Figura 5.5 Temperatura a la salida del precalentador aire-gases corregida en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

La misma conclusión puede extraerse a partir de los resultados obtenidos en las pruebas a carga parcial y en días próximos (Figura 5.6). Puede comprobarse que la temperatura es mayor que la que se tenía para las pruebas a plena carga, hecho que se encuentra relacionado con la menor eficiencia del precalentador que se ha señalado anteriormente y con las condiciones particulares de funcionamiento de estas pruebas, en las que se trabajaba con un caudal de aire muy ajustado. Respecto al rango de variación, los valores marcados en la Figura 5.6, inferiores al resto, corresponden al día en el que se llevó a cabo la prueba 14 en el que la central estuvo parada durante la noche, lo que pudo influir sobre el valor de la temperatura de salida de los gases a lo largo del día. Puede comprobarse que ésta fue inferior a la habitual tanto en el periodo de co-combustión (punto en azul) como en los de funcionamiento con solo carbón (punto en naranja) y, por tanto, su valor parece estar de nuevo relacionado con un factor independiente del cambio de combustible.

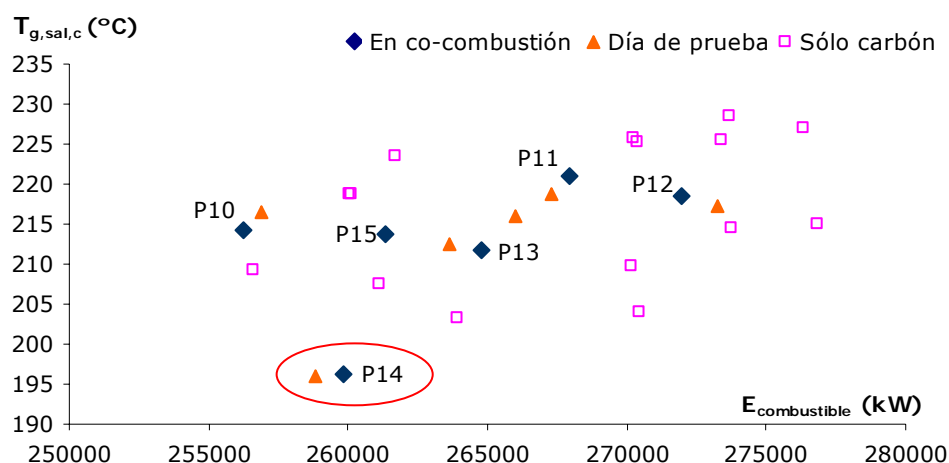


Figura 5.6 Temperatura a la salida del precalentador aire-gases corregida en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Se ha comparado la temperatura promedio de los gases a la salida del precalentador corregida por fugas ($T_{g,sal,c}$) en los periodos de co-combustión de cada una de las pruebas (valores en azul en las dos figuras anteriores) con la que se tiene en otros periodos del mismo día, trabajando solo con carbón, y en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era aproximadamente la misma (valores en naranja en dichas figuras).

La Figura 5.7 representa la variación de esta temperatura para cada una de las pruebas en función del tamaño de partícula de biomasa utilizada. A la vista de estos resultados, no parece existir ninguna relación entre ambos parámetros. Para un mismo tamaño de partícula existen pruebas en las que la temperatura en co-combustión es mayor respecto a la de funcionamiento con solo carbón ($\Delta T_{g,sal,c} > 0$) y otras en las que es menor ($\Delta T_{g,sal,c} < 0$). En todos los casos la variación fue relativamente baja (máxima de 4 °C). En general puede decirse que, en valor absoluto, los decrementos son mayores que los incrementos, de forma que mientras que en los primeros, en siete de las ocho pruebas en las que la temperatura disminuye, ésta lo hace más de 2°C, solo en una prueba el incremento está por encima de ese mismo valor (prueba 11).

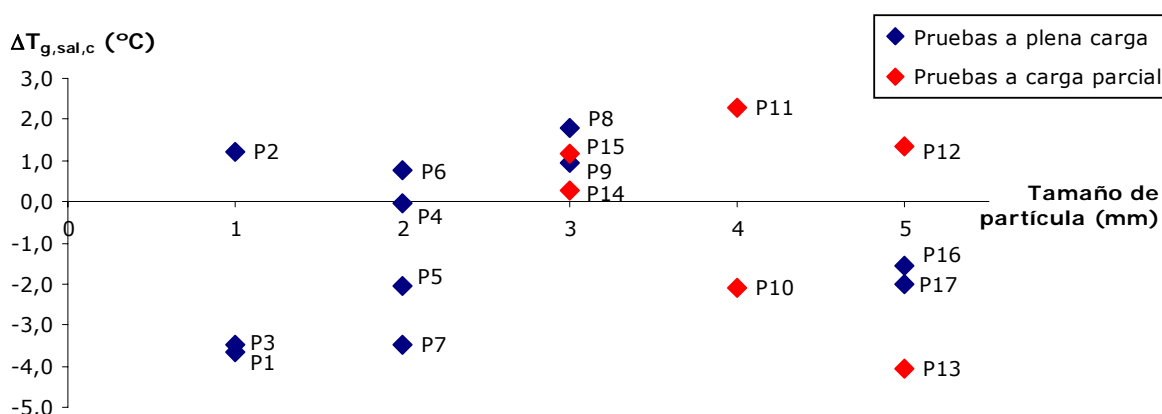


Figura 5.7 Incremento de la temperatura de gases a la salida del precalentador aire-gases corregida ($\Delta T_{g,sal,c}$) en función del tamaño de partícula de la biomasa.

Al revisar los datos registrados durante la campaña de pruebas, se comprueba que la temperatura de salida de los gases, y por tanto también la corregida por fugas, aumenta o disminuye progresivamente a lo largo del día, no solo en función de la carga del grupo, sino también por cuestiones relacionadas con otros parámetros de funcionamiento de la planta ajenos a la co-combustión, como podría ser, por ejemplo, la secuencia de soplado de caldera. Una vez analizado cómo evolucionó la temperatura de gases (corregida por fugas o sin corregir) a lo largo de cada uno de los días en los que se realizaron las pruebas, se ha comprobado que:

- La realización de la prueba no interfirió significativamente sobre la evolución de esta temperatura a lo largo del día, de forma que esta siguió la dirección marcada por las condiciones de funcionamiento particulares de ese día.
- El valor de $\Delta T_{g,sal,c}$ que se muestra en la Figura 5.7 se obtiene como la diferencia entre el valor promedio en co-combustión respecto al de otros puntos del propio día de la prueba utilizando solo carbón. Se ha comprobado que esta diferencia se encuentra directamente condicionada por cómo evolucionaba la temperatura ese día y por cuando tuvo lugar la propia prueba (no sólo la etapa de co-combustión).

Este último efecto queda perfectamente reflejado en los resultados obtenidos en pruebas que se realizaron el mismo día, una por la mañana y otra por la tarde, con las mismas especificaciones para la biomasa (pruebas 4-5 y 6-7 a plena carga y 10-11 y 12-13 a media)³³. En tres de los cuatro días, la temperatura disminuyó progresivamente a lo largo del día, como ocurrió en las pruebas 4 y 5, según muestra la Figura 5.8. En esta figura se comprueba como ambas pruebas se llevaron a cabo en momentos del día en los que la temperatura era diferente. La prueba 4, se realizó en una zona de mayor temperatura, por lo que la mayoría de los puntos de ese día en funcionamiento solo con carbón utilizados para la comparativa tenían una temperatura menor. Eso ha supuesto que $\Delta T_{g,sal,c}$ sea positivo. Por el contrario, la prueba 5 se realizó cuando la temperatura estaba en valores mínimos, por lo que la mayoría de los puntos del día tienen una temperatura mayor y, por tanto, $\Delta T_{g,sal,c}$ resulta ser positivo para esta prueba.

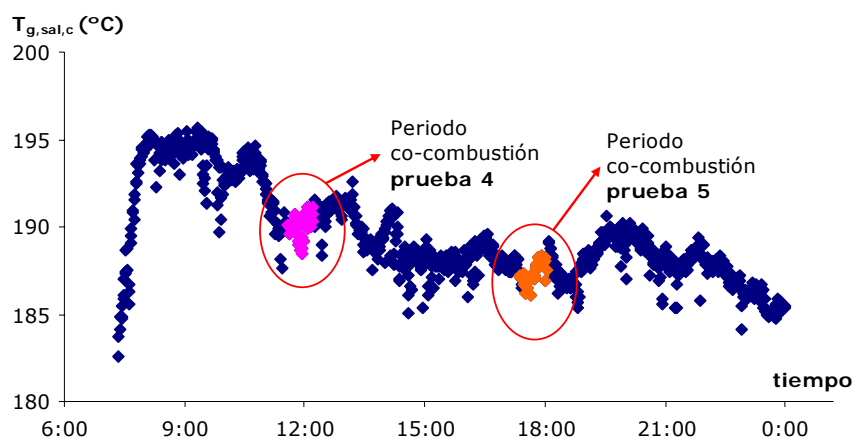


Figura 5.8. Evolución de la temperatura de gases a la salida del precalentador corregida durante el día en el que se llevaron a cabo las pruebas 4 y 5.

³³ Las pruebas 16 y 17 también se realizaron el mismo día, pero la evolución de la temperatura a lo largo de ese día fue muy diferente a la de los otros cuatro en los que también se realizaron dos pruebas, por lo que no se incluyen como parte del ejemplo que se presenta a continuación. De todas formas, y según puede comprobarse a partir de la información recogida en el Anexo IX, la evolución de la temperatura el día de las pruebas 16 y 17 también condicionó los resultados de la comparativa.

Lo mismo ocurre para el resto de pruebas que se han realizado en un mismo día. El valor de $\Delta T_{g,sal,c}$ representado en la Figura 5.7, en los días que la temperatura de gases disminuyó a lo largo del mismo, fue positivo para las pruebas realizadas por la mañana (pruebas 4, 6 y 12), debido a que la mayoría de los puntos utilizados para la comparación fueron posteriores a la prueba y por tanto a menor temperatura, mientras que, siguiendo el razonamiento inverso, fue negativo en las de la tarde (5, 7 y 13 respectivamente). Por el contrario, las pruebas 10 y 11 se llevaron a cabo un día en el que la temperatura iba aumentando a lo largo del mismo por lo que los resultados obtenidos son justo al revés a las anteriores (en la Figura 5.7, $\Delta T_{g,sal,c} > 0$ en la de por la tarde – prueba 11 - y $\Delta T_{g,sal,c} < 0$ en la realizada por la mañana – prueba 10).

Las Tablas 5.3 y 5.4 muestran un resumen sobre los resultados obtenidos para esta temperatura, su evolución en cada prueba, su valor respecto a otros puntos del mismo día así como respecto a periodos del resto de días con los que se ha comparado. Puede comprobarse como la información que contiene dicha tabla confirma las tendencias que acaban de señalarse. Esta información puede completarse, además, con los datos y gráficas al respecto recogidas, para cada prueba, en el Anexo IX.

Si se comparan los valores de temperatura de gases obtenida en los periodos de co-combustión con la de periodos de otros días en funcionamiento con solo carbón, se ha comprobado que, al contrario de lo que ocurría en el caso de la variación de O_2 en gases, en este caso no siempre se repite la misma tendencia que cuando se comparan con los periodos del propio día. Si se revisa la última columna de las Tablas 5.3 y 5.4 y se compara con la tercera puede comprobarse como independientemente de lo que haya pasado el día de la prueba, la temperatura de gases en co-combustión puede ser inferior, superior o igual que la de periodos con solo carbón de otros días. Además el resultado se repetiría, en muchos casos, si lo que se compararan fueran los periodos de funcionamiento con carbón. Este resultado vendría a corroborar que la variación estimada para la temperatura de gases corregida se trata de un valor directamente relacionado con las características particulares del día en el que tuvo lugar la prueba y con el momento en el que se llevó a cabo, más que con el hecho de utilizar un porcentaje de biomasa.

Si se repasa todo lo expuesto en este apartado y a la vista de los resultados mostrados en la Figura 5.7, la primera conclusión que puede extraerse es que, en general, la temperatura de gases disminuye ligeramente en co-combustión, lo que estaría de acuerdo con los resultados obtenidos en experiencias similares (Boylan, 1996). Esta disminución podría estar relacionada con muchos factores. Sin embargo, si se tiene en cuenta el efecto comentado anteriormente en relación a la influencia de la evolución de la temperatura durante el día de la prueba sobre estos resultados y sin olvidar que, a partir del análisis realizado, no se ha encontrado ninguna causa relacionada con la co-combustión que pudiera incidir en esta temperatura, no se puede afirmar que exista una vinculación entre la alimentación de biomasa y la variación de la temperatura de gases. Por ello, el resultado realmente significativo no es tanto si la temperatura fue mayor o menor, sino que siempre se mantuvo en el mismo rango de variación y con las mismas tendencias que en funcionamiento habitual, no viéndose afectada de forma significativa por el cambio de combustible ni por sus características, según muestran las Figura 5.5 y Figura 5.6.

Tabla 5.3. Resumen resultados del análisis de la evolución de la temperatura de gases en las pruebas a plena carga.

	$T_{g,sal,c}$ (co-co)	$T_{g,sal,c}$ (carbón)	$\Delta T_{g,sal,c}$	CAV	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ durante la prueba	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ a lo largo del día	Valor de la $T_{g,sal,c}$ en cocombustión respecto a otros días
P1	160,0	163,6	-3,6	No funcionaba	Disminuye progresivamente durante la prueba. Constante en el periodo de co-combustión	Prueba por la mañana. La temperatura es inferior durante la prueba y en el periodo posterior a la misma (toda la tarde). Puntos de comparación todos a mayor temperatura (noche)	En general la temperatura del día de la prueba era inferior a la de otros días. Menor en co-combustión respecto a todos los días comparados.
P2	172,2	171,3	0,9	No funcionaba	Aumenta progresivamente durante toda la prueba.	Prueba por la tarde. Día de carga variable. El precalentador aire-vapor estuvo en marcha durante la noche. La prueba se realizó en un periodo en el que la temperatura estaba aumentando. Puntos de comparación antes (a menor temperatura) y después de la prueba (a mayor).	El valor en co-combustión es mayor que en el resto de días.
P3	172,4	175,9	-3,5	No funcionaba	Mayor en el periodo de co-combustión.	Prueba por la tarde. Prueba particular: Funcionamiento con tres molinos. Subida a plena carga con biomasa. Menor en co-combustión que en el otro periodo a plena carga del día.	Existen tanto valores superiores como inferiores.
P4	190,0	190,0	0,0	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	Disminuye en co-combustión respecto a la temperatura antes de la prueba y se mantiene tras dejar de alimentar biomasa.	Prueba por la mañana. Disminución progresiva de la temperatura a lo largo del día. Más puntos válidos para la comparación después de la prueba.	Similar a la de otros días.
P5	187,3	189,3	-2,0	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	Aproximadamente constante durante toda la prueba.	Prueba por la tarde. Disminución progresiva de la temperatura a lo largo del día. Más puntos válidos para la comparación antes de la prueba.	Inferior en co-combustión que el resto de días, aunque sin grandes diferencias.
P6	195,3	194,5	0,8	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	Aproximadamente constante durante toda la prueba.	Prueba por la mañana. Disminución progresiva de la temperatura a lo largo del día. Más puntos válidos para la comparación después de la prueba.	En general la temperatura del día de la prueba era superior a la de otros días. Mayor en co-combustión respecto a todos los días comparados.
P7	194,0	197,5	-3,5	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	Mayor en el periodo de co-combustión.	Prueba por la tarde. Disminución progresiva de la temperatura a lo largo del día. Todos los puntos válidos para la comparación antes de la prueba.	En general la temperatura del día de la prueba era superior a la de otros días. Mayor en co-combustión respecto a todos los días comparados.
P8	191,7	189,9	1,8	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	El precalentador aire-vapor se puso en marcha durante la prueba, antes de la alimentación de biomasa y se mantuvo después. Mayor temperatura en el periodo de co-combustión que después.	Prueba por la mañana. Antes de iniciarse la prueba existe un periodo en el que varía el funcionamiento del prec. aire-vapor, lo que influye en el valor de la temperatura de gases. Pocos puntos para la comparativa y todos tras co-combustión	Existen tanto valores superiores como inferiores.

Tabla 5.3. (Continuación). Resumen resultados del análisis de la evolución de la temperatura de gases en las pruebas a plena carga.

	$T_{g,sal,c}$ (co-co)	$T_{g,sal,c}$ (carbón)	$\Delta T_{g,sal,c}$	CAV	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ durante la prueba	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ a lo largo del día	Valor de la $T_{g,sal,c}$ en co-combustión respecto a otros días
P9	181,3	180,4	0,9	Al 40% ($\approx +20^\circ$)	Disminuye progresivamente durante la prueba.	Prueba por la mañana. La temperatura de gases disminuye tras la prueba hasta el medio día y después aumenta lentamente. Puntos válidos para la comparación ante y tras la prueba, aunque la mayoría en la zona de menor temperatura.	Existen tanto valores superiores como inferiores.
P16	193,7	195,2	-1,5	Al 100% ($\approx +50^\circ$)	Temperatura variable durante toda la prueba. Mayor en las etapas I y V que en el periodo de co-combustión.	Prueba por la mañana. La temperatura aumenta durante la noche, tras poner en marcha el CAV y sigue aumentando hasta el inicio de la prueba. Disminuye a partir del medio día y vuelve a aumentar al final del día. Puntos válidos para la comparación tanto a mayor como a menor temperatura.	Existen tanto valores superiores como inferiores.
P17	185,6	187,6	-2,0	Al 100% ($\approx +50^\circ$)	Temperatura aproximadamente constante durante toda la prueba.	Prueba por la tarde. Mismo día que la prueba 16. La prueba se lleva a cabo en el periodo en el que la temperatura esta disminuyendo. Más puntos válidos para la comparación antes de la prueba.	Temperatura menor que en el resto de días.

Tabla 5.4. Resumen resultados de análisis evolución de la temperatura de gases en las pruebas a carga parcial.

	$T_{g,sal,c}$ (co-co)	$T_{g,sal,c}$ (carbón)	$\Delta T_{g,sal,c}$	CAV	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ durante la prueba	Evolución de la $T_{g,sal,c}$ a lo largo del día	Valor de la $T_{g,sal,c}$ en cocombustión respecto a otros días
P10	214,3	216,4	-2,1	No funcionaba	Inferior en el periodo de co-combustión.	Prueba por la mañana. La temperatura varió en función de la carga. Tendencia a aumentar a lo largo del día.	Existen tanto valores superiores como inferiores.
P11	221,0	218,8	2,2	No funcionaba	Aproximadamente constante durante toda la prueba	Prueba por la tarde, justo en la parte en la que la temperatura era mayor. Puntos válidos para la comparación antes de la prueba.	Temperatura significativamente mayor respecto a dos de los tres días usados en la comparación, e inferior al tercero.
P12	218,5	217,1	1,4	No funcionaba	Disminuyó durante la prueba. Permanece constante en el periodo de co-combustión.	Prueba por la mañana. La temperatura disminuyó a lo largo del día. Puntos válidos antes y después de la prueba.	Temperatura significativamente menor respecto a dos de los tres días usados en la comparación, y superior al tercero.
P13	211,8	215,9	-4,1	No funcionaba	Disminuyó durante la prueba. Permanece constante en el periodo de co-combustión.	Prueba por la tarde. La temperatura disminuyó a lo largo del día. La mayoría de los puntos válidos están antes de la prueba.	Temperatura menor respecto a los tres días usados en la comparación, de forma significativa respecto a dos de ellos.
P14	196,2	196,0	0,2	No funcionaba	Aproximadamente constante, algo inferior en el periodo de co-combustión.	Prueba por la tarde. La central estuvo parada toda la noche. Los puntos validos corresponden a zonas inestables.	Menor que el resto de días.
P15	213,7	212,5	1,2	No funcionaba	La temperatura varía con la carga y se mantiene parecida en las tres etapas de máxima carga.	Prueba por la tarde. Se realizó en un periodo en el que la temperatura estaba aumentando. Más puntos de comparación antes (a menor temperatura) que después de la prueba.	Existen tanto valores superiores como inferiores.

5.2.3 Influencia del contenido de hidrógeno y humedad del combustible.

Otros parámetros que van a influir directamente sobre la variación del rendimiento de caldera van a ser el contenido en hidrógeno y la humedad del combustible utilizado en cada periodo, es decir, carbón o una mezcla de carbón y biomasa, debido a que las pérdidas asociadas al contenido de hidrógeno de combustible (L_H) o a su humedad (L_{mf}) son tanto mayores cuanto mayores son los porcentajes de hidrógeno y humedad en el combustible, respectivamente. Además, su valor depende directamente de las condiciones a las que se considere que el agua abandona el sistema, lo que, a su vez, está relacionado con cómo se esté calculando el rendimiento, si sobre el poder calorífico superior o sobre el inferior. En este apartado se va a abordar este tema, así como la justificación de la solución adoptada finalmente.

El poder calorífico de un combustible representa la máxima cantidad de energía que puede ser obtenida, por unidad de masa del mismo, cuando tanto los reactivos como los productos de la reacción se encuentran en unas condiciones de referencia, generalmente 25 °C y 1 bar (Moran y Shapiro, 1999). El problema surge con el agua de los gases de combustión debido a que, en esas condiciones de referencia, parte de la misma habrá condensado y parte se encontrará en estado vapor. La cantidad de agua que se encuentra en estado vapor dependerá de su presión parcial en los gases, lo que a su vez depende, entre otros, del exceso de aire con el que se realiza la combustión. Este hecho complica la realización de cálculos, por lo que para simplificarlos se han definido dos situaciones con estados de referencia ficticios, que dan lugar a dos tipos de poder calorífico: el poder calorífico superior (PCS) y el poder calorífico inferior (PCI). La primera situación supone que toda el agua de los productos de combustión ha condensado (PCS), mientras que en la segunda considera que toda el agua se encuentra en estado vapor (PCI). El poder calorífico superior es mayor, ya que supone que la energía liberada al condensar el agua puede ser aprovechada. Los resultados de utilizar cualquiera de estos dos poderes caloríficos, por ejemplo para el cálculo del rendimiento, son válidos, siempre que se especifique cual de ellos se ha utilizado. Por supuesto, las conclusiones de su análisis son las mismas, aunque a veces dicho análisis pueda resultar más sencillo en un caso que en otro.

Esto es lo que ocurre cuando se pretende comparar el rendimiento de una caldera utilizando distintos combustibles. En este tipo de calderas el agua contenida en los gases se encuentra en estado vapor, nada condensa, por lo que la utilización del poder calorífico superior sobreestima la penalización de los combustibles con mayor humedad y mayor contenido en hidrógeno, pudiendo llegar a desvirtuar el efecto de la variación de otras pérdidas que pueden ser más relevantes.

En el caso analizado en esta tesis, y según se ha descrito en el Capítulo 4, se ha fijado que la biomasa cruza la frontera una vez pretratada con una humedad promedio del 5%^{34,35}, quedando la instalación de pretratamiento fuera de la frontera de cálculo. Por su parte, el punto de entrada del carbón se ha fijado ante molino, lo que supone una humedad entre el 15-18% para este combustible. El aire de alimentación a caldera del combustible fósil es el mismo que se utiliza para secarlo a su paso por los molinos y en el trayecto hasta los quemadores (aire primario),

³⁴ En todo el capítulo los datos relativos a humedad y composición del combustible son en base húmeda (a.r.), en caso contrario se especificará.

³⁵ En este promedio no se incluye la biomasa de las pruebas 14 y 15, cuyo porcentaje de humedad fue superior por tratarse de biomasa sometida solo a secado natural (ver Tabla 5.18).

mientras que la biomasa se alimenta, una vez seca, con aire frío. La diferencia en el contenido de humedad de ambos combustibles supone que, en este caso particular, las pérdidas asociadas a este parámetro (L_{mf}) sean menores en co-combustión que en los periodos de funcionamiento solo con carbón del mismo día, y que además sean tanto menores cuanto mayor sea el porcentaje de sustitución (ver Figura 5.9).

El caso contrario ocurre con las pérdidas por hidrógeno del combustible (L_H). La biomasa utilizada en esta experiencia contiene más hidrógeno que el carbón (5,4% en promedio frente al 2,5%), lo que implica un aumento de las pérdidas asociadas a dicho elemento en co-combustión y que éste aumento sea proporcional al porcentaje de sustitución (ver Figura 5.9). Puede comprobarse como la evolución de ambas pérdidas es prácticamente lineal e inversa, de forma que mientras las asociadas a la humedad disminuyen, las del hidrógeno aumentan y lo hacen de forma más significativa debido a las características particulares, ya señaladas, de los combustibles utilizados.

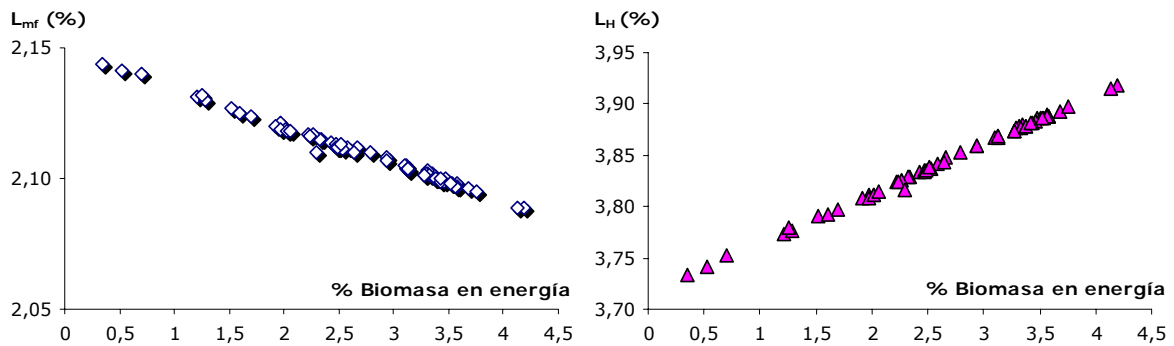


Figura 5.9. Evolución de las pérdidas por humedad e hidrógeno en co-combustión calculadas sobre el PCS, en función del porcentaje de sustitución del carbón por biomasa en energía.

Cuando el rendimiento se calcula sobre el poder calorífico superior del combustible (PCS), la contribución de ambas pérdidas al resultado final resulta muy significativa. La Tabla 5.5 representa los valores promedios estimados para el rendimiento y las distintas pérdidas en el periodo de co-combustión de una de las pruebas, así como en periodos de funcionamiento con solo carbón del mismo día. Puede comprobarse como las pérdidas L_H y L_{mf} son, en ambos periodos, la segunda y tercera causa de disminución del rendimiento, tras las pérdidas por calor sensible en gases secos (L_G). Entre las dos equivaldrían, prácticamente, a esta última y su contribución es muy superior al de las pérdidas por inquemados (L_{UC}).

Tabla 5.5. Cálculo del rendimiento sobre el PCS del combustible.

		$\eta_{caldera}$	L_{total} (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_{UC} (%)	Otras ³⁶	L_H (%)	L_{mf} (%)
Ejemplo 1	Co-combustión	84,71	15,29	6,9557	0,3624	0,6371	1,1629	3,7482	2,4215
	Solo Carbón	84,63	15,37	6,9159	0,3686	0,8040	1,171	3,5976	2,5146
	$\Delta L = (L_{co-co} - L_{carbón})$	0,08	-0,08	0,0398	-0,0062	-0,1669	-0,0081	0,1506	-0,0931
	$\Sigma(\Delta L)$					-0,1414			0,0575

³⁶ Este término incluiría las pérdidas fijas que son iguales al 1% en las dos situaciones y las pérdidas L_d y L_p cuyo valor es muy inferior al resto de términos.

Siguiendo con el análisis de los resultados mostrados en la tabla anterior, cuando se pasa a hablar en términos de diferencia entre las dos situaciones ($L_{\text{co-co}} - L_{\text{carbón}}$), la influencia de estas dos pérdidas sobre el resultado final es también relevante. Teniendo en cuenta las características de los combustibles utilizados que se han señalado anteriormente, el rendimiento disminuye ligeramente en co-combustión. Puede comprobarse como la contribución conjunta de ΔL_H y ΔL_{mf} es más de un tercio que la del resto, debido al fuerte incremento en co-combustión de las pérdidas asociadas al contenido en hidrógeno del combustible que resulta ser, en este ejemplo particular, la principal causa de la disminución del rendimiento entre las dos situaciones que se comparan y que compensa la mejora debido a la disminución de inquemados, por ejemplo. Si se tiene en cuenta que tanto las pérdidas por humedad como por hidrógeno se encuentran directamente relacionadas con las características particulares de los combustibles utilizados más que con la tecnología de co-combustión y que sus valores variarían si dichos combustibles tuvieran otras, su influencia sobre el rendimiento no se puede generalizar y puede desvirtuar la importancia de otras pérdidas que sí se encuentran directamente relacionadas con esta tecnología y cuya aportación, por ser inferior, podría considerarse irrelevante, cuando no lo es (sería el caso de las pérdidas por inquemados).

Por ello, atendiendo a los objetivos de esta tesis, se ha considerado más adecuado calcular el rendimiento de caldera sobre el poder calorífico inferior y no sobre el superior, como se había previsto inicialmente siguiendo la norma PTC 4-1998 (ASME, 1998). Cabe señalar que la norma europea para el cálculo del rendimiento de caldera, la EN 12952-15 (ECS, 2003), permite utilizar como base tanto el PCS como el PCI y que, la revisión de la norma ASME, la PTC 4-2008 (ASME, 2008) incluye también en uno de sus anexos cómo calcular el rendimiento sobre este último y de forma particular cómo estimar las pérdidas por hidrógeno y humedad en este caso³⁷. Además, el cálculo del rendimiento sobre el PCI ha sido también propuesto por otros autores que han analizado la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera (Baxter, 2005), puesto que disminuye la influencia de la humedad del combustible utilizado sobre el valor obtenido. No hay que perder de vista, sin embargo, que aunque en este caso pueda resultar más sencilla y clara la obtención de conclusiones al utilizar el rendimiento sobre el PCI, un análisis detallado de los resultados obtenidos con cualquiera de los dos poderes caloríficos permitiría alcanzar las mismas conclusiones.

La Tabla 5.6 recoge los mismos resultados que la Tabla 5.5 pero obtenidos sobre el PCI. El valor de todas las pérdidas es muy similar en ambos cálculos excepto para las pérdidas asociadas a la humedad e hidrógeno del combustible. En este caso, aunque su evolución sigue siendo la misma, puede comprobarse como su valor es muy inferior cuando se calculan sobre el PCI (aproximadamente diez veces menor), lo que supone que su orden de magnitud sea, en este ejemplo, similar al de las pérdidas asociadas a inquemados o a las fugas en el precalentador. En términos de diferencia entre las dos situaciones (co-combustión y solo carbón) queda patente como la influencia de estas dos pérdidas sobre el resultado final se diluye. De esta forma, si se comparan los valores mostrados en la Tabla 5.6 con los de la Tabla 5.5, puede comprobarse como la diferencia entre el rendimiento estimado en co-combustión y en funcionamiento con solo carbón es ahora mayor (de 0,08 puntos se ha pasado a 0,15 puntos), debido a que el efecto del aumento de las pérdidas asociadas al hidrógeno ha disminuido, aunque siga existiendo, mientras

³⁷ En el Capítulo 4 se ha indicado ya como calcular estas pérdidas atendiendo a las dos opciones.

que el resto se han mantenido muy similares. En este caso, la contribución conjunta de ΔL_H y ΔL_{mf} es veinte veces menor que la del resto, de forma que el aumento del rendimiento viene marcado en esta prueba por la disminución de inquemados.

Tabla 5.6. Cálculo del rendimiento sobre el PCI del combustible.

		$\eta_{caldera}$	L_{total} (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_{Uc} (%)	Otras	L_H (%)	L_{mf} (%)
Ejemplo 1	Co-combustión	89,71	10,29	7,3251	0,3824	0,6725	1,1715	0,4497	0,2898
	Solo Carbón	89,56	10,44	7,2906	0,3894	0,8495	1,1803	0,4310	0,3013
	$(L_{co-co} - L_{carbón})$	0,15	-0,15	0,0345	-0,0070	-0,177	-0,0088	0,0187	-0,0115
	$\Sigma(\Delta L)$					-0,158		0,008	

La Figura 5.10 muestra la evolución de estas pérdidas con el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en la misma prueba que en la Figura 5.9 pero calculadas sobre el PCI. Puede comprobarse como la evolución sigue siendo la misma, aunque no lo sean los valores.

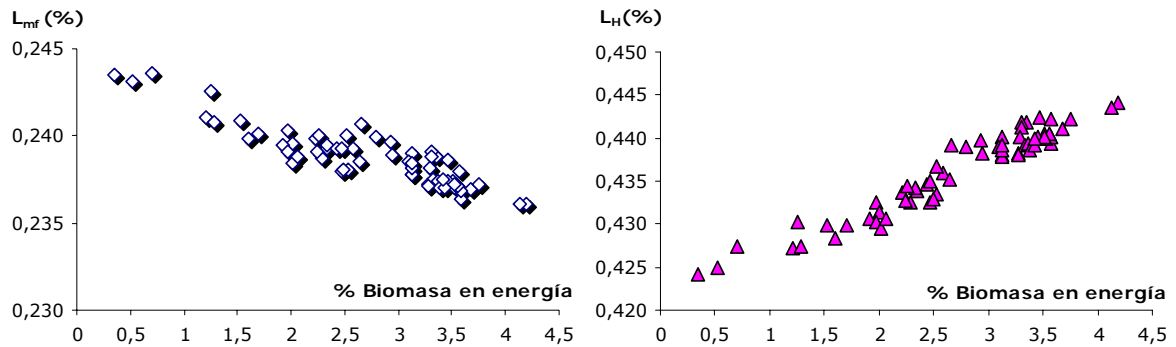


Figura 5.10. Evolución de las pérdidas por humedad e hidrógeno en co-combustión calculadas sobre el PCI, en función del porcentaje de sustitución del carbón por biomasa en energía.

Cabe señalar que el cálculo del rendimiento sobre el PCI resulta también muy favorable cuando se comparan los resultados en co-combustión con los obtenidos en periodos de otros días en los que se utilizaba solo carbón. La diferencia relativa en el porcentaje de humedad y el contenido en hidrógeno entre el combustible fósil utilizado en cada caso puede influir directamente en el resultado, independientemente de la biomasa. Según se ha señalado en el capítulo anterior, se va a realizar la comparativa entre días en los que se esté trabajando con un carbón similar al de la prueba (en contenido en humedad e hidrógeno y poder calorífico), sin embargo el cálculo sobre el PCI disminuirá la influencia de las características particulares del combustible fósil utilizado durante la misma, favoreciendo la obtención de conclusiones.

5.3 Variación de las pérdidas de energía en caldera en co-combustión.

En este apartado y el siguiente se van a presentar los resultados obtenidos en relación a la influencia de parámetros tales como el porcentaje de sustitución y el tamaño de partícula sobre el rendimiento de caldera en general y de forma particular sobre las distintas pérdidas.

Primero se van a presentar de forma independiente los resultados obtenidos para cada una de las siete pérdidas que, finalmente, se han tenido en cuenta en el cálculo del rendimiento (ver Capítulo 4). Se analizarán los factores que influyen sobre cada una de ellas, si estos se encuentran relacionados con el cambio de combustible y cómo lo están. Después, se englobarán todas las conclusiones extraídas de este análisis para entender la influencia de la co-combustión en la variación del rendimiento de caldera y la contribución de cada una de las pérdidas a dicha variación. Los resultados de este segundo análisis están recogidos en el apartado 5.4.

El esquema seguido en el análisis de los resultados obtenidos para cada una de las pérdidas y finalmente para el rendimiento, ha sido muy parecido en todas ellas. Primero se presentarán los valores porcentuales promedios de cada periodo analizado, tanto en co-combustión como en funcionamiento solo con carbón durante el día de la prueba y en otros días próximos. Las condiciones de funcionamiento en dichos periodos son similares a las del periodo de co-combustión de cada prueba. Por un lado, según la metodología aplicada, los periodos comparados cumplen que la cantidad de energía que entra a caldera con el combustible se encuentra dentro del rango de variación estimado para cada prueba. Además, según se ha señalado en otros apartados, se han impuesto una serie de condiciones tales como que el precalentador aire-vapor esté funcionando de la misma forma y que el carbón utilizado en los días analizados tenga una humedad, un contenido en hidrógeno y un poder calorífico parecidos al usado el día de la prueba (variación de $\pm 1\%$, siempre que ha sido posible). De esta forma se ha pretendido minorizar la influencia de otros factores, distintos a la sustitución de un porcentaje de carbón por biomasa, sobre los resultados. En las tablas resumen que se presentan para cada pérdida y también para el rendimiento, los resultados correspondientes a los periodos de funcionamiento sólo con carbón de "otros días" aparecen recogidos en las filas designadas como "Solo carbón n" (ver Tabla 5.7, como ejemplo).

El siguiente paso ha sido cuantificar el cambio de cada pérdida en co-combustión respecto a la situación con solo carbón para cada prueba con el fin de encontrar la relación, si existe, entre ésta y el tamaño de partícula de la biomasa. Teniendo en cuenta las limitaciones expuestas anteriormente, se ha optado por calcular la variación de cada pérdida (ΔL) y, por ende, del rendimiento, solo respecto de los resultados obtenidos con carbón el propio día de la prueba, debido a que es en ese caso en el que la incidencia de otros posibles factores distintos al cambio de combustible se minimiza. La variación se ha definido según la ecuación (5.1) en puntos porcentuales, de forma que un valor positivo supone que dicha pérdida aumenta en co-combustión, mientras que un valor negativo indicaría disminución de las pérdidas y por tanto una mejora del rendimiento al alimentar un porcentaje de biomasa.

$$(5.1) \quad \Delta L = L_{\text{co-combustión}} - L_{\text{carbón}}$$

Para poder llegar a sacar una conclusión definitiva sobre la influencia del tamaño de partícula sobre cada pérdida, se analizará por qué estas aumentan en unos casos y disminuyen en otros, es decir, cual es la causa última de esta variación y si ésta se encuentra relacionada directamente

con el cambio de combustible o es debida a causas ajenas a la co-combustión. Así, por ejemplo, para obtener conclusiones se tendrá en cuenta el análisis realizado en el apartado anterior sobre la variación del oxígeno en gases y de la temperatura de los mismos.

Debido a que las pruebas no se concibieron con el objetivo de analizar la influencia del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, éste no varió significativamente de unas pruebas a otras, y en las que lo hizo fue debido a una mayor inestabilidad durante el periodo de co-combustión. Este hecho ha supuesto que el análisis de la influencia de este parámetro no se haya podido realizar de la misma manera que en el caso del tamaño de partícula. La solución adoptada ha sido comprobar, dentro de una misma prueba, cómo variaba cada una de las pérdidas durante el periodo de co-combustión frente al valor promedio con solo carbón, en función del porcentaje de sustitución estimado en cada instante (ver Capítulo 4). Según la ecuación (5.2) se ha calculado el valor de ΔL^* , expresado en puntos porcentuales, comparando el valor obtenido en cada punto del periodo de co-combustión para una pérdida (L^*) con el valor promedio de la misma en el periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba ($L_{\text{carbón}}$).

$$(5.2) \quad \Delta L^* = L^*_{\text{co-combustión}} - L_{\text{carbón}}$$

De esta forma se ha podido conocer qué pérdidas se veían afectadas por el porcentaje de sustitución y cuales no. En aquellas en las que se detectó que existía una relación directa entre su variación y el porcentaje se ha analizado este parámetro con mayor profundidad. Hay que tener en cuenta que en este caso, a diferencia de lo que ocurría en el cálculo de ΔL , se van a comparar valores promedio con valores concretos, lo que introduce una mayor incertidumbre. Este hecho supone que los resultados obtenidos solo deben servir para conocer y/o confirmar tendencias.

Por último, como ya se ha comentado a lo largo de la memoria, las pruebas a plena carga y a carga parcial se llevaron a cabo en unas condiciones muy diferentes, lo que va a suponer que en algunos casos sea necesario analizar los resultados por separado. Sin embargo, en aquellas pérdidas en las que esta circunstancia no influya significativamente se tratarán de forma conjunta, sobre todo lo relativo a la influencia del tamaño de partícula y el porcentaje de sustitución sobre su variación.

En resumen, en este apartado se va a analizar qué valores tienen cada una de las pérdidas estimadas y cómo y por qué variaron en co-combustión. En el siguiente, integrando todos estos resultados, se estudiará la incidencia total sobre el rendimiento.

5.3.1 Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en gases secos (L_G).

Los gases de combustión tras pasar por el precalentador aire-gases abandonan el sistema a una temperatura todavía elevada. Esto supone que parte de la energía liberada en la combustión salga con ellos y deba ser contabilizada como una pérdida. Atendiendo a la expresión utilizada para su cálculo que se ha presentado en el Capítulo 4 (ecuación (4.18)), el valor de esta pérdida depende del caudal de gases a la salida de caldera ($m_{g,ent}$), que se encuentra directamente relacionado con el porcentaje de oxígeno en caldera, y de la temperatura de gases a la salida del precalentador corregida ($T_{g,sa,c}$). Se trata de las pérdidas más importantes y su evolución incide directamente en el rendimiento.

La Tabla 5.7 y la Tabla 5.8 recogen el valor promedio en tanto por ciento de esta pérdida para los periodos de co-combustión en las pruebas a plena y a carga parcial respectivamente y en periodos de funcionamiento solo con carbón obtenidos aplicando la metodología descrita en esta tesis.

Tabla 5.7. L_G (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	6,0283	6,3344	6,5485	7,3251	7,2491	8,1860	7,9603	7,1292	6,8261	6,9951	6,7134
Día de prueba	6,2676	6,2854	6,9331	7,2906	7,2711	8,2726	8,4019	7,3801	7,0197	6,9422	6,7407
Solo carbón 1	6,3921	6,2264	6,7229	7,3634	7,3371	7,5514	7,6309	7,3757	7,1308	7,2180	7,0770
Solo carbón 2	6,2735	6,6102	6,6004	7,9281	8,0011	7,4915	7,5972	7,8902	7,3206	7,0932	7,0019
Solo carbón 3	6,5585	6,2724	6,2542	7,5473	7,5213	7,5456	7,4743	7,4499	7,2530	6,8441	6,8825
Solo carbón 4			6,1419	7,4072	7,3955	7,7540		7,7154	7,4649	6,9375	6,9096
Solo carbón 5								7,1349	7,4382	6,9777	6,8986

Tabla 5.8. L_G (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	8,4227	8,1906	8,2898	7,9889	7,7671	8,6304
Día de prueba	8,4827	8,0200	8,1210	8,2485	7,9112	8,6149
Solo carbón 1	9,0570	8,7595	8,4080	8,4314	8,9176	9,0581
Solo carbón 2	7,8156	7,4343	8,7111	8,7526	7,4777	7,6380
Solo carbón 3		7,4695	7,6559	7,7027		

En la Figura 5.11 están representados los valores recogidos en la Tabla 5.7 en función de la energía promedio que entra en caldera con el combustible en cada periodo analizado. Puede comprobarse como el valor de estas pérdidas se encuentra en el mismo rango de variación (entre el 6 y el 8,5%) independientemente de las condiciones particulares de funcionamiento o de tratarse de valores correspondientes a periodos en los que se estuviera utilizando solo carbón o un porcentaje de biomasa. La dispersión de puntos se encuentra relacionada con la variación de los dos parámetros que influyen sobre estas pérdidas, es decir, del porcentaje de oxígeno en caldera y de la temperatura a la salida del precalentador corregida. El análisis realizado en el apartado 5.2 ha puesto de manifiesto que ambos valores varían sustancialmente de unos periodos a otros, aun cuando se estén analizando situaciones en las que la energía que entra a caldera con el combustible sea la misma, lo que implica que estas pérdidas también varíen. Así, por ejemplo, en la parte inferior de la Figura 5.11 se encuentran situados los valores obtenidos para las tres primeras pruebas (P1, P2 y P3) y también para los periodos de funcionamiento con solo carbón del día de la prueba y de días próximos. Esta ubicación está directamente relacionada con el hecho de que la temperatura de gases era inferior a la del resto de periodos comparados, según se ha visto y analizado en el apartado anterior (ver Figura 5.5). El caso contrario se presenta en el día que se realizaron las pruebas 6 y 7, donde se trabajaba con una temperatura algo mayor a la del resto de días analizados. Por otro lado, aunque en la prueba 16 esta temperatura era similar, el hecho de trabajar con un porcentaje de oxígeno en gases menor (ver

Figura 5.2) supone que también lo sea el caudal de gases y, por ende, las pérdidas asociadas, según queda reflejado en la figura.

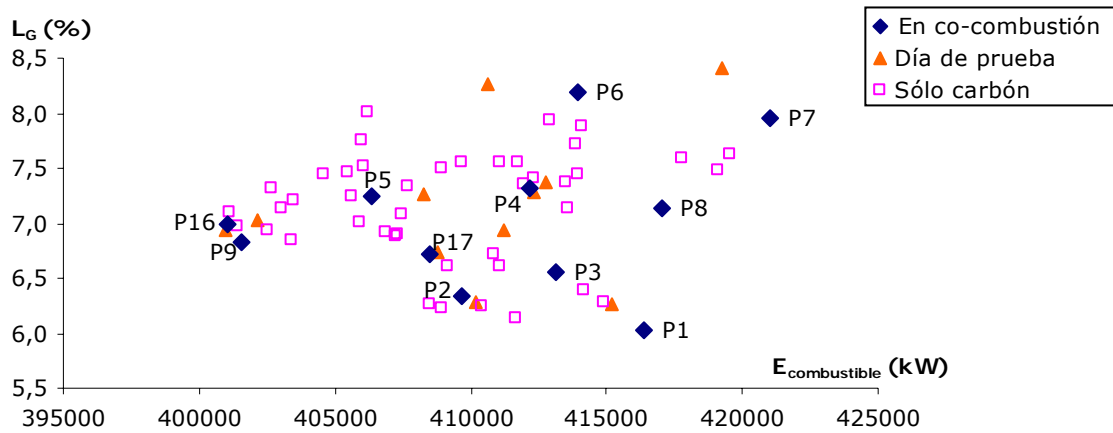


Figura 5.11. Pérdidas por calor sensible en gases secos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Puede hacerse un análisis similar para los resultados obtenidos en las pruebas a carga parcial, (Figura 5.12). El valor de las pérdidas también se mantiene dentro de un mismo rango de variación para todos los periodos evaluados. En este caso, sin embargo, su valor porcentual es mayor que el obtenido para las pruebas a plena carga por la mayor temperatura de gases con la que se trabajaba debido a la situación particular de funcionamiento. Dicha situación también ha condicionado la forma de aplicar la metodología: las condiciones en co-combustión en estas pruebas fueron distintas a las de los periodos con solo carbón (menos carga, en general) por lo que los días que han podido seleccionarse para hacer la comparativa y el número de puntos que componen los periodos válidos, han sido inferiores al de las pruebas a plena carga (ver Anexo IX). Dentro de los valores representados en la Figura 5.12 los puntos que se encuentran en la parte superior ($L_G > 8\%$) corresponden a las mayores temperaturas tanto en co-combustión como con solo carbón, mientras que en los de la parte inferior ($L_G < 8\%$) la temperatura es menor. El exceso de aire varía de forma más aleatoria.

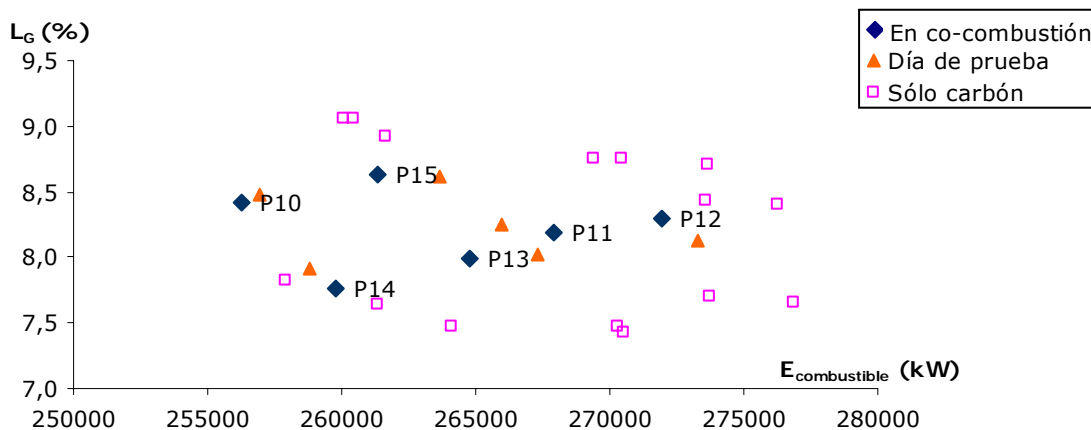


Figura 5.12. Pérdidas por calor sensible en gases secos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Se van a analizar ahora cuanto variaron estas pérdidas y la relación, si existe, entre dicha variación y el cambio de combustible (porcentaje de sustitución y tamaño de partícula). Para estudiar la influencia del porcentaje de sustitución, según se ha señalado anteriormente, se ha comparado el valor de esta pérdida a lo largo del periodo de co-combustión en cada una de las pruebas con el valor promedio obtenido en el periodo de funcionamiento con solo carbón del mismo día.

En general se ha comprobado que la diferencia entre ambos valores, es decir, ΔL_G^* , no parece tener ninguna relación con el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, manteniéndose dentro de un mismo rango de variación durante todo el periodo de co-combustión. La Figura 5.13, muestra los resultados para la prueba 9, que son similares a los obtenidos en la mayoría de las pruebas y que pone de manifiesto este resultado.

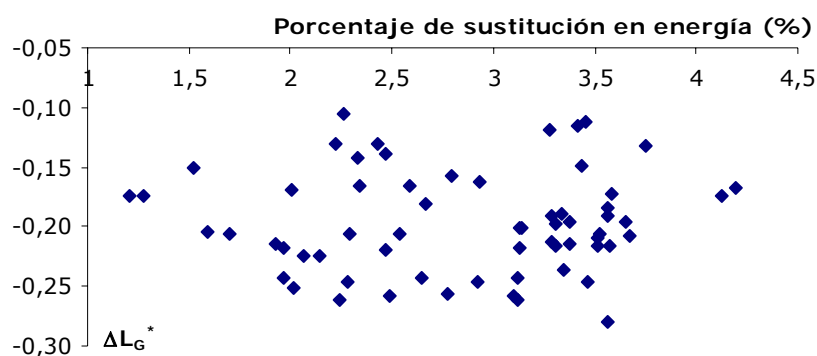


Figura 5.13. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos durante la etapa de co-combustión (ΔL_G^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).

Solo en dos de las diecisiete pruebas el comportamiento ha sido diferente. Dado que el porcentaje de pérdidas por calor sensible en gases secos está influido por el exceso de aire con el que se esté trabajando, cuanto mayor sea este último, mayores serán también dichas pérdidas y viceversa. Teniendo en cuenta que como estrategia se mantenía el aire constante durante toda la prueba, en aquellas en las que el porcentaje de sustitución varió de forma más significativa se notó una disminución del porcentaje de oxígeno en caldera, debido al aumento de combustible, que llevó aparejado una disminución de estas pérdidas con el porcentaje de sustitución. Este fenómeno solo se ha apreciado en las pruebas 8 y 11 (ver Figura 5.14) y no es de prever en funcionamiento continuo en el que el exceso de aire se ajustaría convenientemente.

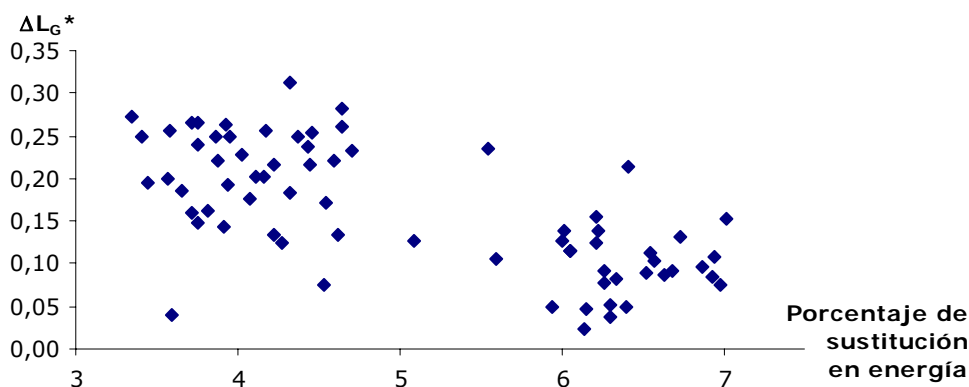


Figura 5.14. Variación de las pérdidas por calor sensible en gases secos durante la etapa de co-combustión en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 11).

Respecto a la influencia del tamaño de partícula de la biomasa, la Figura 5.15 representa, en función de este parámetro, la diferencia en puntos porcentuales entre el valor promedio obtenido en el periodo de co-combustión de cada prueba a plena carga para las pérdidas por calor sensible en gases secos y el correspondiente a los periodos del mismo día trabajando solo con carbón en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era la misma, (ΔL_G). Puede comprobarse como, en general, estas pérdidas disminuyen en co-combustión ($\Delta L_G < 0$) o prácticamente no varían, siendo esta disminución tanto mayor cuanto menor es el tamaño de partícula.

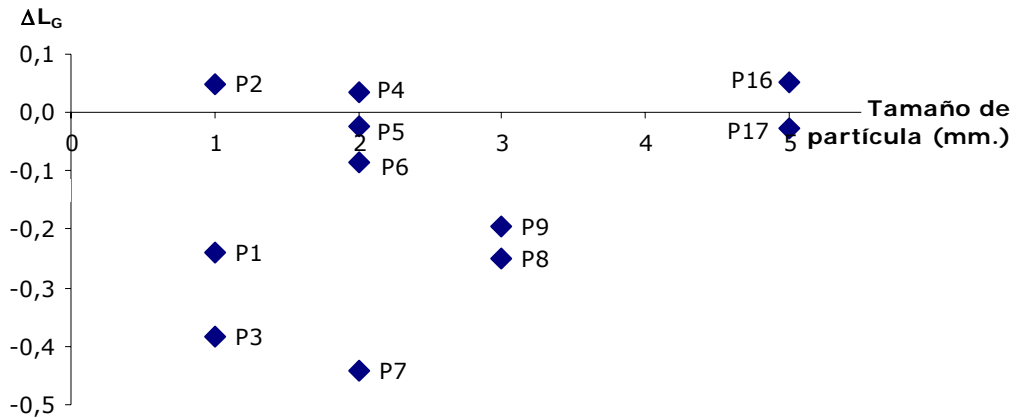


Figura 5.15. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos (ΔL_G) en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga).

Aunque los resultados representados en la figura anterior, parecen mostrar cierta relación entre la variación de estas pérdidas y el tamaño de la partícula de biomasa, va a demostrarse, como estos resultados se encuentran principalmente condicionados no por este parámetro sino por cómo varió entre los dos periodos comparados el porcentaje de oxígeno a la salida de caldera ($O_{2,ent}$) e influenciados también por cómo lo hizo la temperatura de gases ($T_{gas,sal,c}$), factores cuya variación ha sido evaluada en el apartado anterior (Figura 5.1. y Figura 5.7 respectivamente) y para los que no se ha encontrado ninguna relación con el cambio de combustible.

La Figura 5.16 representa la variación del oxígeno en caldera ($\Delta O_{2,ent}$) frente a la de las pérdidas por calor sensible en gases (ΔL_G) en cada prueba. Puede comprobarse como las pruebas en las que estas pérdidas aumentan, es decir aquellas en las que ΔL_G fue positivo (2, 4 y 16), coinciden con las que el porcentaje de oxígeno también fue mayor en co-combustión por el hecho de dar menos carga de la prevista inicialmente. Por el contrario, en aquellas en las que se dio más carga, y por tanto se trabajó con un porcentaje de oxígeno inferior al que hubiera sido habitual, $\Delta O_{2,ent}$ negativo, las pérdidas en gases también disminuyen (pruebas 3, 6, 7 y 8). Por su parte, el efecto de la temperatura hace que la relación entre estas dos diferencias no sea lineal. Así, por ejemplo, en las prueba 5 y 17, donde el oxígeno aumentó en co-combustión, la menor temperatura durante este periodo que en el de funcionamiento con solo carbón ha hecho que las pérdidas en gases prácticamente no cambien. El mismo efecto ocurre en la prueba 1, en la que aunque se mantuvo el oxígeno constante ($\Delta O_{2,ent} \approx 0$), la menor temperatura de gases en co-combustión hace que las pérdidas también lo sean.

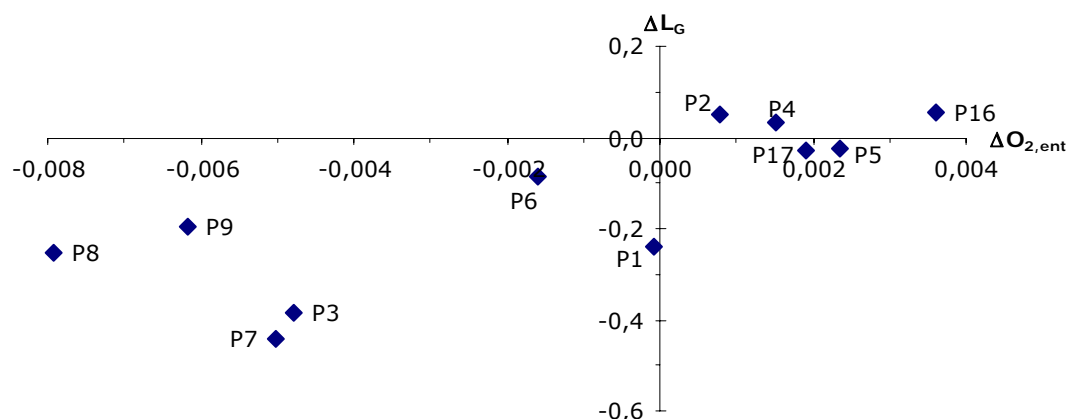


Figura 5.16. Variación de las pérdidas por calor sensible en gases secos (ΔL_G) en función de la variación del porcentaje de oxígeno a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent}$), ambas variables expresadas en puntos porcentuales (pruebas a plena carga).

Para las pruebas a carga parcial el valor de ΔL_G fue menor que en las anteriores y evolucionó también influenciado por los dos factores (oxígeno y temperatura). Los resultados de la Figura 5.17. muestran como estas pérdidas disminuyeron en la prueba 10 y aumentaron en la 11 igual que lo hizo, respectivamente, la temperatura de gases entre los dos periodos comparados (ver Figura 5.7). Para el resto de pruebas, sin embargo, el resultado de ΔL_G si que está directamente relacionado con cómo varió el porcentaje de oxígeno en caldera (Figura 5.1).

A la vista de los resultados obtenidos, tanto la variación del porcentaje de oxígeno en caldera como la de la temperatura de gases, son los principales factores que afectan al cambio de estas pérdidas en co-combustión respecto a la situación con solo carbón. Teniendo en cuenta que como se concluyó en el apartado 5.2, la variación del primero está relacionada por como se llevaron a cabo las pruebas, mientras que la de la temperatura depende de su evolución a lo largo del día y del momento en el que tuvo lugar la prueba, y ninguna de los dos parece verse afectado por el cambio de combustible para los porcentajes y tamaños utilizados, podría afirmarse que la variación de las pérdidas por calor sensible en gases tampoco depende de él.

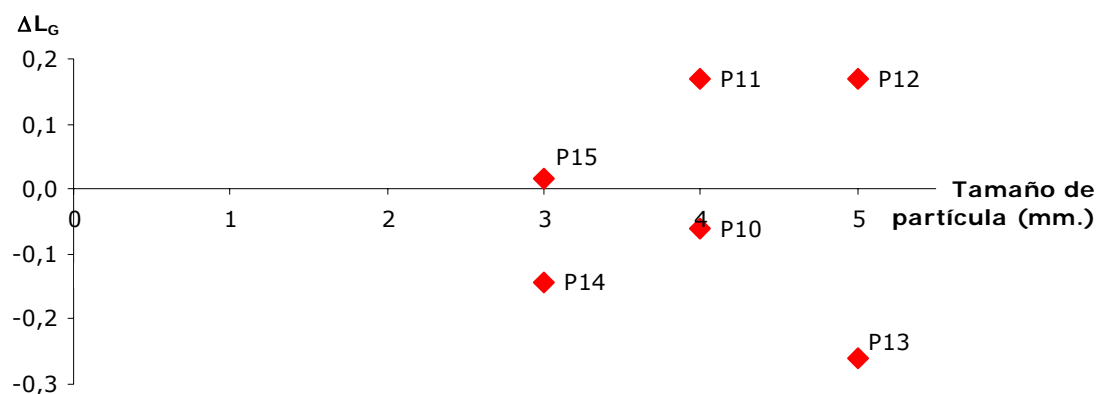


Figura 5.17. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases secos en función del tamaño de partícula (pruebas a carga parcial).

En resumen puede concluirse que:

- En las pruebas realizadas a plena carga las pérdidas por calor sensible en gases no aumentaron de forma significativa en ninguna de ellas, por lo que no van a influir negativamente sobre el rendimiento. Los incrementos detectados podrían evitarse con un ajuste adecuado del porcentaje de oxígeno en caldera.
- Por otro lado la disminución que se ha conseguido en algunas pruebas realizadas a plena carga se encuentra, en general, directamente ligada con un menor porcentaje de oxígeno en caldera. Debido a que este hecho puede influir negativamente sobre otras pérdidas, como sería el caso de las asociadas al porcentaje de inquemados, este aspecto deberá ser valorado en el análisis global del rendimiento.
- La temperatura de gases resulta ser un factor muy influyente en estas pérdidas. Teniendo en cuenta que ésta no se ve afectada por el cambio de combustible para los porcentajes y tamaños utilizados en estas pruebas, su influencia sobre las pérdidas en gases tampoco dependerá de ellos.
- Los máximos incrementos se ha detectado en la prueba 11 y 12 (ΔL_G aproximadamente igual 0,17 puntos en ambas) y, por tanto con una pérdida de rendimiento en co-combustión del mismo valor. En el primer caso el aumento de la pérdida está directamente relacionado con una mayor temperatura de los gases en el periodo de co-combustión mientras que, para la prueba 12 tanto el exceso de aire como la temperatura de gases fue superior en este periodo.
- La máxima disminución se obtuvo en la prueba 7, donde ΔL_G fue igual a -0,44 puntos, lo que conlleva una mejora del rendimiento del mismo valor. Puede comprobarse como en este caso ocurrió lo contrario a la prueba 12, tanto el exceso de aire como la temperatura de gases disminuyeron en co-combustión.
- No se ha encontrado ninguna relación directa entre el tamaño de partícula de la biomasa y el valor de esta pérdida.
- El porcentaje de sustitución de carbón por biomasa no influye directamente sobre la variación de estas pérdidas.

Puede concluirse que a pesar de que la variación de esta pérdida resulta la más importante, dicha variación parece no estar relacionada con el cambio de combustible, sino con otros factores de funcionamiento que podrían ajustarse en continuo, de forma que su valor se mantuviera similar al obtenido cuando se trabaja solo con carbón, no repercutiendo realmente sobre el rendimiento de caldera.

5.3.2 Influencia sobre las pérdidas por fugas en los precalentadores (L_{ik}).

Según se ha descrito en el Capítulo 4, a la hora de estimar el rendimiento de caldera, la frontera de cálculo se ha fijado antes del precalentador aire-gases, y la energía que el aire lleva a su paso por ese punto se ha considerado como un crédito. Sin embargo, parte de esa energía no va a llegar a la caldera sino que va a salir directamente con los gases, se trata de la correspondiente al aire fugado hacia el lado gas en el precalentador aire-gases. En este apartado se va a analizar la variación de la pérdida que contabiliza esa energía, L_{ik} , y que se obtiene la ecuación (4.22).

Su valor depende del caudal de fugas ($m_{a,fugado}$) y de la temperatura que el aire lleva a la entrada del precalentador aire-gases o, lo que es lo mismo, a la salida del precalentador aire-vapor ($T_{a,tras,CAV}$)³⁸. Al estar calculando el rendimiento en condiciones estándar, el valor de esta temperatura solo depende de cómo esté funcionando el precalentador aire-vapor en cada situación. Por su parte, el caudal de fugas se encuentra relacionado con las condiciones de funcionamiento del precalentador aire-gases en cada momento (Arauzo, 1996). *A priori*, ninguno de estos equipos debería verse afectado directamente por la co-combustión, por lo que no parece existir dependencia entre el nuevo combustible y los cambios que puedan aparecer en estas pérdidas, aunque es necesario confirmarlo. La Tabla 5.9 y la Tabla 5.10 recogen el valor promedio en tanto por ciento de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases para los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga y a carga parcial respectivamente y en periodos de funcionamiento solo con carbón obtenidos aplicando la metodología descrita en esta tesis.

Tabla 5.9. L_{ik} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,1863	0,1996	0,2104	0,3824	0,3826	0,3776	0,4124	0,3605	0,3310	0,7642	0,7325
Día de prueba	0,1872	0,2005	0,2082	0,3894	0,3900	0,3920	0,3936	0,3504	0,3161	0,7817	0,7602
Solo carbón 1	0,1936	0,1867	0,2254	0,3801	0,3806	0,3842	0,3862	0,3794	0,3208	0,7966	0,8061
Solo carbón 2	0,1897	0,2028	0,2042	0,3540	0,3625	0,3469	0,3475	0,3526	0,3620	0,7800	0,7843
Solo carbón 3	0,2037	0,1845	0,2032	0,3699	0,3701	0,3337	0,3318	0,3476	0,3394	0,7818	0,7688
Solo carbón 4			0,2014	0,3471	0,3427	0,3285		0,3549	0,3413	0,7725	0,7975
Solo carbón 5								0,3400	0,3356	0,7653	0,7593

Tabla 5.10. L_{ik} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,2791	0,2816	0,2981	0,2962	0,2805	0,3071
Día de prueba	0,2896	0,2769	0,2933	0,2971	0,2818	0,3019
Solo carbón 1	0,3155	0,3140	0,3036	0,3054	0,3128	0,3163
Solo carbón 2	0,3061	0,2944	0,3136	0,3137	0,3069	0,3014
Solo carbón 4		0,3065	0,2772	0,2799		

En la Figura 5.18 están representados los valores recogidos en la Tabla 5.9 en función de la energía promedio que entra en caldera con el combustible en cada periodo analizado. En dicha figura se distinguen tres zonas bien diferenciadas que responden, a su vez, a cómo estaba funcionando el precalentador aire-vapor en cada una de ellas, funcionamiento que influye directamente en la temperatura que llevaba el aire a su salida ($T_{a,tras,CAV}$). En la parte superior de la figura, el precalentador estaba trabajando al máximo, por lo que el aire aumentaba la temperatura considerablemente a su paso por él ($\Delta T_{CAV} \approx 40^\circ\text{C}$). Como consecuencia, la energía

³⁸ Para más información en el Anexo I se describe la planta y los principales equipos del circuito aire-gases.

del aire fugado, que se contabiliza como pérdida, es también mayor, aunque en este caso particular el valor obtenido ($L_{ik} \approx 0,77\%$), se encuentra también influenciado por el caudal de fugas. Se ha comprobado que éste fue mayor durante las pruebas 16 y 17, y en los días próximos, que en el resto de pruebas a plena carga, lo que ha contribuido a que las pérdidas asociadas sean todavía mayores. Dado que estas pruebas se realizaron en un momento muy distanciado en el tiempo al resto de las realizadas a plena carga, parece lógico pensar que las condiciones de funcionamiento del precalentador aire-gases pudieron ser diferentes.

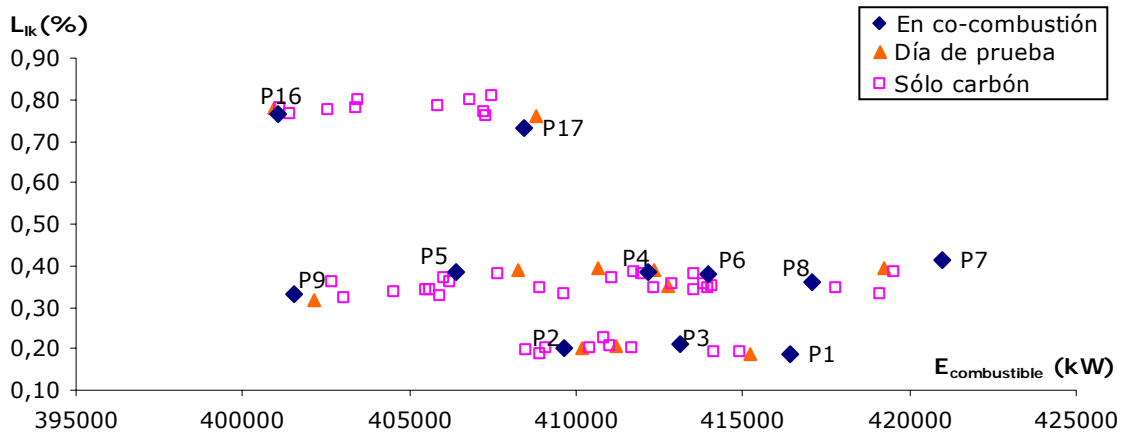


Figura 5.18. Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Durante los periodos que aparecen en la zona inferior de la Figura 5.18, el precalentador aire-vapor estaba parado por lo que la temperatura del aire a la salida ($T_{a,tras,CAV}$) prácticamente coincide con la de la entrada ($T_{a,ante,CAV}$). Esto supone unas pérdidas mucho menores ($L_{ik} \approx 0,2\%$). La zona intermedia correspondería a la situación en la que el precalentador funciona al 40%. Como ya se ha comentado, para evitar el efecto de cómo esté funcionando el precalentador aire-vapor a la hora de analizar la influencia de la co-combustión sobre estas pérdidas, y posteriormente sobre el rendimiento, solo se van a comparar periodos en los que este equipo estuviera trabajando de la misma forma. Puede comprobarse como, en cada una de las tres zonas señaladas, los valores de las pérdidas por fugas en el precalentador en los periodos de co-combustión se mantienen dentro del mismo rango que las de los periodos de solo carbón.

En el caso de las pruebas a carga parcial (Figura 5.19), el precalentador aire-vapor estuvo parado en todas ellas por lo que el valor de las pérdidas por fugas se mantiene dentro de un único rango de variación, en el que se encuentran tanto los valores correspondientes a los periodos de co-combustión como de funcionamiento solo con carbón. Si se comparan los valores de esta figura con los calculados para las pruebas a plena carga (Figura 5.18) se comprueba que están más próximos a los obtenidos para los periodos, de estas últimas, en los que el precalentador se encontraba funcionando al 40% (zona intermedia) y en los que, por tanto, la temperatura a la salida era mayor. Este resultado se debe a un mayor caudal de fugas, que podría estar relacionado, a su vez, con el hecho de trabajar a carga parcial y también con las particularidades en el funcionamiento de la planta durante la época en la que se llevaron a cabo estas pruebas. Como ya se ha señalado en otras ocasiones, al estar parado uno de los dos ventiladores de tiro inducido las condiciones del circuito aire-gases eran muy inestables, lo que pudo inducir el aumento de fugas en el precalentador (Arauzo, 1996).

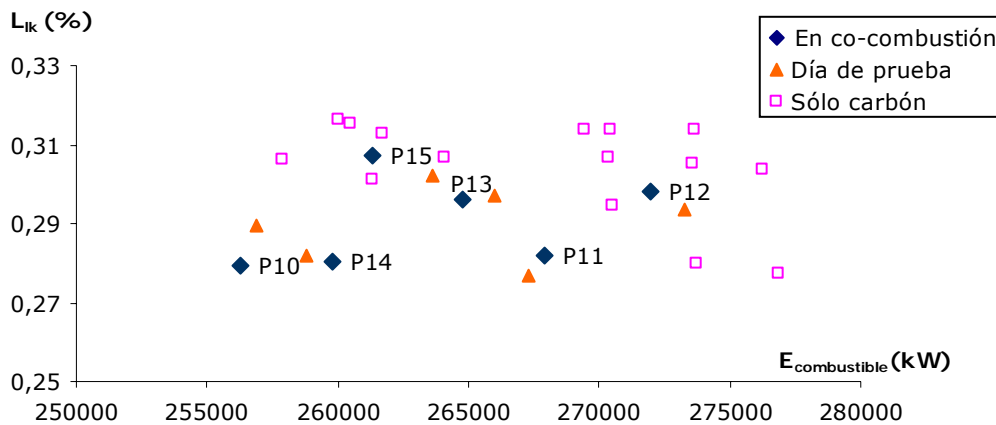


Figura 5.19. Pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

La Figura 5.20 muestra la variación de las pérdidas por fugas en cada prueba en función del tamaño de partícula utilizado para la biomasa. Puede comprobarse como esta es muy pequeña (inferior $\pm 0,03$ puntos en todos los casos) y similar para todos los tamaños de partícula y para todas las pruebas (algo menores en promedio en las realizadas a carga parcial). Puede verse como, para todos los tamaños, existen pruebas en las que estas pérdidas aumentaron y otras en las que disminuyeron, excepto en el caso de las pruebas a 1 mm, en las que permanecieron prácticamente sin cambios. Cuando se analiza cómo variaron los dos parámetros que influyen directamente sobre esta pérdida, temperatura del aire a la entrada y caudal de fugas, se confirma esta independencia.

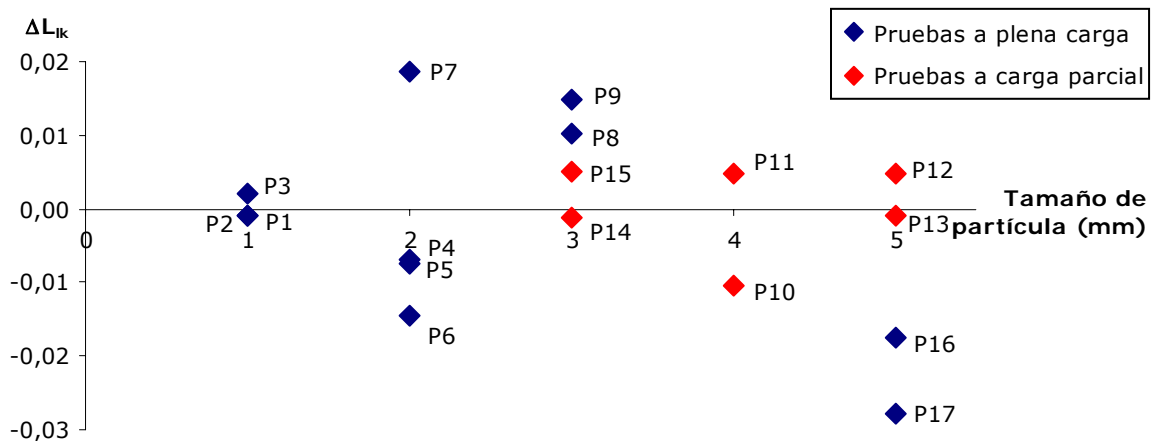


Figura 5.20. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases (ΔL_{ik}) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).

En relación a la temperatura del aire a la salida del precalentador aire-vapor ($T_{a,tras,CAV}$) y dado que se están comparando periodos en los que el precalentador estaba funcionando de la misma forma, sería previsible que ésta no variara. Sin embargo, la Figura 5.21 muestra que la diferencia de temperatura entre los periodos de co-combustión y solo carbón del mismo día no siempre fue nula, y que por lo tanto, ha tenido cierta influencia en los resultados mostrados en la figura anterior. Cabe destacar que la máxima diferencia en esta temperatura, entre los dos periodos

comparados, no supera 1°C (prueba 9). Además en aquellas pruebas en las que el precalentador no estaba en funcionamiento (las tres primeras y todas las realizadas a carga parcial) sí que se ha obtenido el resultado previsto, $\Delta T_{a,tras,CAV} \approx 0$ ³⁹. Tampoco ha variado en las pruebas 4 y 5, en las que el precalentador aunque estaba en funcionamiento, lo hizo de la misma forma durante todo el día, manteniendo la temperatura prácticamente constante. En el resto de pruebas se ha comprobado que la temperatura a la salida del precalentador varió a lo largo del día, debido a distintos factores que no pudieron ser controlados (variación de la carga, parada y puesta en marcha del propio precalentador, aumento de la temperatura del vapor utilizado etc.). Todos estos factores son ajenos a las pruebas y relacionados con consignas de funcionamiento habituales en una planta de estas características y que, por tanto, no deben achacarse a la co-combustión. De hecho, ha quedado de manifiesto que cuando el precalentador no está en funcionamiento, el cambio de combustible no influye sobre esta temperatura. Por otro lado, se ha comprobado que cuando se compara esta temperatura entre puntos correspondientes a periodos de funcionamiento solo con carbón, se encuentra una variación similar a la mostrada en la Figura 5.21.

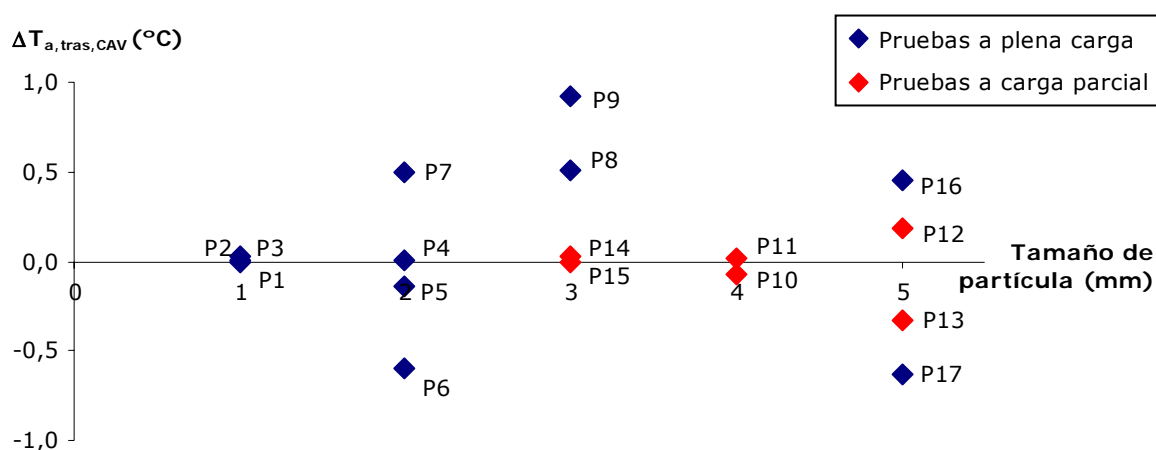


Figura 5.21. Variación de la temperatura del aire a la salida del precalentador aire-vapor en función del tamaño de partícula.

En relación al caudal de fugas, en la Figura 5.22 se muestra como varió porcentualmente dicho caudal en cada una de las pruebas en función del tamaño de partícula. Se puede comprobar como estos valores presentan una evolución muy similar a los mostrados para las pérdidas por fugas (Figura 5.20), de forma que en aquellas en las que este caudal aumenta también lo hace la pérdida asociada y viceversa (la excepción sería la prueba 13). Podría decirse, por tanto, que el caudal de aire fugado va a ser el factor determinante, mientras que el cambio en la temperatura ajusta los resultados finales.

Por otro lado, y según la misma Figura 5.22, tampoco parece existir una relación entre la variación del caudal de fugas y el tamaño de partícula de la biomasa. Pero, ¿a qué pueden deberse los cambios detectados entre los periodos de co-combustión y en los que se estaba trabajando solo con carbón? Como ya se ha comentado anteriormente este caudal puede verse afectado, entre otros factores, por cambios en la diferencia de presión entre los dos flujos, que

³⁹ Solo en la prueba 13, de las realizadas a media carga, la temperatura ante precalentador disminuye en co-combustión. Esta variación no es achacable tampoco a la co-combustión sino a un cambio general en dicha temperatura entre la primera parte del día (hasta las 14:00) y la segunda, relacionada, probablemente con una consigna de funcionamiento de la planta.

pueden ser causados a su vez, por ejemplo, por variaciones de carga (Arauzo, 1996). La forma de llevar a cabo las pruebas, en las que se realizaban subidas y bajadas de carga en un periodo de tiempo relativamente corto, pudo influir sobre estas fugas, lo que justificaría el incremento detectado en muchas de ellas (solo disminuyen por encima del 2% en las pruebas 16 y 17). Este factor sería controlable en una situación continua de funcionamiento e independiente de la biomasa.

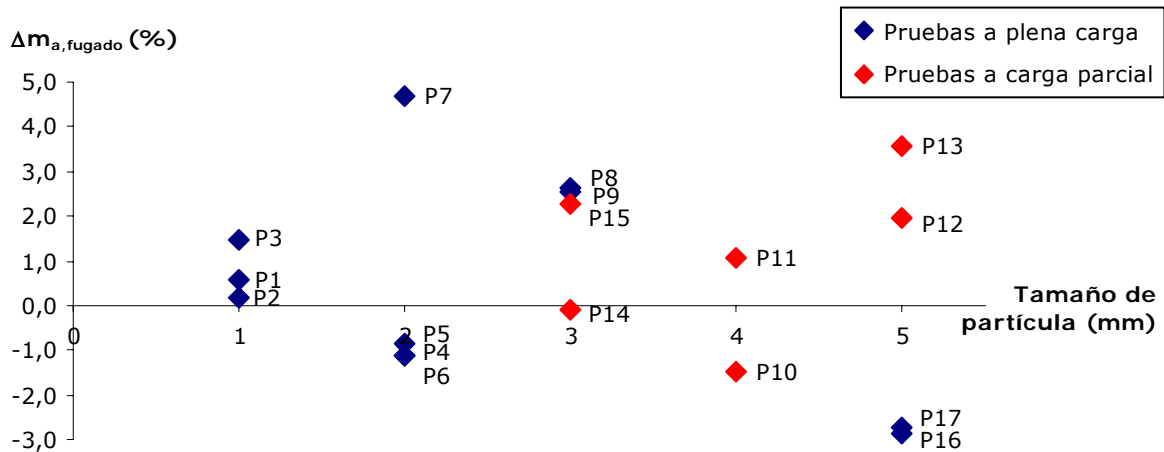


Figura 5.22. Variación del caudal de fugas en el precalentador aire gases en función del tamaño de partícula.

Por último cabría señalar que, al igual que ocurría con las pérdidas por calor latente en gases secos, las pérdidas por fugas tampoco se ven afectadas por el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa. La Figura 5.23 muestra la diferencia de esta pérdida a lo largo del periodo de co-combustión de la prueba 9 respecto al valor promedio de la misma en el periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día válido para la comparación (ΔL_{lk}^*). Este valor se encuentra dentro del mismo rango (de 0 a 0,035 puntos) para cualquier porcentaje de sustitución. El mismo resultado se obtiene para el resto de las pruebas.

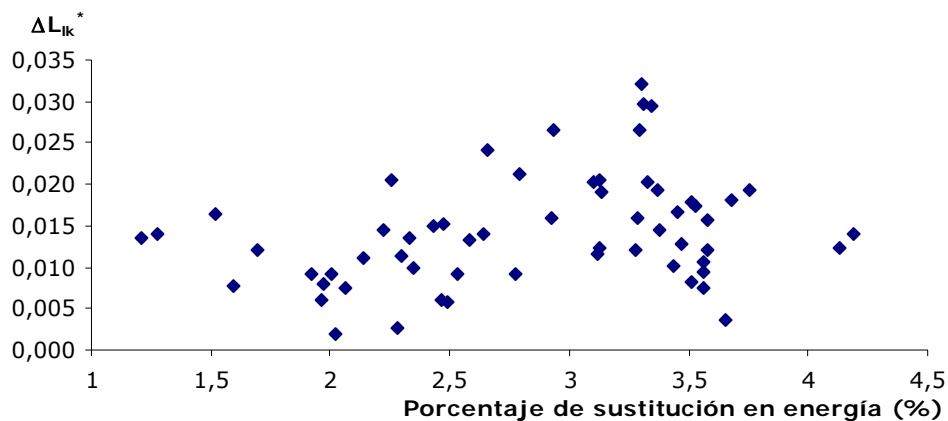


Figura 5.23. Variación de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases durante la etapa de co-combustión (ΔL_{lk}^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).

A partir de todo lo expuesto, parece confirmado que el cambio de combustible no afecta al valor de las pérdidas por fugas. Se ha comprobado que tanto la temperatura a la salida del precalentador aire-vapor como el caudal de fugas en el precalentador aire-gases, los dos valores a partir de los que se estiman estas pérdidas, permanecieron aproximadamente constantes y que

además los cambios fueron debidos a la variabilidad de las condiciones de funcionamiento en ambos precalentadores, cambios que en ningún caso fueron inducidos por la biomasa sino que estuvieron relacionados con el propio funcionamiento de la planta. Por otro lado, la variación detectada en esta pérdida entre las situaciones comparadas es inferior a la obtenida en otras, por lo que su influencia sobre el resultado final, es decir, sobre el cambio del rendimiento en co-combustión, no va a ser significativa.

5.3.3 Influencia sobre las pérdidas por hidrógeno del combustible (L_H).

Como se ha señalado en el Capítulo 4, estas pérdidas contabilizan, cuando se calculan sobre el PCI, la energía utilizada en calentar el vapor de agua que se forma a partir del hidrógeno del combustible y que abandona la caldera junto con los gases de combustión. Su valor se obtiene a partir de la ecuación (4.23) y depende del contenido de hidrógeno en tanto por uno del combustible y de la temperatura de salida de los gases corregida ($T_{g,sal,c}$). Aunque al calcular el rendimiento sobre el PCI el valor de esta pérdida es menor que si se hiciera sobre el PCS, sigue siendo la segunda o tercera pérdida en orden de magnitud según los casos, lo que pone de manifiesto su incidencia sobre el resultado final. Al igual que para el resto, se va a analizar en este apartado qué valor tienen estas pérdidas y cómo y por qué variaron en co-combustión.

Las Tablas 5.11 y 5.12 recogen el valor promedio en tanto por ciento de las pérdidas asociadas al hidrógeno del combustible para los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga y a carga parcial respectivamente, así como en periodos de funcionamiento solo con carbón. La influencia de la temperatura de gases, mayor en el periodo en el que se llevaron a cabo las pruebas a carga parcial, hace que estas pérdidas también sean más elevadas en dichas pruebas.

Tabla 5.11. L_H (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,3656	0,3835	0,4118	0,4497	0,4442	0,5073	0,5080	0,4638	0,4311	0,4415	0,4177
Día de prueba	0,3741	0,3737	0,4170	0,4310	0,4292	0,4941	0,5031	0,4285	0,4124	0,4242	0,4048
Solo carbón 1	0,4080	0,3768	0,4426	0,4332	0,4317	0,4493	0,4534	0,4362	0,4135	0,4785	0,4633
Solo carbón 2	0,3816	0,3894	0,4027	0,5021	0,5034	0,4963	0,5079	0,5009	0,4636	0,4282	0,4280
Solo carbón 3	0,4193	0,3693	0,3423	0,4803	0,4792	0,4904	0,4892	0,4776	0,4550	0,4141	0,4159
Solo carbón 4			0,3912	0,4729	0,4665	0,4904		0,4581	0,4358	0,4285	0,4317
Solo carbón 5								0,4327	0,4068	0,4581	0,4542

Tabla 5.12. L_H (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,5983	0,6086	0,6093	0,6037	0,5497	0,6503
Día de prueba	0,5713	0,5690	0,5814	0,5775	0,5307	0,6206
Solo carbón 1	0,6391	0,6606	0,6388	0,6427	0,6564	0,6425
Solo carbón 2	0,5130	0,5123	0,6628	0,6615	0,5558	0,5078
Solo carbón 3		0,5574	0,6048	0,6039		

La Figura 5.24 representa los valores recogidos en la Tabla 5.11 en función de la energía promedio que entra en caldera con el combustible en cada periodo. Puede comprobarse como las pérdidas por hidrógeno del combustible se mantienen dentro del mismo rango (entre 0,34 y 0,51%) independientemente del combustible empleado y para todas las pruebas. Si se revisan estos resultados queda patente de nuevo la influencia de la temperatura de gases en los mismos, aunque de forma menos significativa que en las pérdidas por calor sensible en gases. En este sentido, en la parte inferior se encuentran los valores obtenidos el día que se realizó la prueba 1 (tanto para el periodo de co-combustión, como para el de solo carbón). Este resultado se debe a que ese día la temperatura era inferior a lo habitual, como recoge la Tabla 5.3. Por el contrario, los resultados obtenidos el día de las pruebas 6 y 7 se encuentran en la parte superior de la figura, debido a que se estaba trabajando con una temperatura algo mayor. En el resto de pruebas las pérdidas tienen valores más próximos entre sí.

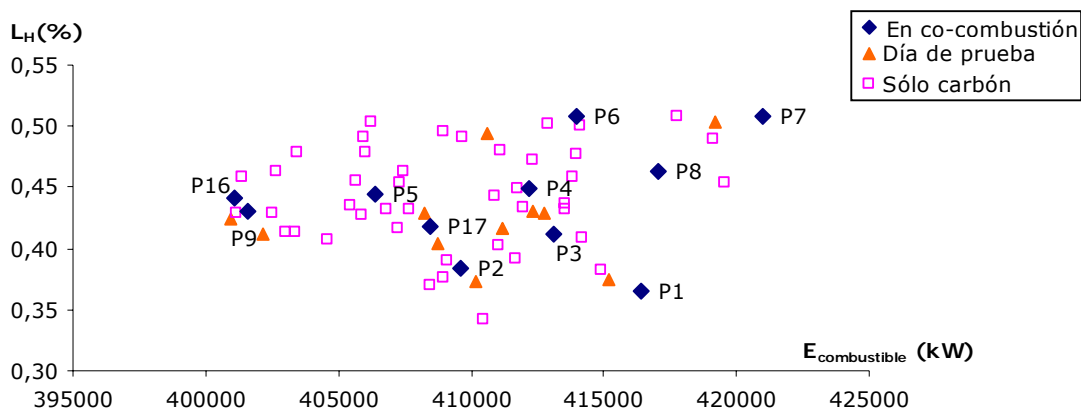


Figura 5.24. Pérdidas por hidrógeno en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Los mismos resultados se han obtenido para las pruebas a carga parcial (Figura 5.25). En este caso el valor de las pérdidas es mayor que en las realizadas a plena carga (varían entre 0,5 y 0,67%), por la influencia de estar trabajando con una temperatura de gases más elevada. Atendiendo a los valores obtenidos para las seis pruebas, se comprueba que esta pérdida es muy similar en las pruebas 10, 11, 12 y 13, mientras que son menores en la prueba 14 debido al efecto de la temperatura de gases, inferior al resto de pruebas a carga parcial (Tabla 5.4), y mayores en la prueba 15, en la que la temperatura fue similar a la de otros días, pero el carbón utilizado tenía un contenido en hidrógeno mayor.

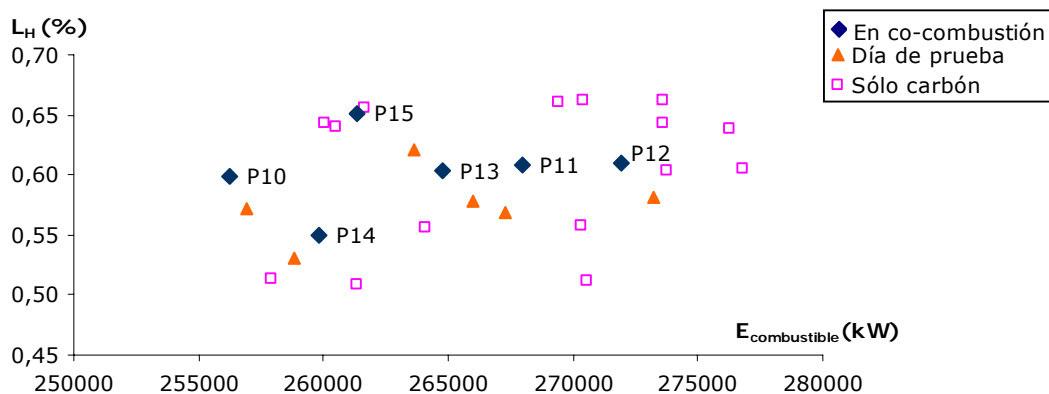


Figura 5.25. Pérdidas por hidrógeno en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

A la vista de los resultados presentados no parece existir un cambio significativo en estas pérdidas por el hecho de alimentar biomasa, aunque es necesario cuantificar cuanto fue realmente esta variación y de que dependió. Como ya ha quedado plasmado en los resultados anteriores, el aumento o disminución de esta pérdida dependerá del contenido en hidrógeno de los combustibles, y por tanto del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, y de cómo variara la temperatura de salida de los gases entre las dos situaciones comparadas.

En la experiencia que se está analizando la biomasa utilizada tenía un mayor contenido de hidrógeno que el carbón. Según puede verse en las dos tablas siguientes, este porcentaje se encuentra en la biomasa entre el 3,1 y el 6,8%, mientras que en el carbón, mucho más estable, prácticamente no supera el 2,7%.

Tabla 5.13. Contenido de hidrógeno de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
$H_{\text{carbón}} (\%)$	2,44	2,31	2,64	2,48	2,48	2,29	2,29	2,36	2,59	2,72	2,72
$H_{\text{biomasa}} (\%)$	3,18	4,27	3,91	5,53	5,79	4,96	5,63	5,88	6,80	5,76	5,74
$H_{\text{biomasa}} - H_{\text{carbón}}$	0,74	1,96	1,27	3,05	3,31	2,67	3,34	3,52	4,21	3,04	3,02
$\Delta H_{1\%} (\%)$	0,07	0,50	0,28	0,91	1,00	0,52	0,76	1,08	1,39	1,13	1,13
% sustitución en energía	5,79	3,60	4,03	4,80	4,85	4,00	4,06	6,52	2,82	4,50	3,99

Tabla 5.14. Contenido de hidrógeno de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial.

	P10	P11	P12	P13	P14	P15
$H_{\text{carbón}} (\%)$	2,47	2,47	2,42	2,42	2,55	2,9
$H_{\text{biomasa}} (\%)$	5,87	5,84	6,01	5,97	5,54	5,65
$H_{\text{biomasa}} - H_{\text{carbón}}$	3,40	3,37	3,59	3,55	2,99	2,75
$\Delta H_{1\%} (\%)$	0,80	0,78	0,85	0,83	0,90	0,75
% sustitución en energía	7,38	4,99	4,82	8,22	3,77	5,47

Si solo se tuviera en cuenta este factor, el hecho de que el porcentaje de hidrógeno en la biomasa sea de 0,7 a 4,2 puntos mayor que en el carbón, implicaría que las pérdidas asociadas al hidrógeno aumentarían en co-combustión y este aumento sería tanto mayor cuanto mayor fuera la diferencia del contenido en hidrógeno entre los dos combustibles para un mismo porcentaje de sustitución.

En la Figura 5.26 se muestra cómo varían estas pérdidas dentro de una misma prueba durante el periodo de co-combustión frente al valor promedio obtenido en otro periodo del mismo día funcionando solo con carbón (ΔL_H^*). Como resulta evidente, existe una relación prácticamente lineal, de forma que cuanto mayor es el porcentaje de sustitución mayor es el aumento de estas pérdidas. El punto intermedio representa la variación promedio de esta pérdida en la misma prueba, es decir, lo que se ha denominado ΔL_H . La dispersión de puntos se debe a que la temperatura de gases a la salida corregida no se mantiene constante para cada porcentaje de sustitución ya que esta varía a lo largo del periodo de co-combustión. Esta variabilidad puede ser tal que desvirtúe la relación lineal entre el porcentaje de sustitución y el aumento de las pérdidas por hidrógeno. Es lo que ocurre en la prueba 14, por ejemplo, según puede verse en la Figura 5.27. Para un mismo porcentaje de sustitución la temperatura de gases entre los dos puntos

señalados puede llegar a variar 6°C, lo que implica que las pérdidas, para ese porcentaje, pasen de variar muy poco ($\Delta L_H^* \approx 0,005$ puntos) a aumentar cuatro veces más, alcanzando un valor próximo a la máxima variación de esta pérdida en todo el periodo. Este efecto se evita trabajando con valores promedio en cada periodo, como se ha hecho en el análisis de la influencia del tamaño de partícula.

En general, puede decirse que, atendiendo a las características de los combustibles utilizados en estas pruebas, el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa resulta un factor negativo para las pérdidas por hidrógeno, de forma que, si se mantienen el resto de variables constantes, el aumento de estas pérdidas es mayor cuanto mayor sea dicho porcentaje.

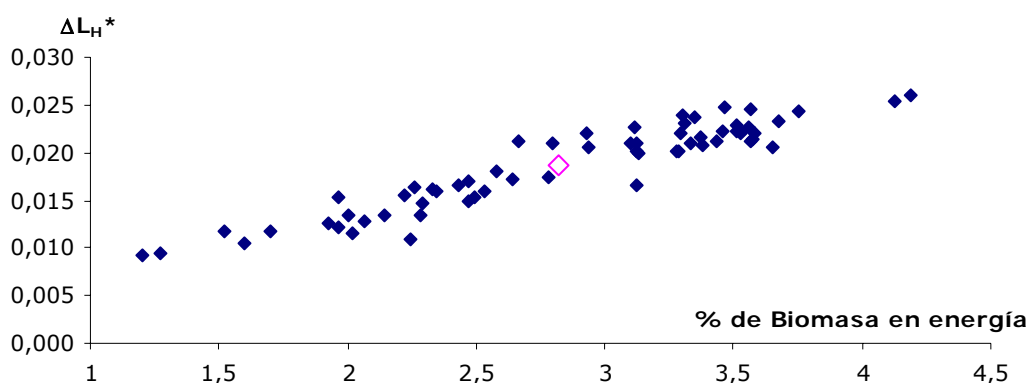


Figura 5.26. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en la etapa de co-combustión (ΔL_H^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 9).

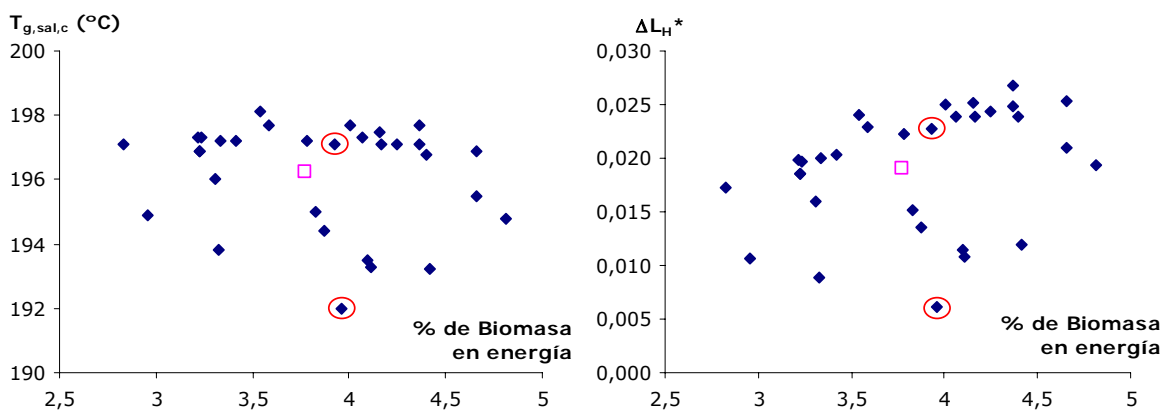


Figura 5.27. Temperatura de gases a la salida corregida y variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en la etapa de co-combustión (ΔL_H^*), en función del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía (prueba 14).

Se va a analizar ahora la posible influencia del tamaño de partícula de la biomasa sobre la variación de estas pérdidas. La Figura 5.28 muestra los valores obtenidos para la diferencia de estas pérdidas entre periodos de co-combustión y en funcionamiento solo con carbón (ΔL_H) frente al tamaño de partícula de la biomasa utilizada en cada prueba. A la vista de la evolución de estos resultados, parece existir una relación entre ambos valores, de forma que el aumento de las pérdidas por hidrógeno en co-combustión es tanto mayor cuanto mayor es el tamaño de partícula, aunque los resultados obtenidos a 5 mm no confirmarían esta tendencia. Las causas de

esta evolución hay que buscarlas, sin embargo, en la interrelación de cómo fue la variación de los dos factores que se ha visto que afectan directamente a estas pérdidas, es decir, el contenido en hidrógeno del combustible (carbón o mezcla de carbón y biomasa) y la temperatura de gases a la salida corregida.

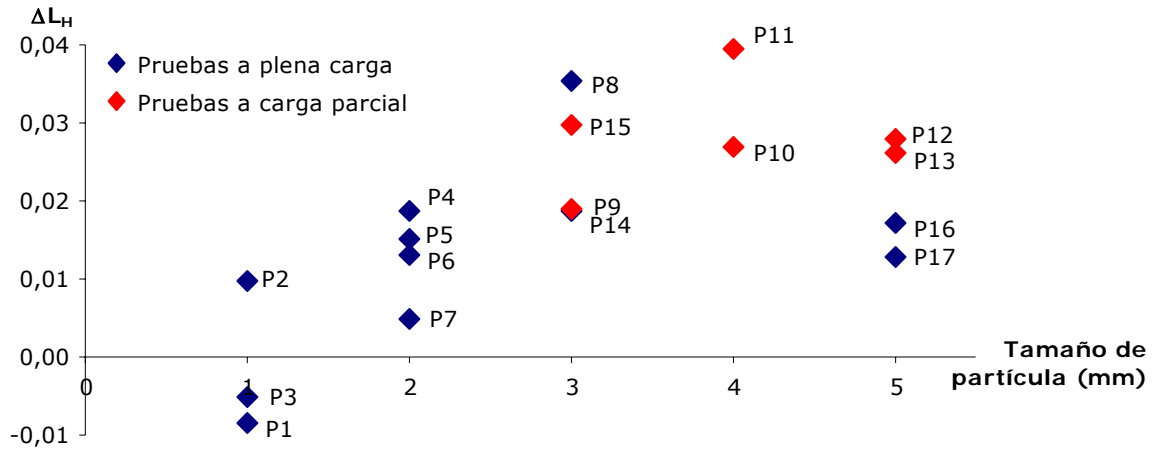


Figura 5.28. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno del combustible en cada prueba (ΔL_H) en función del tamaño de partícula de biomasa.

En relación a la variación del contenido en hidrógeno del combustible utilizado, este es el resultado, a su vez, de otros dos factores:

- Por un lado del porcentaje de sustitución promedio en energía, que varió de unas pruebas a otras, y que no se encuentra relacionado con el tamaño de partícula.
- Por otro lado del contenido en hidrógeno de los combustibles particulares utilizados en cada prueba. Este contenido, como ya se ha visto anteriormente no es constante, sobretudo en el caso de la biomasa. La Figura 5.29 representa el valor de $\Delta H_{1\%}$, recogido las tablas 5.13 y 5.14, y que indica el aumento de hidrógeno en el combustible en co-combustión por cada 1% de sustitución en energía para cada prueba.

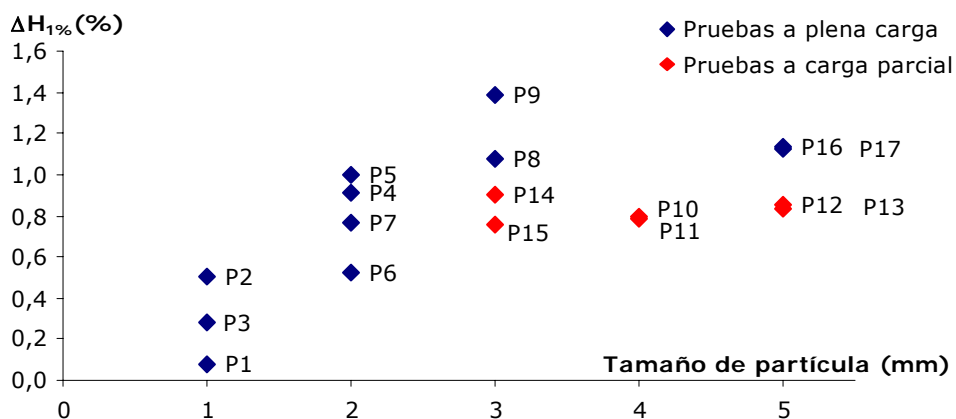


Figura 5.29. Incremento de hidrógeno en el combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa.

Puede comprobarse como el valor de $\Delta H_{1\%}$ es menor en las tres primeras pruebas, que coinciden con las que se realizaron con un tamaño de partícula de 1 mm. Este resultado, motivado porque el contenido en hidrógeno en las muestras de biomasa era

significativamente inferior (ver Tabla 5.13), es la principal causa de que las pérdidas por hidrógeno también aumentarían menos en co-combustión, y que, debido a la influencia de una menor temperatura de gases en este periodo, estas pérdidas incluso disminuirían ligeramente en las pruebas 1 y 3 ($\Delta L_H < 1$).

Por otro lado, en las pruebas a carga parcial, el valor de $\Delta H_{1\%}$ es muy similar en las seis, por lo que la variación de las pérdidas estará marcada por el porcentaje de sustitución o la evolución de la temperatura de gases.

El producto de estos dos factores (porcentaje de sustitución y contenido en hidrógeno de los combustibles) da lugar a la Figura 5.30, que representa, para cada prueba, el incremento promedio de hidrógeno en co-combustión respecto a la situación de funcionamiento solo con carbón. Si se compara esta figura con la anterior, se constata como la influencia de que los porcentajes de sustitución promedios fueran algo distintos de unas pruebas a otras ha influido directamente en la variación relativa entre las pruebas. Así, por ejemplo, en la prueba 8 se trabajó con un porcentaje de sustitución promedio muy superior a la prueba 9 (mismo tamaño de partícula), lo que ha supuesto que, aunque $\Delta H_{1\%}$ fuera mayor en esta última, el hidrógeno total aumentará mucho más en la prueba 8. Algo similar ocurre en las pruebas 12 y 13, donde las características de los combustibles eran en este caso prácticamente las mismas ($\Delta H_{1\%}$ aproximadamente igual) y sin embargo el mayor porcentaje de sustitución en la segunda prueba supuso que el hidrógeno del combustible aumentara mucho más que en la primera. En ambos ejemplos, este parámetro ha condicionado el valor de ΔL_H para estas pruebas (ver Figura 5.28). Por otro lado, se confirma que en las pruebas a 1 mm el incremento de hidrógeno fue inferior al del resto, lo que marcó la evolución de las pérdidas en las mismas.

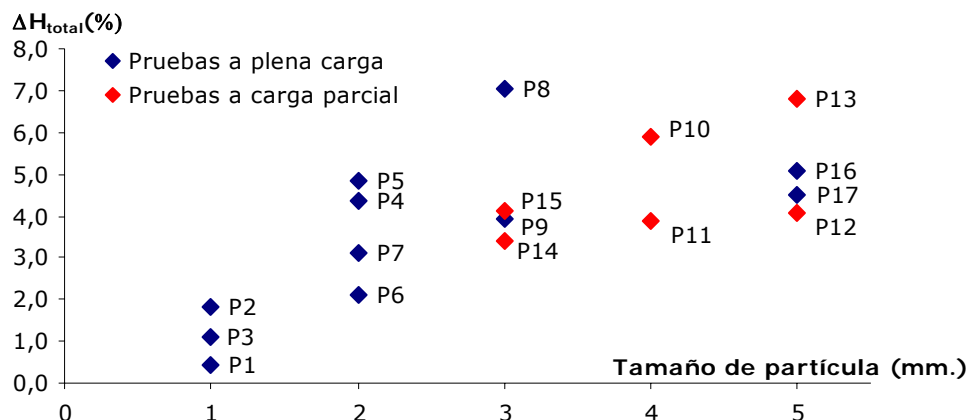


Figura 5.30. Incremento promedio de hidrógeno en el combustible en el periodo de co-combustión para cada prueba.

El segundo factor que va a influir sobre la variación de las pérdidas por hidrógeno es la temperatura de gases en co-combustión frente a la del periodo de funcionamiento con carbón (Figura 5.7). Este factor, ha influido de forma determinante en el valor de ΔL_H de las pruebas 10 y 11, por ejemplo. En este caso ambas pruebas se realizaron con un mismo tamaño de partícula y con unas características muy similares en los combustibles, sin embargo la mayor temperatura de gases con la que se trabajó en co-combustión en la prueba 11 ($\Delta T_{g,sal,c} > 0$) supuso que estas pérdidas aumentarían más que en la 10 en las que la temperatura fue menor en ese periodo ($\Delta T_{g,sal,c} < 0$) (ver Figura 5.7), aun cuando el porcentaje de sustitución en esta última fue mayor, y por tanto el valor de ΔH_{total} también, según queda reflejado en la Figura 5.30.

La variación de la temperatura de gases ha condicionado también los resultados obtenidos para las pruebas a 5 mm, en las que, excepto en la prueba 12, la temperatura fue menor en co-combustión ($\Delta T_{\text{gas, sal, c}} \leq 0$). Este hecho ha supuesto que las pérdidas por hidrógeno aumentaran menos de lo que cabía esperar respecto a otras pruebas si se atiende exclusivamente a la composición de los combustibles. Lo mismo habría ocurrido con las pruebas 1, 3 y 7.

Ninguno de los factores analizados se encuentra relacionado con el tamaño de partícula, por lo que la evolución mostrada en la Figura 5.28 es la suma de una serie de circunstancias ajenas a este parámetro. En el caso de la temperatura de gases, en el análisis realizado en el apartado 5.2.2 ha quedado demostrado que la variación de la temperatura de gases no dependía del tamaño de partícula. Por su parte, el porcentaje de sustitución varió dentro del mismo rango para todos los tamaños. Respecto a la variabilidad del contenido en hidrógeno de la biomasa podría atribuirse a un conjunto de causas aleatorias. Una de ellas podría ser el porcentaje en corteza de la biomasa pretratada que pudo ser mayor en las primeras pruebas al ser los troncos de menor tamaño. Generalmente la corteza tiene un porcentaje de hidrógeno inferior al de la madera (Vassilev et ál. (2010), Oasmaa et ál. (2003)) lo que podría ser la causa del menor contenido en hidrógeno de las muestras de biomasa en estas pruebas. Otra razón para estas variaciones podría encontrarse en la degradación posterior de la materia recibida durante su almacenamiento a la intemperie. Dicha degradación pudo generar una disminución del contenido en hidrógeno por la pérdida de materia volátil debido al aumento de la temperatura generado en el propio proceso de almacenamiento y, adicionalmente, por la acción de microorganismos cuya actividad depende también del tamaño del recurso (López et ál. (2009), Nurmi y Hillerbrand (2007)). Aunque ninguna de las causas se ha podido confirmar partiendo de los datos disponibles, estas no están relacionadas con el tamaño de partícula, por lo que tampoco se puede afirmar que los resultados mostrados en la Figura 5.29 presenten ninguna tendencia.

A partir de los resultados obtenidos, en relación a la influencia que sobre las pérdidas asociadas al contenido en hidrógeno del combustible tiene la co-combustión puede decirse que:

- Trabajar con biomasa que tenga alto contenido en hidrógeno, superior al del combustible fósil habitual, supone un aumento de estas pérdidas que puede repercutir de forma significativa en el caso de porcentajes de sustitución elevados. Este hecho se ha puesto de manifiesto, por ejemplo, en el caso de la prueba 8.
- Se trata de variaciones un orden de magnitud inferior a las que sufren las pérdidas por calor sensible en gases, sin embargo, hay que tener en cuenta que, independientemente de la evolución de la temperatura de gases estas pérdidas aumentaron en todas las pruebas, disminuyendo solo en aquellas en las que a un contenido en hidrógeno de las muestras de biomasa significativamente inferior a la media (pruebas 1 y 3), se unió que la temperatura de gases fue también mucho menor en la etapa de co-combustión.
- No se ha encontrado ninguna relación entre el tamaño de partícula y la variación de estas pérdidas en co-combustión. El menor porcentaje de hidrógeno en las muestras de biomasa tomadas en las primeras pruebas, realizadas con biomasa a 1 mm, son la principal causa de la evolución de estas pérdidas en las mismas. Aunque no se ha encontrado una causa que justifique porqué el contenido era menor en esas muestras este puede estar relacionado con el porcentaje de corteza en la biomasa pretratada o con la degradación de la materia almacenada debido a la acción de microorganismos.

5.3.4 Influencia sobre las pérdidas por humedad del combustible (L_{mf}).

Las pérdidas asociadas a la humedad del combustible, cuando se calculan sobre el PCI, contabilizan el porcentaje de energía que se utiliza para calentar el vapor de agua que abandona la caldera con los gases de combustión y que se ha formado a partir del agua que contenía el propio combustible. Se calcula de forma similar a las pérdidas por hidrógeno, a partir de la ecuación (4.24), y su valor va a depender de la humedad del combustible utilizado, del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa y de la temperatura a la salida de los gases corregida.

Siguiendo el mismo esquema que para las pérdidas analizadas hasta el momento, las Tablas 5.15 y 5.16 recogen el valor promedio en tanto por ciento de las pérdidas debidas a la humedad del combustible para los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga y a carga parcial respectivamente y en periodos de funcionamiento solo con carbón de otros días.

Tabla 5.15. L_{mf} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,2258	0,3059	0,2632	0,2898	0,2849	0,4198	0,4164	0,3008	0,2355	0,2819	0,2692
Día de prueba	0,2409	0,3117	0,2773	0,3013	0,3000	0,4320	0,4398	0,3121	0,2384	0,2934	0,2799
Solo carbón 1	0,2541	0,2494	0,2830	0,3171	0,3160	0,4093	0,4130	0,3193	0,2765	0,2951	0,2856
Solo carbón 2	0,2527	0,2773	0,3244	0,3322	0,3330	0,3337	0,3415	0,3314	0,3301	0,2516	0,2515
Solo carbón 3	0,2759	0,2838	0,2533	0,2924	0,2918	0,3308	0,3300	0,3107	0,2960	0,2268	0,2277
Solo carbón 4			0,2068	0,3076	0,3035	0,3474		0,2754	0,2620	0,2480	0,2499
Solo carbón 5								0,3520	0,3126	0,2397	0,2376

Tabla 5.16. L_{mf} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,4208	0,4449	0,4720	0,4426	0,3782	0,4460
Día de prueba	0,4527	0,4509	0,4875	0,4841	0,3799	0,4519
Solo carbón 1	0,4951	0,5117	0,4653	0,4682	0,5085	0,4977
Solo carbón 2	0,2914	0,2911	0,5134	0,5124	0,3372	0,2885
Solo carbón 3		0,3382	0,4809	0,4802		

La Figura 5.31 representa los valores recogidos en la Tabla 5.15 en función de la energía promedio que entra en caldera con el combustible en cada periodo. Los valores relativos a nueve de las once pruebas realizadas a plena carga se encuentran dentro de un mismo rango de variación (entre 0,2 y 0,35%), independientemente del combustible utilizado. En la parte superior de la figura, fuera de ese rango, se encuentran los resultados obtenidos para las pruebas 6 y 7. En este caso, al efecto de estar trabajando con una temperatura de gases mayor al resto que ya se ha comentado al analizar otras pérdidas, se une el hecho de que el carbón utilizado ese día también tenía un porcentaje de humedad superior al resto (próximo al 18%), lo que ha supuesto unas mayores pérdidas tanto en el periodo de co-combustión como en el de funcionamiento con

solo carbón. El dato que acompaña a los dos anteriores es el de otro día, próximo al que se llevaron a cabo estas dos pruebas, en el que se estaba utilizando un carbón de características muy similares.

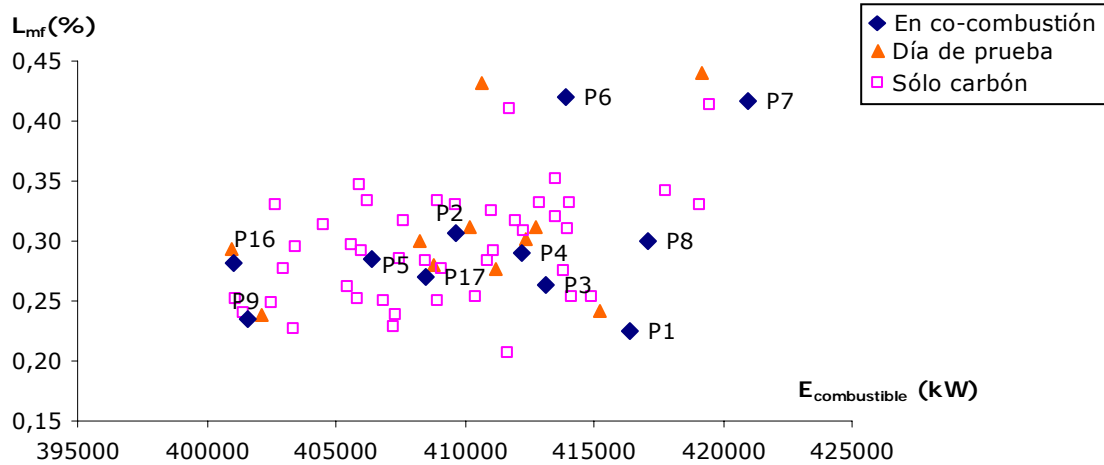


Figura 5.31. Pérdidas por humedad del combustible en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Resultados similares se han obtenido para las pruebas a carga parcial (Figura 5.32). Estas pérdidas son, de nuevo, más elevadas que las que se obtienen en las pruebas realizadas a plena carga debido a la influencia de estar trabajando con una temperatura de gases mayor, a lo que se une, en este caso concreto, el hecho de que las muestras de carbón también presentaban una humedad superior en estos días (ver Tablas 5.17 y 5.18). La dispersión de resultados está directamente relacionada con la humedad del combustible fósil utilizado en cada periodo aun cuando se ha intentado buscar días en el que fueran lo más parecido posibles (ver Anexo IX)

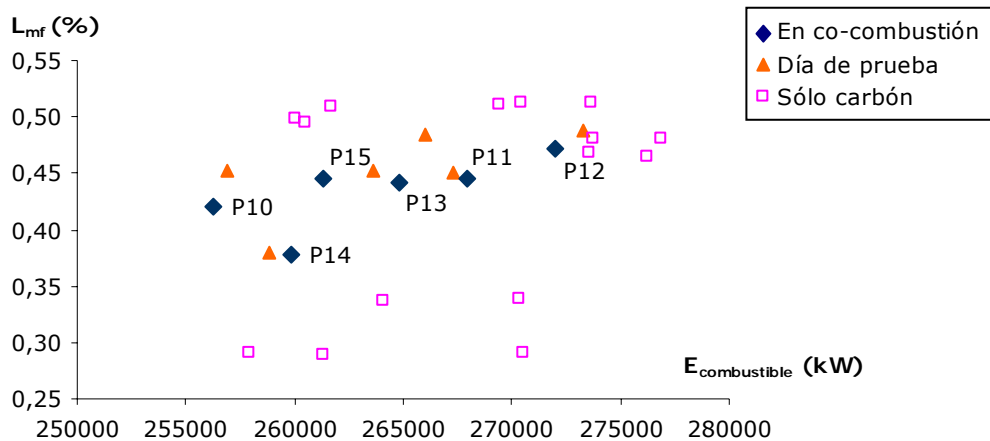


Figura 5.32. Pérdidas por humedad del combustible en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Antes de presentar cuanto varían estas pérdidas entre la situación en funcionamiento solo con carbón y en co-combustión, se van a analizar los tres parámetros que influyen sobre las mismas. Dado que estos parámetros varían de unas pruebas a otras de forma algo aleatoria, no resulta sencillo llegar a cuantificar la influencia de cada uno de ellos sobre los resultados finales.

Respecto al *contenido en humedad del combustible*, al contrario de lo que ocurría en las pérdidas por hidrógeno, en este caso, disminuye en co-combustión. Se está trabajando con biomasa que ha sido sometida a un proceso de secado forzado (excepto en las pruebas 14 y 15), mientras que el carbón tiene una humedad mayor ya que la frontera de cálculo se ha fijado antes de los molinos, equipos en los que el combustible fósil sufre el proceso de secado previamente a su entrada a caldera. Las siguientes tablas muestran el contenido en humedad del carbón y la biomasa utilizado en cada prueba. La diferencia que existe en dicho contenido entre ambos combustibles, que se encuentra en varias pruebas por encima de los 13 puntos porcentuales, hace prever que estas pérdidas disminuyan en co-combustión, y que esta disminución sea tanto mayor cuanto mayor sea el porcentaje de sustitución.

Tabla 5.17. Contenido de humedad de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga (a.r.).

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Hu_{carbón} (%)	14,04	17,22	15,69	15,49	15,49	17,89	17,89	15,36	13,38	16,81	16,81
Hu_{biomasa} (%)	6,30	5,12	5,50	3,83	3,87	4,21	4,41	5,10	5,27	5,65	5,74
Hu_{biomasa} - Hu_{carbón}	-7,74	-12,1	-10,19	-11,66	-11,62	-13,68	-13,48	-10,26	-8,11	-11,16	-11,07
ΔHu_{1%} (%)	-0,63	-0,76	-0,70	-0,79	-0,79	-0,83	-0,82	-0,72	-0,64	-0,66	-0,66
% sustitución en energía	5,79	3,60	4,03	4,80	4,85	4,00	4,06	6,52	2,82	4,50	3,99

Tabla 5.18. Contenido de humedad de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial (a.r.).

	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Hu_{carbón} (%)	17,49	17,49	18,13	18,13	16,31	18,87
Hu_{biomasa} (%)	4,30	4,03	5,04	4,83	15,63	13,52
Hu_{biomasa} - Hu_{carbón}	-13,19	-13,46	-13,09	-13,3	-0,68	-5,35
ΔHu_{1%} (%)	-0,81	-0,83	-0,79	-0,80	-0,16	-0,36
% sustitución en energía	7,38	4,99	4,82	8,22	3,77	5,47

Según los valores recogidos en las dos tablas anteriores, puede comprobarse como el contenido de humedad de las muestras de biomasa se ve influenciado por cuándo fue pretratada y utilizada. Así las pruebas que se hicieron el mismo día o en días muy próximos tienen un porcentaje de humedad muy similar (4 y 5, 6 y 7, 8 y 9, 10 y 11, 12 y 13, 16 y 17). Por otro lado, el mayor grado de humedad que presenta la biomasa utilizada en la prueba 1 respecto a todas las demás se debe a que la consigna a la salida del secadero de la instalación de pretratamiento era diferente. Tras esta primera prueba se incrementó el grado de secado de la biomasa con el fin de aumentar la producción en el molino.

En relación al carbón, a diferencia de lo que ocurría en el caso del contenido de hidrógeno, el de humedad sí varía significativamente de unas muestras a otras, lo que introduce una mayor incertidumbre a la hora de comparar los resultados en co-combustión. Así, por ejemplo, el carbón utilizado el día de las pruebas 6 y 7 estaba mucho más húmedo que el del resto, lo que ha supuesto, como ya se ha comentado, que las pérdidas por humedad sean mayores, pero también supondrá que la disminución por el cambio de combustible para un mismo porcentaje de sustitución sea más importante. En la Figura 5.33 esta representado el valor $\Delta Hu_{1\%}$, es decir qué

porcentaje disminuirá el contenido de humedad en la mezcla de combustibles respecto al del carbón cuando se sustituye el 1% en energía del mismo por biomasa. La mayor disminución dentro de las pruebas a plena carga se obtiene para la 6 y la 7. En la misma zona, estarían los valores de $\Delta Hu_{1\%}$ correspondientes a las pruebas a carga parcial (de la 10 a la 13), en la que se trabajó con un carbón similar. En el caso de las prueba 4 y 5, que se encuentran también muy próximas, la causa del valor $\Delta Hu_{1\%}$ está relacionado con la biomasa y no con el carbón como en las anteriores. En ambas pruebas, que se realizaron el mismo día, la biomasa utilizada estaba mucho más seca que en el resto ($hu_{biomasa} < 3,9\%$), por lo que la disminución por cada uno por ciento de sustitución fue mayor. En la parte superior de la grafica se encuentran los valores para la pruebas 14 y 15, que se llevaron a cabo con biomasa sometida solo a secado natural lo que supuso que el contenido en humedad de ambos combustibles fuera más similar.

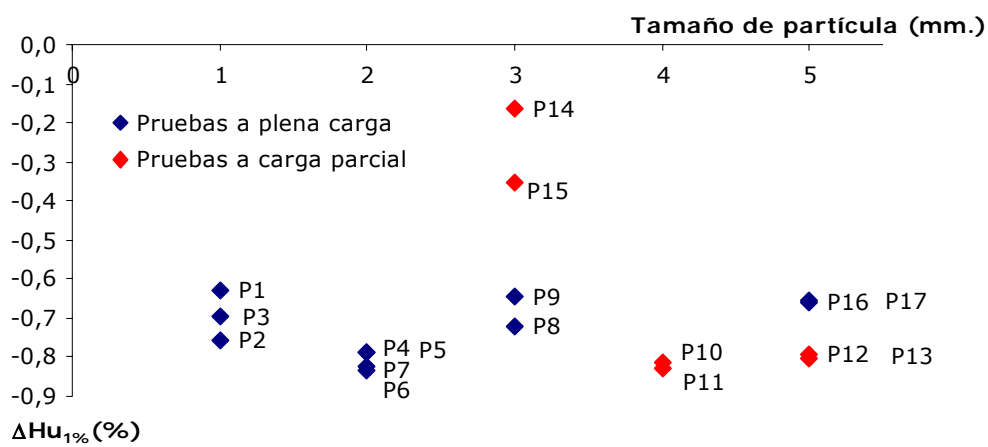


Figura 5.33. Disminución de la humedad en el combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa.

Otro factor que va a influir en la variación de las pérdidas por humedad es *el porcentaje de sustitución* de carbón por biomasa. Con el fin de analizar su incidencia sobre dichas pérdidas se van a utilizar los resultados de una misma prueba evitando así la dependencia con el contenido de humedad de los combustibles utilizados. La Figura 5.34 muestra la diferencia de las pérdidas por humedad estimadas en el periodo de co-combustión de la prueba 4 respecto al valor promedio durante el periodo del mismo día en el que se estaba trabajando con carbón (ΔL_{mf}^*). Puede comprobarse como la disminución de esta pérdida, y por tanto la mejora del rendimiento que ello conllevará, es tanto mayor cuanto mayor es el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, aunque esta relación no es lineal. La dispersión de puntos que aparece en la figura se debe, al igual que pasaba en las pérdidas por hidrógeno, al tercer factor que influye sobre ellas, *la temperatura de gases a la salida corregida* y que no fue constante a lo largo del periodo de co-combustión. Así, por ejemplo, en la misma figura están señalados dos puntos en los que el porcentaje de sustitución es prácticamente igual (4,45%). El efecto de la variación de la temperatura entre ambos, de más de 2,5 °C, hace que la disminución de las pérdidas pase de un valor de -0,0087 puntos en el punto situado en la parte superior de la figura, a -0,0133 puntos para el situado en la parte inferior. Hay que tener en cuenta que, en ambos casos, se trata de una mejora del rendimiento muy pequeña, inferior a 0,014 puntos.

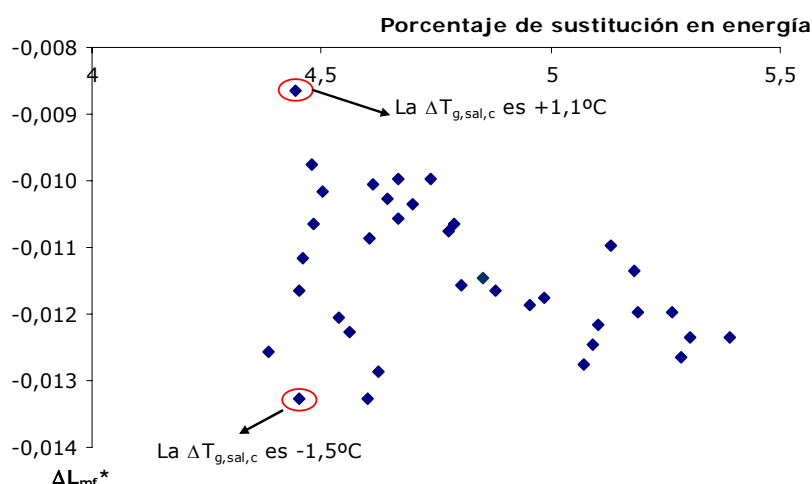


Figura 5.34. Variación de las pérdidas por humedad en la etapa de co-combustión en puntos porcentuales (ΔL_{mf}^*), en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 4).

La Figura 5.35 representa los mismos resultados que la anterior pero en este caso para la prueba 11. Se trata de una prueba algo especial (ver Anexo IV) debido a que a mitad del periodo de co-combustión se aumentó la velocidad del alimentador de biomasa, de forma que se subió la carga del grupo con el nuevo combustible (el carbón se siguió manteniendo fijo) y se pasó de un porcentaje promedio de sustitución en energía del 4% en el primer periodo a un 6,5% en el segundo. Puede comprobarse como las pérdidas por humedad disminuyeron más respecto a las de funcionamiento con carbón conforme aumentó el porcentaje.

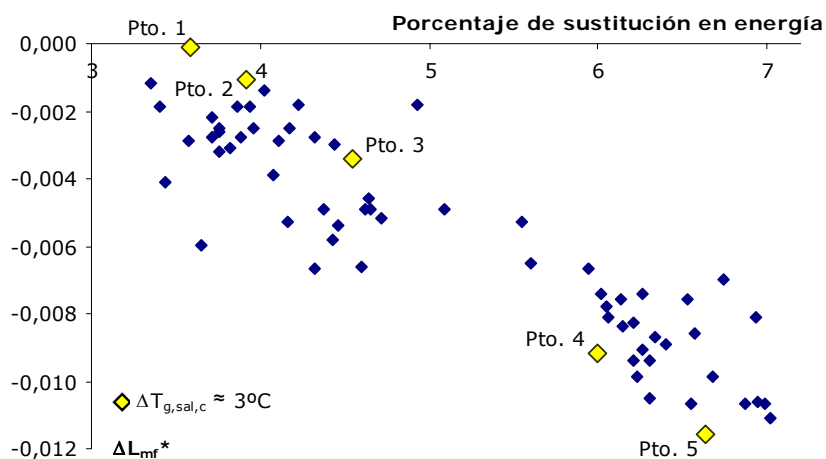


Figura 5.35. Variación de las pérdidas por humedad en la etapa de co-combustión en puntos porcentuales (ΔL_{mf}^*) en función del porcentaje de sustitución en energía (prueba 11).

En la Figura 5.35 se han señalado en amarillo cinco puntos en los que la temperatura de gases a la salida corregida era aproximadamente $2,5^{\circ}\text{C}$ mayor que la temperatura promedio en el periodo de funcionamiento solo con carbón ($\Delta T_{\text{gas,sal,c}}^* \approx +2,5^{\circ}\text{C}$). De esta forma, sobre el valor obtenido para ΔL_{mf}^* en estos puntos prácticamente solo influye el porcentaje de sustitución, quedando de manifiesto que la relación entre las dos variables es ahora lineal. Puede comprobarse como para el punto 1, donde el porcentaje de sustitución es bajo, el efecto del incremento de temperatura hace que las pérdidas no varíen entre los dos periodos aunque el contenido en humedad de la

mezcla sea menor. Si se compara el resultado obtenido en este punto y el que se consigue con un porcentaje de sustitución por encima del 6,5% (punto 5), se comprueba que la disminución de pérdidas es próxima a 0,012 puntos, lo que supone una mejora del rendimiento en la misma cantidad, que en todo caso sigue siendo muy pequeña consecuencia de estar calculando el rendimiento sobre el PCI. Teniendo en cuenta las particularidades de los combustibles utilizados en esta experiencia cuanto mayor sea el porcentaje de sustitución mayor será también la disminución de esta pérdida. Además, la pendiente de la recta que pasaría por los puntos 1-5 señalados en la Figura 5.35 es función de la diferencia relativa en el contenido en humedad de los combustibles utilizados en cada prueba. En la misma figura puede comprobarse, de nuevo, la influencia sobre la variación de estas pérdidas del valor de la temperatura de gases en el periodo de co-combustión frente al de funcionamiento solo con carbón. En todos los puntos que quedan por debajo de la línea que formarían los puntos marcados en amarillo, la diferencia de temperaturas ha sido menor de 2,5 °C, por lo que la disminución de las pérdidas para un mismo porcentaje es mayor, mientras que los que quedan por encima y que corresponden a la segunda parte de la prueba, la diferencia de temperaturas ha sido mayor y las pérdidas por humedad han disminuido menos en co-combustión.

Según lo expuesto hasta el momento, y como no podía ser de otra manera, tanto el contenido en humedad de ambos combustibles como el porcentaje de sustitución inciden directamente en la evolución de esta pérdida, aunque el resultado final, una vez más, se va a ver condicionado por cómo evolucionó la temperatura de gases entre los dos periodos comparados. Trabajando de nuevo con valores promedio, la Figura 5.36 muestra la variación de las pérdidas por humedad en función del *tamaño de partícula* para cada una de las pruebas llevadas a cabo. La figura confirma que estas pérdidas disminuyeron en promedio en todas las pruebas, debido a la menor humedad de la biomasa. Sin embargo, los valores obtenidos, al igual que ocurría con las pérdidas por hidrógeno, son fruto de la interrelación de los tres parámetros analizados. Dado que no se ha encontrado ninguna vinculación entre el tamaño de partícula de la biomasa y el contenido de humedad de las muestras de este combustible ni, como ya se ha señalado en otras ocasiones, con la temperatura de gases a la salida, ni mucho menos con el porcentaje de sustitución que fue un parámetro aproximado en cada prueba, tampoco debería existir ninguna relación entre la granulometría de la biomasa y el cambio en las pérdidas por humedad.

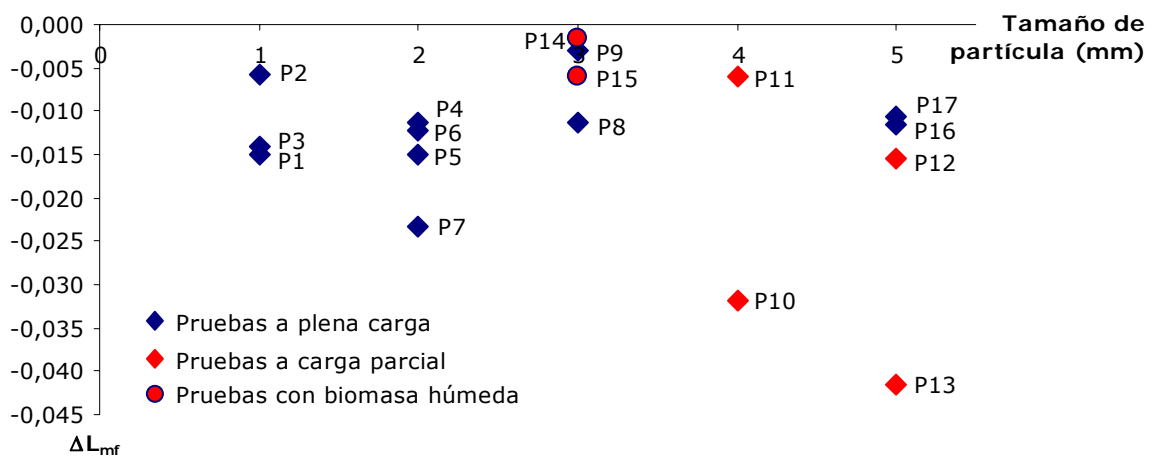


Figura 5.36. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad del combustible en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).

Si se analiza la Figura 5.36, los resultados de las pruebas 1, 3, 7, 10 y 13 que marcarían las mayores disminuciones de esta pérdida para cada tamaño de partícula (excepto para 3 mm), son también las cinco pruebas en las que más disminuye la temperatura de gases en co-combustión (ver Figura 5.7). De todas ellas, la máxima se obtiene en la prueba 13 debido a que el porcentaje de sustitución promedio fue mayor (ver Tabla 5.18). Por el contrario las pruebas 2, 4, 6 y 11 coinciden, para cada tamaño de partícula, con las pruebas en las que la temperatura de gases aumentó más en co-combustión, lo que supone una menor disminución de estas pérdidas. En el caso de la prueba 9, en la que las pérdidas por humedad prácticamente no varían se unen los tres factores: el porcentaje de sustitución promedio es inferior al resto, el carbón utilizado ese día fue el de menor contenido en humedad lo que supone una menor disminución para un mismo porcentaje de sustitución ($\Delta Hu_{1\%} = -0,64$), y además la temperatura de gases aumentó en co-combustión. La variación de las pérdidas en esta prueba es similar a las pruebas 14 y 15, en las que para un mismo tamaño de partícula se estaba utilizando biomasa húmeda.

En relación a estas dos pruebas, el contenido de humedad de la biomasa, como puede verse en la Tabla 5.18, estaba mucho más próximo al del carbón, sobretodo en el caso de la prueba 14, por lo que la humedad de la mezcla de combustibles del periodo de co-combustión era muy similar a la de combustible fósil utilizado en el otro periodo de comparación. Este hecho, unido a que la temperatura de gases prácticamente fuera la misma en co-combustión que en el periodo de funcionamiento con carbón de la prueba 14, ha supuesto que las pérdidas no hayan variado ($\Delta L_{mf} \approx 0$). En la prueba 15 el porcentaje de humedad del carbón utilizado era más elevado de lo habitual, lo que supuso que la biomasa siguiera estando algo más seca que el carbón ($\Delta Hu_{1\%} = -0,36$) y por tanto que las pérdidas disminuyeran. Puede comprobarse que el resultado obtenido para estas pruebas es similar al de otras, sin embargo, lo que resulta importante no es tanto el hecho de que las pérdidas por humedad no varíen, sobre todo si se tiene en cuenta que, con los porcentajes con los que se está trabajando, la mejora obtenida en el resto de pruebas tampoco es significativa, sino que otras pérdidas no se vean afectadas por la mayor humedad de la biomasa. Como puede comprobarse en el análisis presentado para cada una de las pérdidas no se ha encontrado ningún cambio significativo entre los valores obtenidos para estas dos pruebas respecto al resto, los factores que han influido han sido los mismos y lo han hecho de la misma manera.

Teniendo en cuenta este último resultado y sabiendo que el secado forzado supone una disminución del rendimiento total del sistema (combustión más pretratamiento), se ha considerado conveniente analizar cómo habrían variado las pérdidas por humedad si en todas las pruebas se hubiera utilizado biomasa sometida solo a secado natural. Para ello, se ha vuelto a aplicar la metodología a las pruebas utilizando como composición de la biomasa el valor promedio de las muestras recogidas en las prueba 14 y 15 en las que la biomasa tenía una humedad aproximada de 14,5% (ver Tabla 5.19).

Tabla 5.19. Análisis elemental e inmediato promedio de las muestras de biomasa recogidas en las pruebas realizadas con biomasa sin secado forzado (Pruebas 14 y 15).

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Biomasa sin secado forzado	4.192	3.817	14,57	0,41	69,24	15,78	0,03	44,97	5,60	0,18	34,24

Las Tablas 5.20 y 5.21 presentan los nuevos resultados obtenidos para las pérdidas por humedad en la etapa de co-combustión en las pruebas a plena carga y para las realizadas a carga parcial, respectivamente. Las correspondientes a los periodos de funcionamiento solo con carbón siguen siendo las mismas al no variar el combustible y mantenerse como válidos para la comparación los mismos puntos. Puede comprobarse como estos valores son mayores que los recogidos en las Tablas 5.15 y 5.16 para las mismas pérdidas pero con biomasa seca.

Tabla 5.20. Pérdidas por humedad en las pruebas a plena carga utilizando biomasa sin secado forzado.

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,2336	0,3118	0,2697	0,3000	0,2951	0,4282	0,4249	0,3135	0,2407	0,2901	0,2761

Tabla 5.21. Pérdidas por humedad en las pruebas a carga parcial utilizando biomasa sin secado forzado.

	4 mm		5 mm	
	P10	P11	P12	P13
Co-combustión	0,4385	0,4577	0,4832	0,4611

La Figura 5.37 representa cómo podrían haber variado las pérdidas por humedad entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba ($\Delta L_{mf,c}$) si se hubiera utilizado la biomasa sin realizar secado forzado.

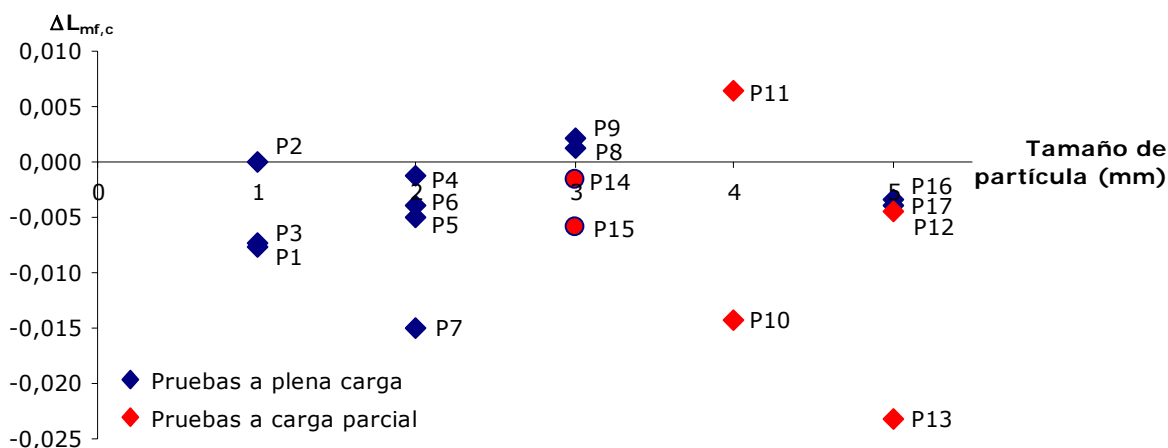


Figura 5.37. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad del combustible en función del tamaño de partícula si se utilizara biomasa sin secado forzado ($\Delta L_{mf,c}$).

Si se compara esta figura con la Figura 5.36 se comprueba que:

- Como cabía esperar, las variaciones de esta pérdida son ahora menores (máxima disminución -0,023 puntos en la prueba 13, frente a -0,041 puntos en el caso real). Además, hay cuatro pruebas en las que las pérdidas por humedad del combustible habrían aumentado en co-combustión.
- Cuando el contenido en humedad de ambos combustibles es prácticamente el mismo en los dos periodos comparados, las variaciones de esta pérdida vienen marcadas directamente por la evolución de la temperatura de gases. Así, las pruebas 1, 3, 7, 10 y 13 continúan

siendo las pruebas en las que más disminuyen para cada tamaño de partícula debido a que en todas ellas la temperatura de gases era significativamente menor en la etapa de co-combustión ($\Delta T_{g,sal,c} < 0$). En el caso de las pruebas 2, 9, 8 y 11, las pérdidas aumentan debido a que la temperatura de gases era mayor en esa etapa ($\Delta T_{g,sal,c} > 0$).

Como resumen de todo lo expuesto en este apartado, cabría decir que:

- La diferencia que existe entre el contenido en humedad de ambos combustibles (de entre 7,7 a 13,7 veces más en el carbón que en la biomasa) supone que estas pérdidas, para las pruebas llevadas a cabo en la C.T. de Escucha, siempre disminuyan en co-combustión, al contrario de lo que ocurre en otras experiencias en las que se trabajaba con biomasa húmeda (Boylan (1996), Zemo et ál. (2002)).
- La variación de las mismas es, sin embargo, poco significativa, sobre todo si se compara con la que sufren otras. Así, en las pruebas a plena carga, la disminución promedio de las pérdidas por humedad es 10 veces menor que la que sufren las pérdidas por calor latente en gases, y lo mismo ocurre si se comparan con el aumento o la disminución promedio que sufren las pérdidas por inquemados (ver apartado 5.4).
- La disminución de estas pérdidas está relacionada con el hecho de trabajar con biomasa con un contenido en humedad promedio del 5%, tres veces menor que el del carbón, gracias al proceso de secado forzado, proceso que supone una penalización del rendimiento total que no se está teniendo en cuenta. Se han recalculado estas pérdidas suponiendo que en todas las pruebas se hubiera utilizado biomasa con un contenido en humedad del 14,5% (valor que podría conseguirse con secado natural (Bergman et ál., 1999)) Se ha comprobado que, en función de la evolución de la temperatura de gases, las pérdidas por humedad en esta nueva situación podrían llegar a aumentar en co-combustión, aunque, en ningún caso, lo habrían hecho de forma significativa (máximo aumento en la prueba 11, +0,0067 puntos)

5.3.5 Influencia sobre las pérdidas por inquemados sólidos (L_{uc}).

Las pérdidas por inquemados sólidos contabilizan la energía que se pierde debido a que parte del combustible no se oxida y pasa a formar parte directamente de las escorias y las cenizas volantes. Esta fracción de combustible inquemado pudo variar entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón al trabajar con dos combustibles distintos en una caldera diseñada para el uso exclusivo de carbón. Las condiciones de funcionamiento de la caldera, uno de los factores más influyentes (Pallarés, 2007), pudieron no ser las más adecuadas para la transformación de la mezcla de combustibles, lo que haría aumentar la cantidad de combustible inquemado y con ello las pérdidas asociadas.

Según se ha visto en el Capítulo 4, las pérdidas por inquemados sólidos son directamente proporcionales a la cantidad de combustible que no se ha oxidado (*Inquemados*), valor que se obtiene, en cada periodo, a partir del porcentaje de inquemados⁴⁰ en cenizas volantes (Inq_{cv}) y escorias (Inq_{esc}) y del contenido en cenizas del propio combustible (Ce) utilizado en cada momento.

⁴⁰ Cabe recordar que, como ya se discutió en el Capítulo 3, se considerará como porcentaje de inquemados de la muestra (Inq) la suma del contenido en carbono fijo (CF) y volátiles (Vol) obtenidos a partir del análisis inmediato de la misma.

En cada prueba se dispone de los análisis de entre tres y cuatro muestras de escorias y de cenizas volantes tomadas en el transcurso de las mismas (ver Capítulo 3). La primera de estas muestras se recogía antes de iniciar la alimentación de biomasa (etapa I de la prueba), una segunda en el periodo de co-combustión (etapa III), y una o dos después de volver al funcionamiento habitual (etapa V). Solo se tomaron muestras los días de prueba. Para el cálculo de las pérdidas por inquemados, se ha seguido el convenio de asignar al periodo de co-combustión el porcentaje de inquemados en residuos de la segunda muestra, y al periodo de funcionamiento solo con carbón del día de prueba los de la primera muestra recogida. Para el resto de días utilizados en la comparativa se ha tomado directamente como valor de la variable Inquemados, el estimado para el periodo de funcionamiento solo con carbón del día de la prueba con la que se esté comparando (ver Capítulo 4). Teniendo en cuenta este convenio, adoptado al no disponer de más datos, cuando se calculan las pérdidas asociadas a inquemados en los periodos de funcionamiento solo con carbón se está asignando un valor que no tiene porqué coincidir con el que se tendría en dicho periodo según las condiciones de funcionamiento en el mismo y que pueden diferir de las del periodo en el que se tomó la muestra. Con la metodología utilizada se ha conseguido comparar situaciones similares, por lo que es de suponer que el contenido en inquemados de los residuos no variaría considerablemente respecto al de las muestras recogidas, pero no hay que olvidar que no son los reales. En el caso de los periodos correspondientes a otros días distintos a los de la prueba la aproximación es todavía mayor porque las condiciones pueden diferir significativamente.

En las Tabla 5.22 y 5.23 se presenta el valor obtenido, a partir de la ecuación (4.26), para la variable Inquemados en todas las pruebas tanto en el periodo de co-combustión como en el de funcionamiento solo con carbón. Según acaba de señalarse, los valores de la segunda fila de cada una de las tablas son los que, posteriormente, se han asignado, en cada caso, a los periodos de funcionamiento solo con carbón de otros días distintos a los de la prueba con los que se han comparado los resultados en co-combustión.

Tabla 5.22. *Inquemados (kg/kg_{combustible}) en las pruebas a plena carga.*

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,0028	0,0024	0,0041	0,0032	0,0032	0,0025	0,0034	0,0031	0,0065	0,0044	0,0038
Solo carbón	0,0034	0,0023	0,0044	0,0040	0,0019	0,0013	0,0022	0,0031	0,0063	0,0065	0,0038

Tabla 5.23. *Inquemados (kg/kg_{combustible}) en las pruebas a carga parcial.*

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,0091	0,0079	0,0103	0,0090	0,0045	0,0128
Solo carbón	0,0222	0,0144	0,0168	0,0144	0,0089	0,0192

En este punto, antes de pasar a analizar qué ocurrió en las pruebas con las pérdidas por inquemados, resulta adecuado hacer una reflexión en relación a los resultados que se presentaron en el Capítulo 3 sobre la variación de inquemados en las pruebas (ver apartado 3.5.3). En ese capítulo se analizó la influencia que sobre el contenido en inquemados de las distintas muestras, y sobre el total (Inq_{totales}), tenía el cambio de combustible, debido a que no se

podía calcular el valor de la variable *Inquemados* al no disponer de una buena estimación del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa y, por tanto, no poder conocer el contenido en cenizas de la mezcla de combustibles utilizada en co-combustión. La Figura 5.38 representa los valores de la Tabla 5.22 en co-combustión, es decir, el valor de los *Inquemados* en ese periodo para las pruebas a plena carga, que ahora ya se ha podido estimar, frente al porcentaje de *inquemados* totales en residuos que es el que se analizó en el Capítulo 3 (Inq_{totales}).

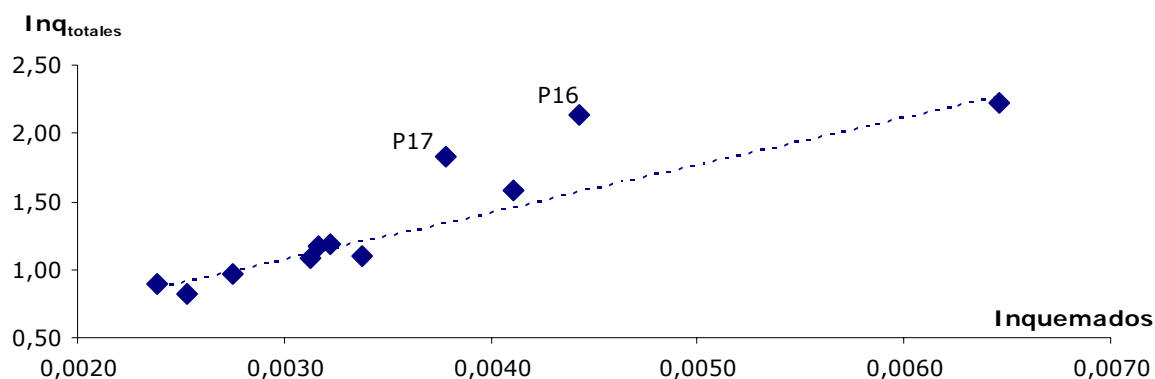


Figura 5.38. Relación entre el valor del porcentaje de inquemados totales en residuos (Inq_{totales}) y el combustible inquemado en co-combustión (*Inquemados*). Pruebas a plena carga.

Según queda reflejado en la Figura 5.38, existe una relación prácticamente lineal entre ambos valores dado que el porcentaje en cenizas de los combustibles fue muy similar en todas las pruebas así como los porcentajes de sustitución promedios de carbón por biomasa. Solo en el caso de las pruebas 16 y 17, en las que el contenido en cenizas del carbón utilizado ese día fue significativamente menor al del resto de pruebas (21% frente al 29% en promedio), la relación entre las dos variables fue diferente, de forma que para un mismo valor de combustible sin quemar, el porcentaje de inquemados obtenido en residuos fue mayor que en el resto de pruebas, lo que pudo llevar a alguna conclusión errónea en el análisis realizado en el Capítulo 3. La influencia del contenido en cenizas del combustible, hace que la variable *Inquemados*, que representa la parte de combustible que no se ha oxidado por unidad de combustible inicial, resulte más adecuada para comparar dos situaciones en las que se estén utilizando distintos combustibles (Pallarés, 2007).

Por otro lado, la Figura 5.39 representa el $\Delta Inq_{\text{totales}}$ frente a la variación de combustible inquemado ($\Delta Inquemados$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día. Puede comprobarse como existe una relación prácticamente lineal (solo los resultados de la prueba 16 se separarían de esa relación, aunque tampoco de forma significativa) lo que confirmaría que el análisis realizado en el Capítulo 3, así como los resultados extraídos a partir del mismo, pueden considerarse válidos como una primera aproximación.

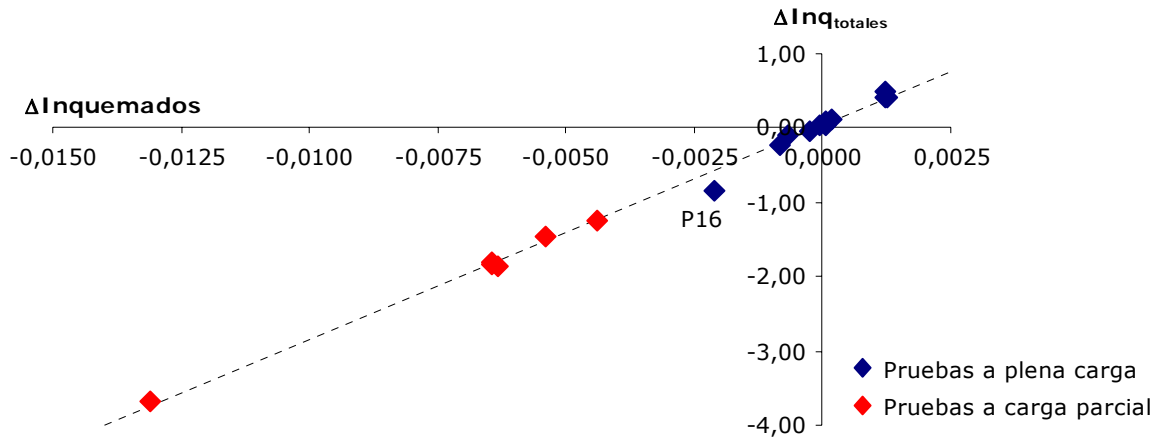


Figura 5.39. Relación entre la variación, en puntos porcentuales, del porcentaje de inquemados totales en residuos ($\Delta Inq_{totales}$) y del combustible inquemado ($\Delta Inquemados$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba.

A continuación se va a analizar, como han variado las pérdidas asociadas a estos inquemados. Debido a que la situación particular de funcionamiento en las pruebas a carga parcial influyó significativamente sobre los resultados obtenidos para estas pérdidas, en este caso, el análisis de los resultados se va a realizar de forma totalmente independiente para los dos tipos de pruebas.

– **Variación de las pérdidas por inquemados en las pruebas a plena carga.**

La Tabla 5.24 recoge el valor promedio en tanto por ciento de las pérdidas por inquemados para los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga y en periodos de funcionamiento solo con carbón.

Tabla 5.24. L_{uc} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,6027	0,5240	0,8539	0,6725	0,6602	0,6346	0,8477	0,6794	1,3177	0,8084	0,6912
Día de prueba	0,7565	0,5165	0,9120	0,8495	0,4053	0,3231	0,5471	0,6708	1,2858	1,1942	0,7011
Solo carbón 1	0,7966	0,5139	0,9279	0,8804	0,4202	0,2981	0,5047	0,6653	1,3243	1,1631	0,6833
Solo carbón 2	0,7538	0,5358	0,9912	0,8868	0,4232	0,3005	0,5088	0,6700	1,3727	1,1545	0,6781
Solo carbón 3	0,7652	0,5006	0,9107	0,8887	0,4241	0,3012	0,5100	0,6448	1,3265	1,1222	0,6590
Solo carbón 4			0,8581	0,8534	0,4073	0,3114		0,6353	1,3070	1,1670	0,6853
Solo carbón 5								0,6819	1,3382	1,1598	0,6813

La primera consecuencia de no disponer del valor real de inquemados para cada periodo y, por tanto, tener que utilizar el convenio de asignación señalado, queda reflejada en los resultados obtenidos en los periodos de funcionamiento solo con carbón. Según puede comprobarse en la tabla, en dichos periodos los valores de estas pérdidas son muy similares en cada una de las pruebas, lo que significa que los resultados obtenidos se encuentran condicionados por las

particularidades que pudieran existir en el periodo de funcionamiento solo con carbón del día de la prueba⁴¹.

La Figura 5.40 representa los valores recogidos en la tabla anterior en función de la energía promedio que entra en caldera con el combustible en cada periodo. Pueden distinguirse tres zonas marcadas directamente por el porcentaje de inquemados en las muestras. Los valores que aparecen en la parte inferior de la figura ($L_{UC} < 0,5\%$) corresponden a los periodos de funcionamiento solo con carbón de las pruebas 5 y 6, pruebas en las que el contenido en inquemados de las muestras que se han tomado como representativas de ese funcionamiento fue inferior al resto. En la parte superior aparecen, agrupados, los relativos a la prueba 9, en la que el porcentaje de inquemados en las muestras fue mayor tanto en la etapa de co-combustión como en la de funcionamiento solo con carbón. En esa zona ($L_{UC} > 1$) se encuentran también valores relativos a los periodos de funcionamiento solo con carbón de la prueba 16 debido al mismo motivo. Según lo expuesto hasta el momento, para las pérdidas por inquemados, y atendiendo a los objetivos de esta tesis, resulta todavía más representativo que para otras, no cual fue el valor absoluto de la misma, sino cómo varió entre el periodo de co-combustión y la situación con solo carbón del propio día.

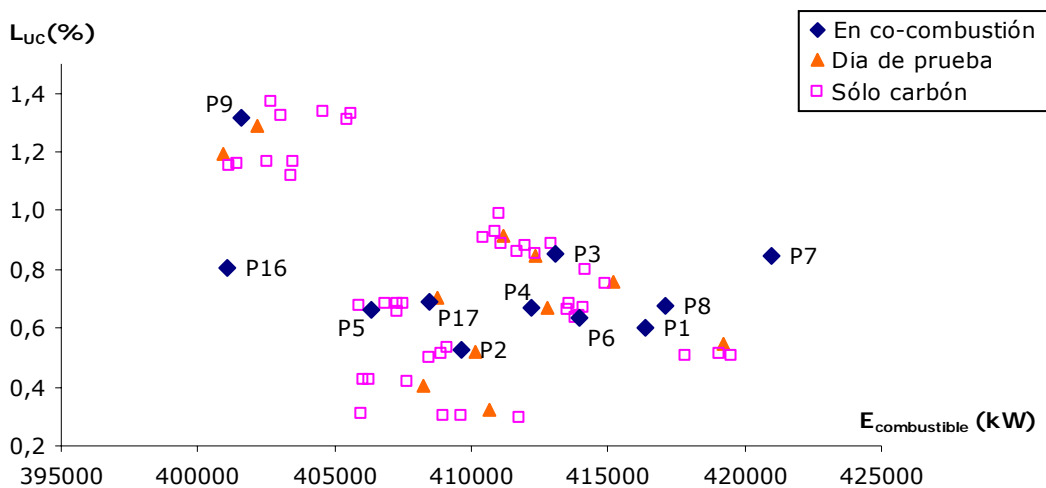


Figura 5.40. Pérdidas por inquemados sólidos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Para estas pérdidas no ha sido posible analizar la influencia del porcentaje de sustitución. Dado que solo se dispone de una muestra de residuos en el periodo de co-combustión, la variación con el porcentaje de sustitución, que se mediría mediante el parámetro ΔL_{UC}^* , igual que el resto, estaría relacionado solo con la variación de cenizas del combustible en cada momento. El porcentaje de sustitución actuaría siempre de forma positiva sobre las mismas por tener la biomasa un porcentaje en cenizas prácticamente despreciable frente al del carbón. Este hecho no representaría la realidad dado que sería necesario conocer cómo afecta el porcentaje de sustitución al porcentaje de inquemados en residuos y si éste varía a lo largo del periodo de co-

⁴¹ Si la pérdida estuviera expresada en kW el valor sería exactamente el mismo. Sin embargo, los resultados de la Tabla 5.24 expresan el valor de las pérdidas por inquemados en porcentaje frente a la energía que entra al sistema (energía del combustible más los créditos) por lo que el porcentaje varía de unos días a otros en función del poder calorífico del combustible.

combustión⁴². Por el contrario, cuando se trabaja con valores promedios en todos los periodos, los datos asignados a los inquemados sí que pueden considerarse representativos de esa situación intermedia dentro del periodo, por lo que los resultados serían válidos.

Siguiendo con el análisis de la variación de las pérdidas por inquemados, se va a evaluar a continuación qué incidencia tiene la granulometría de la biomasa utilizada en cada prueba. La Figura 5.41 representa la diferencia de estas pérdidas en co-combustión frente al periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día para cada una de las pruebas, es decir ΔL_{UC} , en función del tamaño de partícula de la biomasa utilizada. A la vista de los resultados mostrados en dicha figura, parece no existir una relación entre el tamaño de partícula y la variación de las pérdidas por inquemados.

Por otro lado, aunque los valores extremos marcarían una variación máxima para esta pérdida similar al caso de las pérdidas por calor sensible en gases, lo cierto es que en siete de las once pruebas la variación fue mucho menor. La máxima disminución de las pérdidas por inquemados tuvo lugar en la prueba 16 ($\Delta L_{UC} = -0,38$ puntos) que es, al contrario de lo que cabía esperar, una de las realizadas con biomasa a mayor tamaño (5 mm). Los mayores aumentos se produjeron en tres de las cuatro pruebas llevadas a cabo con biomasa a 2 mm (pruebas 5, 6 y 7), con un valor de 0,25 puntos en la primera y de aproximadamente 0,3 puntos en las otras dos. En el resto de pruebas puede decirse que aunque las variaciones son mucho menores, en promedio las pérdidas por inquemados disminuyen, dado que en las pruebas 1 y 4 lo hacen por debajo de -0,15 puntos, mientras que en las tres pruebas en las que aumentan (pruebas 2, 8 y 9) dicho incremento es inferior en todos los casos a 0,05 puntos.

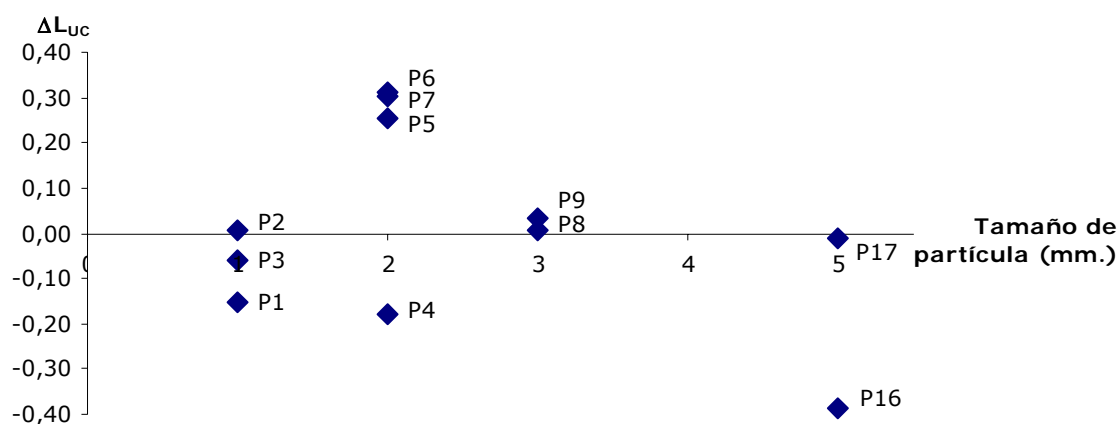


Figura 5.41. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga)

Dada la relación existente entre el porcentaje de inquemados en residuos y el valor de combustible inquemado, los resultados de la Figura 5.41 presentan una evolución muy similar a los mostrados en el Capítulo 3 para el incremento del porcentaje de inquemados totales en residuos sólidos en co-combustión frente a la situación con solo carbón durante la prueba (Figura 3.40). El análisis realizado en dicho capítulo ha confirmado que la variación de los inquemados en cada prueba es consecuencia de cómo evolucionó el porcentaje de oxígeno en gases durante la

⁴² En algunas experiencias de co-combustión se ha constatado que el porcentaje de inquemados en residuos tendía a aumentar con el porcentaje de sustitución (por ejemplo en Seward G. St (Hughes, 2001)) y que esta evolución estaba relacionada con la disminución del exceso de aire en caldera.

etapa de co-combustión, no encontrándose relación con el tamaño de partícula de la biomasa, por lo que parece lógico pensar que las pérdidas por inquemados estarán también relacionadas con la variación de oxígeno en gases.

La Figura 5.42 muestra la variación de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) frente a la variación del porcentaje de oxígeno en gases entre la etapa de co-combustión y el promedio de los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era la misma ($\Delta O_{2,ent}$). Puede comprobarse como, de nuevo, la evolución es muy similar a la mostrada en el Capítulo 3 (Figura 3.40), aunque los valores de los incrementos de oxígeno no sean los mismos en los dos casos⁴³.

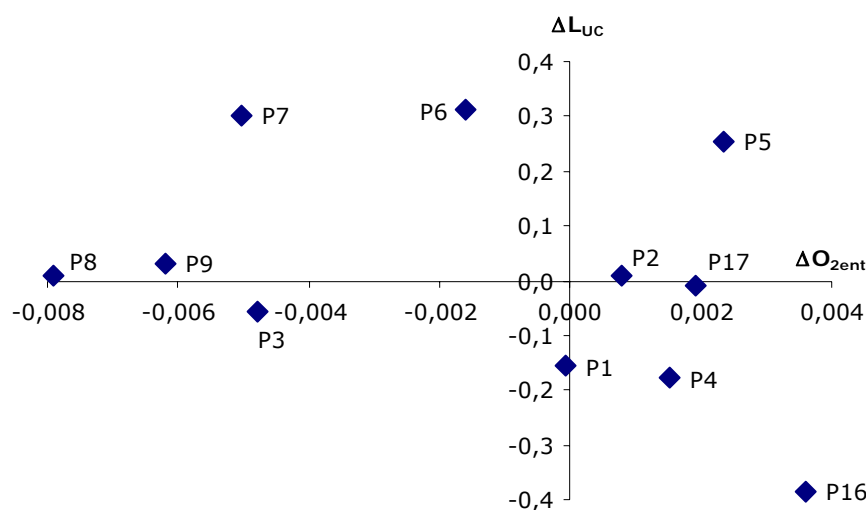


Figura 5.42. Variación de las pérdidas por inquemados en las pruebas a plena carga (ΔL_{UC}) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent}$) (ambas variables en puntos porcentuales).

Como ya ocurriría con la variación de inquemados en las muestras de residuos, en el caso de las pérdidas analizadas se puede comprobar que:

- El aumento de las pérdidas por inquemados obtenido en las pruebas 6, 7, 8 y 9 está relacionado con el menor porcentaje de oxígeno en caldera que se detectó en la etapa de co-combustión y que supuso un aumento del contenido en inquemados de los residuos.
- Por el contrario, la disminución de las pérdidas en las pruebas 4 y 16 sería debida a que se estaba trabajando con un mayor porcentaje de oxígeno en caldera durante dicha etapa lo que habría supuesto, en este caso, que el contenido de inquemados en cenizas y escorias fuera menor que en funcionamiento solo con carbón.
- La relación entre ambas variaciones no es, ni mucho menos, una relación lineal, pudiendo existir otros factores que variaran las condiciones de combustión influyendo sobre los inquemados, y que no han podido ser valorados.

⁴³ En el Capítulo 3 se calculó la variación del porcentaje promedio de oxígeno en caldera entre las dos etapas en las que se recogieron las muestras de residuos (etapa I y III de cada prueba) (variación que se designado como $\Delta O_{2,ent,muestras}$), mientras que aquí se está trabajando con promedios de los puntos válidos seleccionados para la comparativa aplicando la metodología a todo el día de prueba ($\Delta O_{2,ent}$).

- La prueba 5 es la única prueba que no cumple de forma clara esta relación. Como ya se señaló en el Capítulo 3, el resultado obtenido podría estar relacionado con algún error en la toma o gestión posterior de la muestra de cenizas volantes tomada en el periodo de funcionamiento solo con carbón. Sin embargo, dado que este hecho no se ha podido confirmar, que el valor obtenido para la variación de esta pérdida no es muy diferente al de otras pruebas y teniendo en cuenta que, como acaba de señalarse, existen otros factores que pudieron influir sobre las mismas que no se han podido tener en cuenta, se va a tomar como válido aunque no se puede relacionar con ninguno de los factores y parámetros analizados.

En general se puede concluir que la incidencia del cambio de combustible sobre las pérdidas por inquemados no es significativa y se encuentra relacionada con la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera entre los periodos de co-combustión y los de funcionamiento con solo carbón, dado que este valor influye directamente sobre el contenido de inquemados en cenizas volantes y escorias. Por otro lado, y tal y como se concluyó en el apartado 5.2.1., la variación del porcentaje de oxígeno en gases fue distinta de unas pruebas a otras, en función de si se llegó o no a dar la misma carga en el periodo de co-combustión que en el previo y no estuvo relacionada con el tamaño de partícula. Este hecho supone que tampoco se haya encontrado relación entre este parámetro y la variación de las pérdidas por inquemados. La forma de realizar las pruebas ha condicionado, por ejemplo, los resultados obtenidos en la prueba 16 en las que el bajo contenido de oxígeno con el que se estaba trabajando en la etapa previa a la co-combustión pudo influir de forma concluyente sobre el contenido en inquemados de la muestra recogida en ese periodo (mucho mayor al resto de pruebas a plena carga) y con ello en la disminución posterior obtenida para estas pérdidas.

– **Variación de las pérdidas por inquemados en las pruebas a carga parcial.**

Se van a analizar a continuación los resultados obtenidos en las pruebas a carga parcial, en las que las condiciones de operación de la planta eran totalmente diferentes: carga promedio 100MWe y un exceso de aire muy ajustado en los periodos de funcionamiento con carbón. La Tabla 5.25 recoge el valor de las pérdidas por inquemados en los periodos de co-combustión de las seis pruebas a carga parcial y en periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día y en días próximos.

Tabla 5.25. L_{UC} (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	2,1520	1,8830	2,5306	2,1955	1,0945	2,8935
Día de prueba	5,3040	3,4544	4,1679	3,5856	2,1603	4,3454
Solo carbón 1	5,4212	3,5066	4,0000	3,4420	2,1724	4,6680
Solo carbón 2	4,2748	2,7650	4,0898	3,5189	2,0450	3,6813
Solo carbón 3		3,3008	4,1483	3,5690		

Si se comparan con los obtenidos en las pruebas a plena carga puede comprobarse como estas pérdidas son ahora mucho mayores. La premisa de trabajar con un exceso de aire ajustado, con

el fin de disminuir el caudal de gases a extraer de la caldera, penalizó los inquemados. Además, dentro de cada prueba, los valores en los periodos de co-combustión son significativamente inferiores al resto. Como se verá a continuación, este resultado está relacionado, de nuevo, con el ajuste en el exceso de aire en los periodos de co-combustión al no dar la carga, lo que supuso una disminución del porcentaje de inquemados en los residuos sólidos.

La Figura 5.43 muestra los resultados de la tabla anterior en función de la energía promedio que entraba a caldera con el combustible en cada periodo. En ella queda reflejado como los valores obtenidos en el periodo de co-combustión son, en general, menores que el resto como ya se ha señalado. El menor valor se obtiene para la prueba 14, encontrándose también en la zona inferior de la figura las pérdidas correspondientes a los periodos de funcionamiento solo con carbón relacionados con ese día. Este hecho es consecuencia de que las muestras recogidas durante esa prueba fueran las que presentaran el menor porcentaje de inquemados (tanto en co-combustión como en funcionamiento solo con carbón) de todas las pruebas a carga parcial. El caso contrario ocurre con la prueba 15, que fue la que presentó un mayor porcentaje de inquemados en las muestras recogidas en la etapa de co-combustión (puede revisarse la Tabla 3.19).

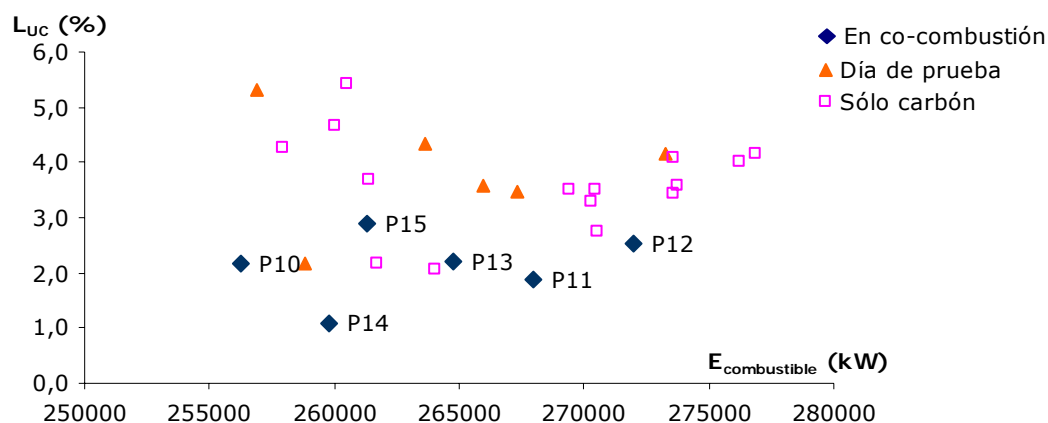


Figura 5.43. Pérdidas por inquemados sólidos en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Dado que el análisis llevado a cabo sobre la influencia del porcentaje de sustitución en las pruebas a plena carga es totalmente válido para las realizadas a carga parcial, no se va a incidir de nuevo en estos aspectos. Por el contrario, las condiciones de funcionamiento de la caldera en las pruebas a carga parcial sí que fueron muy diferentes a las de las anteriores, por lo que sí que se va a analizar de nuevo la relación entre el tamaño de partícula y la variación de las pérdidas por inquemados en co-combustión y cómo influyó, en esta posible relación, las condiciones particulares de funcionamiento y la evolución del porcentaje de oxígeno en caldera.

La Figura 5.44 representa el valor ΔL_{UC} para las diecisiete pruebas en función de la granulometría de la biomasa utilizada en cada una de ellas. Se ha considerado interesante representarlas de forma conjunta con las anteriores para poner de manifiesto las diferencias entre los resultados obtenidos para los dos tipos de pruebas. Puede comprobarse como las pérdidas por inquemados disminuyen en todas las realizadas a carga parcial, y que esta disminución es mucho mayor que cualquiera de las variaciones obtenidas en las pruebas a plena carga. Así, por ejemplo, tanto para prueba 6 como para la 16 en las que el aumento y la disminución de las pérdidas, respectivamente, fue mucho mayor que en el resto de pruebas realizadas a plena carga, ΔL_{UC} , en

valor absoluto, en estas pruebas es casi tres veces menor que en la prueba 14, que sería el menor incremento obtenido en las pruebas a carga parcial.

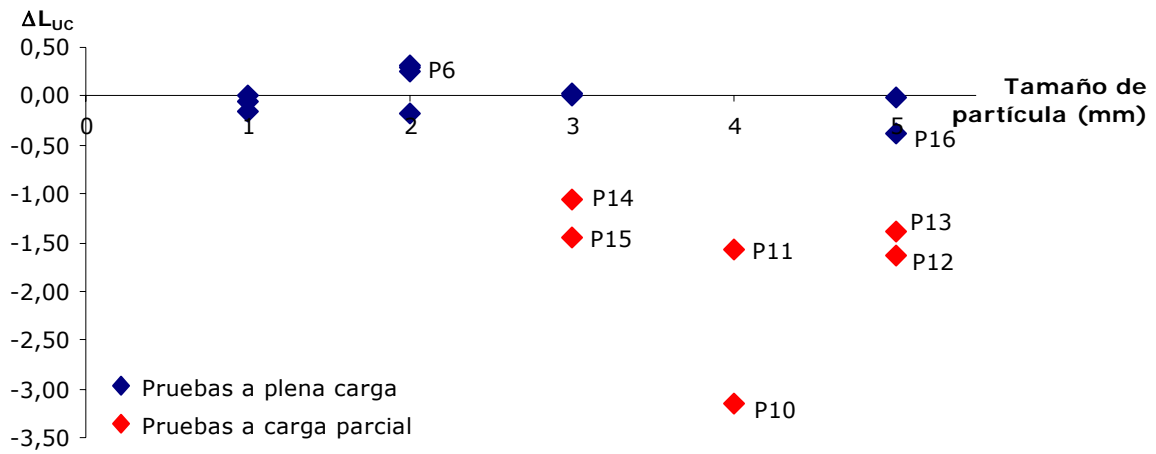


Figura 5.44. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).

Como ya ocurría en las pruebas a plena carga, la evolución de ΔL_{UC} que aparece en la figura está directamente relacionada por la variación de inquemados en las muestras recogidas durante las pruebas, de forma que es muy similar a la mostrada en la Figura 3.43 y que también se ha analizado en el Capítulo 3. En dicho análisis se ha comprobado que estos resultados, tan distintos a los obtenidos en las pruebas a plena carga, se encuentran relacionados con la situación de funcionamiento particular y de nuevo con la evolución del exceso de aire durante la prueba. Este parámetro resulta crítico en estas pruebas por lo que resulta lógico pensar que éste será el condicionante principal de los resultados obtenidos.

La Figura 5.45 representa los valores ΔL_{UC} frente a la variación del exceso de aire en caldera entre el periodo de co-combustión y los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era la misma ($\Delta O_{2,ent}$). También, en este caso, se han representado conjuntamente los resultados relativos a los dos tipos de pruebas.

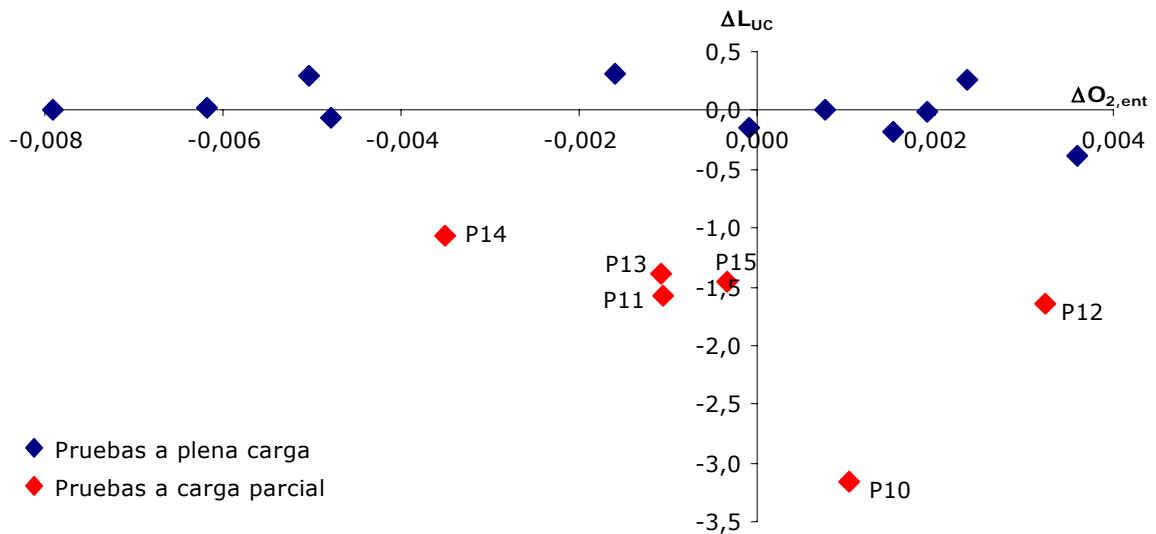


Figura 5.45. Variación de las pérdidas por inquemados (ΔL_{UC}) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent}$)..

En una primera revisión de esta figura se comprueba como la relación prevista entre $\Delta O_{2,ent}$ y ΔL_{UC} , para las pruebas realizadas a carga parcial, solo se cumple en las pruebas 10 y 12, en las que un aumento del porcentaje de oxígeno en el periodo de co-combustión implica una disminución de las pérdidas por inquemados. Sin embargo, cabe destacar que esta es mucho mayor que la obtenida en las pruebas a plena carga aunque los valores de $\Delta O_{2,ent}$ se encuentran dentro del mismo rango (<0,004 puntos). En las otras cuatro pruebas (11, 13, 14 y 15) el porcentaje de oxígeno en gases es menor en el periodo de co-combustión ($\Delta O_{2,ent} < 0$) y sin embargo las pérdidas por inquemados también disminuyen ($\Delta L_{UC} < 0$), lo que *a priori*, resulta contradictorio. De nuevo la justificación hay que buscarla en las propias particularidades de estas pruebas.

Si se tienen en cuenta las condiciones en las que se estaba trabajando en la etapa I de cada una de las pruebas estas fueron significativamente distintas a las del periodo de co-combustión. En general se estaba trabajando a mayor carga y con un exceso de aire muy ajustado. Al no variar la cantidad de aire que entraba a caldera y no llegar a dar la carga de partida, el exceso de aire aumentaba en el periodo de co-combustión. Al aplicar la metodología desarrollada en esta tesis, en estas pruebas no han sido válidos para la comparativa los puntos de funcionamiento solo con carbón de la etapa I, al contrario de lo que ocurría en la mayoría de las pruebas a plena carga. Sin embargo, las muestras de escorias y cenizas volantes, cuya composición se ha utilizado para calcular los inquemados, sí que fueron tomadas en ese periodo, periodo en el que el exceso de aire, que influye directamente sobre el proceso de combustión, era totalmente distinto al del tomado como válido para la comparativa.

Sirva como ejemplo los resultados obtenidos en la prueba 14. La Figura 5.46 muestra, para dicha prueba, el valor del porcentaje de oxígeno en los gases a la salida de caldera ($O_{2,ent}$) en función de la energía que entraba a caldera en co-combustión en tres periodos distintos: en el periodo de co-combustión, en el utilizado en la comparativa trabajando solo carbón el mismo día y durante la etapa I de la prueba.

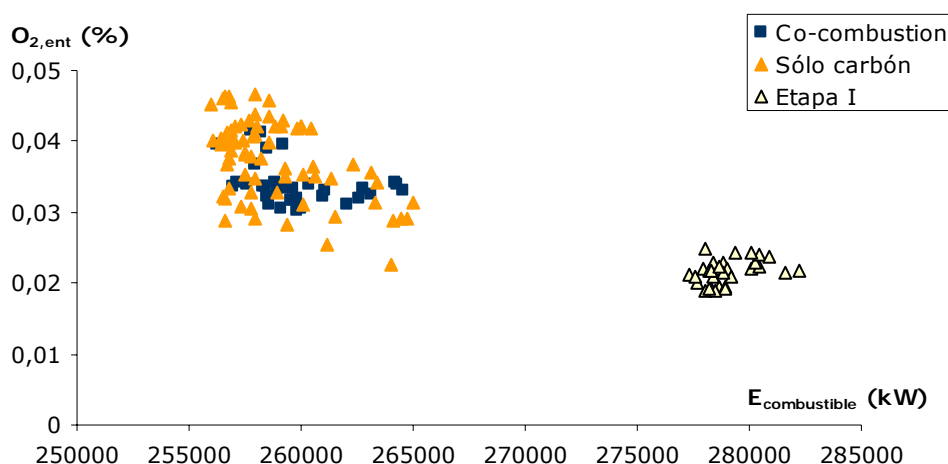


Figura 5.46. Porcentaje de oxígeno en gases en tres periodos distinto - prueba 10.

Quedan reflejados claramente en la misma los dos aspectos que acaban de comentarse:

- 1º. Los puntos de funcionamiento de la etapa I no cumplen la condición impuesta en la metodología para poder ser comparados con los del periodo de co-combustión, es decir la energía que estaba entrando en caldera con el combustible no era la misma y, por lo tanto, esta trabajaba en condiciones distintas no comparables.

2º. El porcentaje de oxígeno en caldera era similar en los dos periodos utilizados en la comparativa e incluso mayor en algunos de los puntos en funcionamiento solo con carbón, lo que ha supuesto que, al trabajar con valores promedio $\Delta O_{2,ent}$ sea negativo. Sin embargo el oxígeno fue muy superior en co-combustión respecto a la etapa I de la prueba trabajando solo con carbón lo que, sin duda, influyó en la disminución del porcentaje de inquemados detectado en las muestras recogidas durante la misma.

Este comportamiento se repite en cinco de las seis pruebas a carga parcial. Solo la prueba 15 no responde así, debido a que el exceso de aire se mantuvo muy similar en los tres periodos comparados.

La Figura 5.47 representa, de nuevo, el valor de ΔL_{UC} en cada prueba pero ahora frente a la variación del exceso de aire promedio entre el periodo de co-combustión y el de la primera etapa de cada prueba funcionando con carbón, es decir, en el periodo en el que realmente se tomaron las muestras de cenizas y escorias, y que en el Capítulo 3 ya se ha designado como $\Delta O_{2,ent,muestras}$. Si se compara esta figura, similar a la recogida en el Capítulo 3 para la variación de inquemados (Figura 3.45), con la mostrada anteriormente (Figura 5.45), se comprueba como ahora el aumento drástico del oxígeno en caldera, mucho mayor que en las pruebas a plena carga, sí que parece ser la causa de la disminución significativa de las pérdidas por inquemados. Este hecho pone de manifiesto que la asignación de inquemados que se está realizando a partir de los datos disponibles no resulta adecuada para estas pruebas. Es de prever que el valor de los inquemados en los periodos de funcionamiento con carbón fueran distintos a los de la etapa I, que es en los que se tomo la muestra, y, por tanto, también el de las pérdidas asociadas. La figura refleja además que el efecto analizado no tiene lugar en las pruebas a plena carga, para las que los valores de los dos $\Delta O_{2,ent}$ y $\Delta O_{2,ent,muestras}$ son muy similares y cumplen en todos los casos la misma tendencia. Para estas pruebas la asignación de inquemados realizada sí sería válida y como consecuencia, también los resultados obtenidos para esta pérdida.

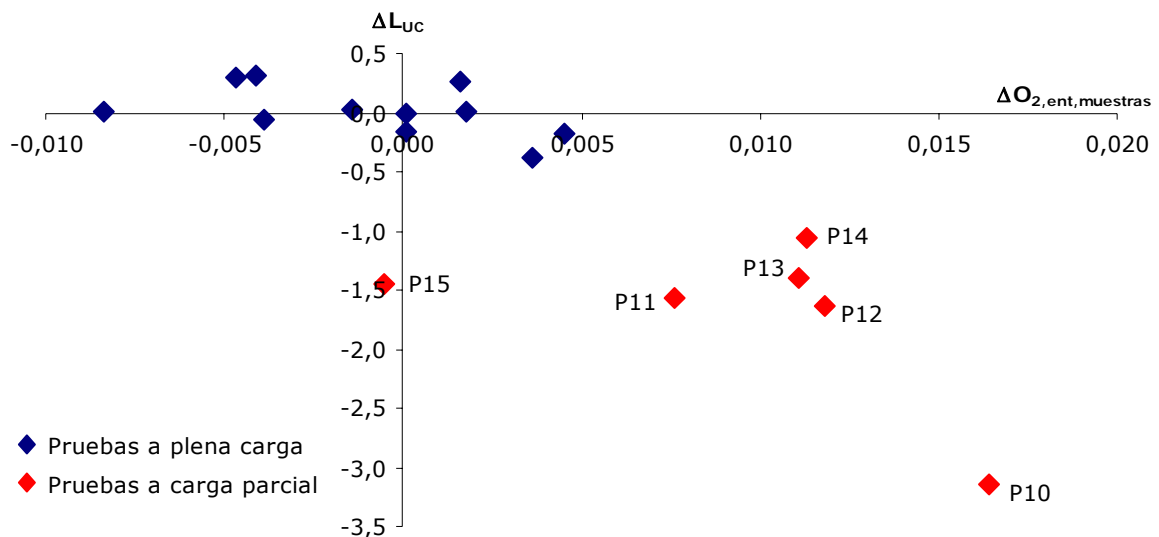


Figura 5.47. Variación de las pérdidas por inquemados en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera entre las etapas en las que se tomaron las muestras ($\Delta O_{2,ent,muestras}$) (ambas variables en puntos porcentuales).

Se puede destacar que el resultado obtenido para la prueba 15, no estaría de acuerdo con los valores previstos *a priori*. Este podría estar relacionado, al igual que ocurría en la prueba 5, con

los altos porcentajes de inquemados detectados en alguna de las muestras recogidas (ver Tabla 3.11). Llegados a este punto, cabe recordar que existen numerosos factores que no fueron controlados, que pudieron incidir sobre alguno de los valores y que resulta imposible tener en cuenta en cada caso particular.

– **Resumen de resultados.**

A la vista de los resultados obtenidos para las pérdidas por inquemados tanto en las pruebas a plena carga como a media, puede concluirse que:

- No se ha encontrado relación entre el tamaño de partícula y la variación de las pérdidas por inquemados. Los resultados obtenidos han venido condicionados por el porcentaje de oxígeno con el que se estaba trabajando en los periodos en los que se recogieron las muestras más que con las características de la biomasa.
- Trabajar con un exceso de aire mayor de lo habitual favorece la disminución de inquemados, o permite controlarlos según se ha visto en las pruebas a 5 mm. Sin embargo no hay que olvidar que se estarían penalizando al mismo tiempo las pérdidas en gases, según se ha analizado en el apartado 5.3.1., además de aumentar el consumo de auxiliares en la planta. Otros autores, en experiencias similares, ya han planteado que resulta necesario establecer qué exceso de aire es el adecuado en función de la estrategia de la planta (Zemo et ál.. (2002), Boylan (1996)).
- No ha sido posible cuantificar la influencia del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en estas pérdidas al no disponer de datos suficientes para estimar si los inquemados variaban dentro del periodo de co-combustión en función de la cantidad de biomasa.
- En las pruebas a carga parcial, el hecho de que el exceso de aire con el que se trabajó en los periodos en los que se tomaron las muestras fuera muy distinto del que existía en los periodos que luego se utilizan para la comparación, hace prever que el porcentaje real de inquemados en cenizas volantes y escorias sería muy diferente. Por ello, el valor estimado para la variación de las pérdidas por inquemados en estas pruebas, que son muy inferiores en co-combustión, no es real. Hay que tener en cuenta que para los resultados obtenidos en otras pérdidas este efecto no tiene trascendencia, dado que sí que se dispone de todos los valores necesarios para su cálculo en el periodo correspondiente (temperatura de gases, caudal de gases, características de los combustibles, etc.)

– **Pérdidas por inquemados corregidas.**

Teniendo en cuenta que todo parece indicar que los resultados obtenidos para las pérdidas por inquemados en las pruebas a carga parcial no reflejan lo que habría ocurrido en una situación habitual de funcionamiento, se propone corregir dichas pérdidas para estas pruebas. Para ello, resulta interesante distinguir entre el valor de estas pérdidas y su variación entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón y compararlos con los que se obtuvieron en las pruebas a plena carga.

- En relación al valor, éste es muy superior a los de las pruebas realizadas a plena carga en cinco de las seis pruebas a carga parcial y en los dos periodos. Este valor pudo estar

condicionado por distintos factores tales como el hecho de trabajar con una mayor inestabilidad en la caldera, un caudal de aire más ajustado, una temperatura de gases más alta etc., todo ello ligado a las condiciones particulares de funcionamiento. Cabría pensar que si las condiciones hubieran sido las adecuadas, los valores de inquemados se habrían mantenido en los mismos rangos que en las pruebas a plena carga. Así, en la prueba 14 en la que tanto el porcentaje de oxígeno en caldera como la temperatura de gases fue similar al de otras pruebas a plena carga en la etapa de co-combustión (ver resultado de la prueba 7 o la prueba 16 en la Tabla 5.26), el valor de inquemados fue también muy parecido, a diferencia de lo que ocurrió en el resto (ver resultados de la prueba 12 en la misma tabla).

Tabla 5.26. Comparación de resultados obtenidos en la etapa de co-combustión para cuatro pruebas distintas.

	Pr. 7	Pr. 16	Pr. 14	Pr. 12
$O_{2,ent}$	0,0369	0,0307	0,0339	0,0254
$T_{g,sal,c}$	194,0	193,6	196,5	218,5
Inquemados	0,0034	0,0044	0,0045	0,0103
$L_{UC} (\%)$	0,8477	0,8084	1,0945	2,5306

- En relación a la variación de esta pérdida entre los dos periodos comparados para cada prueba, se ha comprobado que ésta vino marcada, aunque pudieran influir otros factores, por cómo varió el porcentaje de oxígeno en caldera entre las dos etapas en las que se tomaron las muestras. En la Tabla 5.27, que presenta los resultados para las mismas cuatro pruebas que en la tabla anterior, queda reflejado tanto la diferencia en la magnitud de dichas variaciones, como la influencia del porcentaje de oxígeno sobre la variación de las pérdidas por inquemados en todos los casos.

Tabla 5.27. Variación de las pérdidas por inquemados y del porcentaje de oxígeno en caldera en cuatro pruebas distintas en puntos porcentuales.

	Pr. 7	Pr. 16	Pr. 14	Pr. 12
$\Delta O_{2,ent,muestra}$	-0,0045	0,0036	0,0113	0,0118
$\Delta L_{UC,coco}$	0,3006	-0,3859	-1,0658	-1,6373

Teniendo en cuenta ambas consideraciones podrían recalcularse las pérdidas por inquemados para las pruebas a carga parcial suponiendo, que el valor de los inquemados fuera similar al de las pruebas a plena carga y que, además, el oxígeno hubiera variado según indican los periodos comparados (co-combustión y funcionamiento sólo con carbón del día de la prueba), y no como lo hizo entre las dos etapas en las que se tomaron las muestras.

La Figura 5.48 representa el procedimiento para la obtención de los nuevos valores de inquemados en los dos periodos. En un primer paso, se ha obtenido la relación entre los inquemados y el porcentaje de oxígeno en caldera en las pruebas a plena carga tanto en co-combustión como para el periodo de funcionamiento solo con carbón. Con estas dos relaciones, en un segundo paso, se han recalculado los valores que habrían tenido los inquemados en las pruebas a carga parcial, teniendo en cuenta el porcentaje de oxígeno promedio con el que se estaba trabajando en cada periodo. Los nuevos valores se encuentran recogidos en la Tabla 5.28.

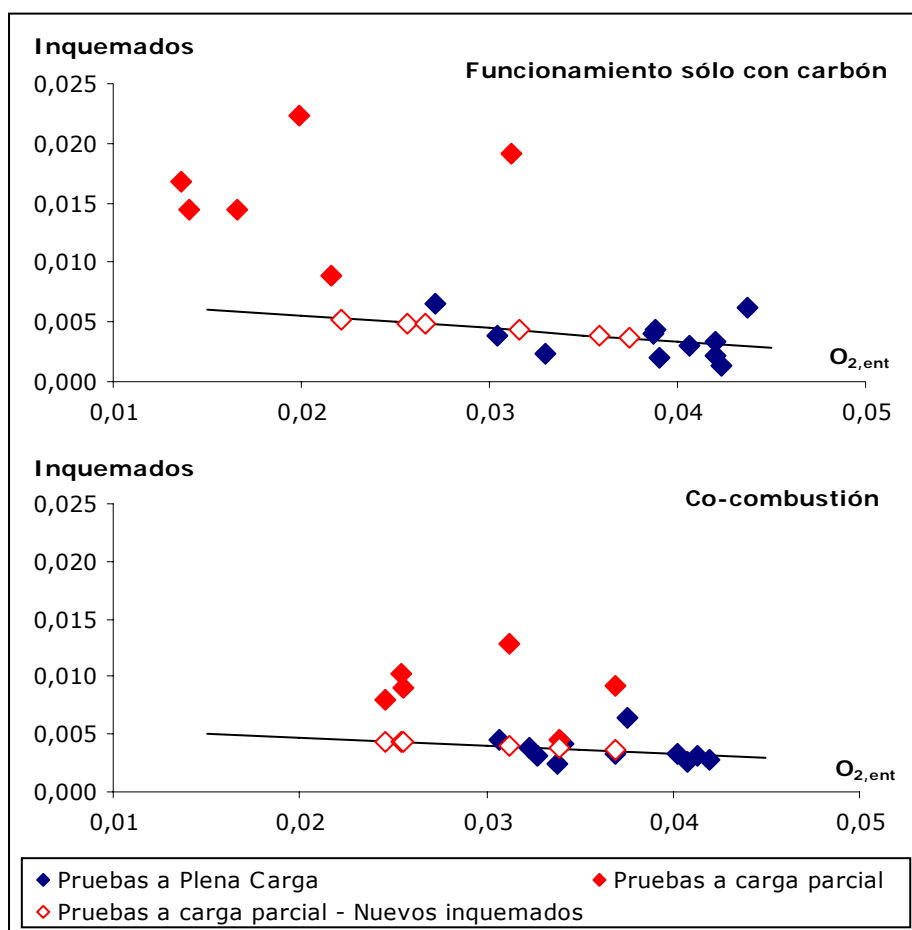


Figura 5.48. Nueva asignación de inquemados. Procedimiento.

Tabla 5.28. Valor de inquemados corregido ($Inquemados_c$) para las pruebas a carga parcial.

	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,0036	0,0044	0,0043	0,0043	0,0038	0,0040
Solo carbón	0,0038	0,0049	0,0053	0,0048	0,0037	0,0043

Con estos valores de inquemados se han recalculado las pérdidas para las seis pruebas a carga parcial. La Tabla 5.29 muestra el nuevo valor promedio de las mismas en la etapa de co-combustión y en la de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba, valores que son significativamente inferiores a los recogidos en la Tabla 5.25.

Tabla 5.29. $L_{uc,c}$ (%) corregidas en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,8486	1,0438	1,0549	1,0456	0,9172	0,9025
Día de prueba	0,9146	1,1770	1,3170	1,1926	0,8973	0,9755

La Figura 5.49 presenta la variación de estas nuevas pérdidas por inquemados en función del tamaño de partícula. Puede comprobarse como esta es ahora similar a la obtenida en las pruebas a plena carga. La figura parece mostrar una tendencia a que las pérdidas disminuyan más cuanto mayor sea el tamaño de partícula de la biomasa, sin embargo este resultado, según puede comprobarse en la Figura 5.50., viene condicionado por como evolucionó el porcentaje de oxígeno entre los periodos comparados en el caso de las pruebas que presentan una mayor variación (prueba 6, 7, 12 y 16). En el resto de pruebas las variaciones son prácticamente las mismas, independientemente del tamaño de partícula y su valor se encuentra entre -0,18 puntos para la prueba 4 y +0,03 puntos para la 9. No hay que olvidar que los resultados para las pruebas a carga parcial son una aproximación mayor que los obtenidos para el caso de las pruebas a plena carga en los que se ha utilizado los valores de inquemados recogidos durante las mismas.

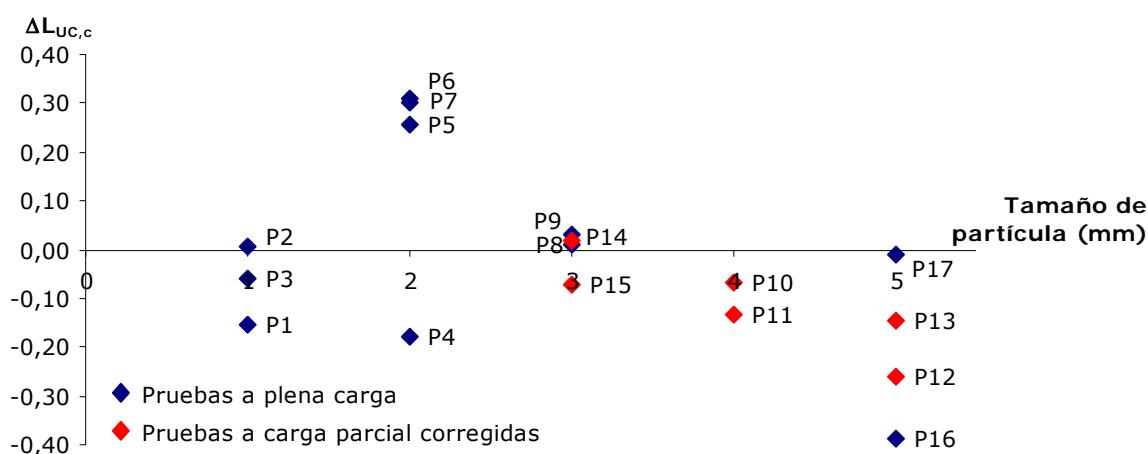


Figura 5.49. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$) en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).

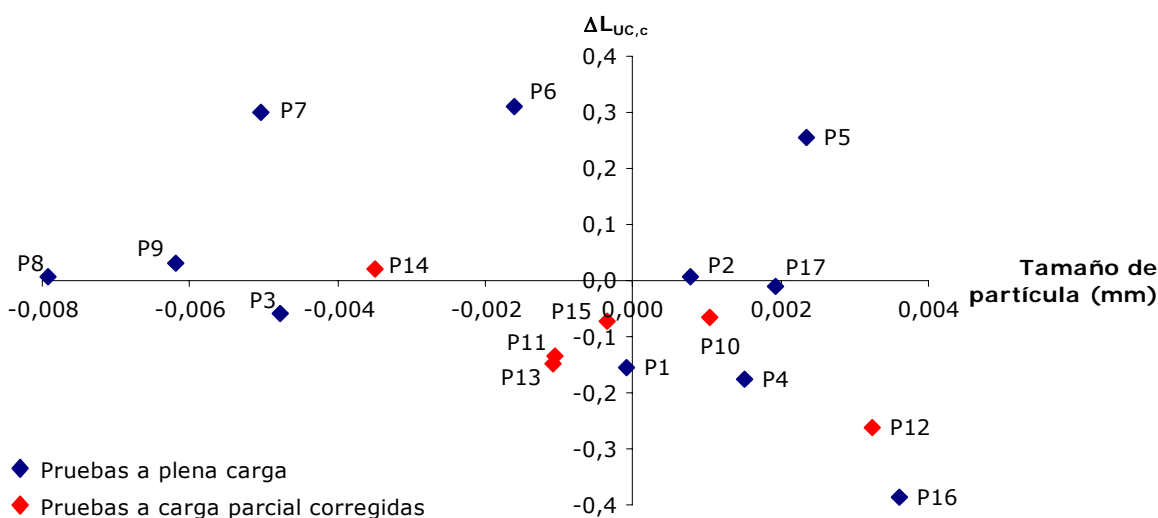


Figura 5.50. Variación de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$) en función de la variación del porcentaje de oxígeno en gases a la salida de caldera ($\Delta O_{2,ent,pruebas}$) (ambas variables en puntos porcentuales).

5.3.6 Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en escorias (L_p).

En el proceso de combustión se generan residuos sólidos que cruzan la frontera con cierta energía debido a su temperatura y que debe contabilizarse como una pérdida. Estas dependerán, según se ha visto en el Capítulo 4, tanto de la temperatura a la que se encuentran los residuos (cenizas volantes o escorias) como de su caudal. Ambos factores pueden variar en co-combustión. En este apartado se va a analizar la influencia de la co-combustión sobre las pérdidas por calor sensible en escorias (L_p) y en el siguiente sobre las asociadas al calor sensible en cenizas volantes (L_d).

En relación a las pérdidas por calor sensible en escorias (L_p) la temperatura a la que abandonan la frontera se ha considerado igual a la temperatura dentro del edificio donde se encuentra ubicada la caldera, y que al trabajar en condiciones estándar es la misma en todos los periodos comparados. El caudal (m_{esc}) es el 30% del total de los residuos (cenizas volantes más escorias) y es función, a su vez, del porcentaje de cenizas del combustible utilizado (Ce) y de la cantidad de combustible inquemado (Inquemados), según se ha visto en el Capítulo 4, ecuaciones (4.27) y (4.28).

Las Tablas 5.30 y 5.31 presentan el contenido en cenizas del carbón y la biomasa utilizados en cada prueba. Si se compara este valor con el de Inquemados (Tablas 5.22 y 5.23), se puede comprobar que la contribución de estos últimos al caudal total de residuos, y, por ende, a las pérdidas asociadas, va a ser muy inferior dado que, en la mayoría de los casos, la cantidad de inquemados por unidad de combustible es mucho menor que el contenido en cenizas, sobre todo en las pruebas a plena carga.

Tabla 5.30. Contenido en ceniza de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a plena carga.

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
$Ce_{carbón}$ (%)	0,3159	0,2716	0,2653	0,2799	0,2799	0,3118	0,3118	0,2999	0,2919	0,2120	0,2120
$Ce_{biomasa}$ (%)	0,0056	0,0060	0,0053	0,0044	0,0059	0,0057	0,0070	0,0047	0,0042	0,0066	0,0070
$\Delta Ce_{1\%}$	0,985	0,982	0,983	0,987	0,982	0,987	0,984	0,987	0,987	0,970	0,967
% sustitución en energía	5,79	3,60	4,03	4,80	4,85	4,00	4,06	6,52	2,82	4,50	3,99

Tabla 5.31. Contenido de ceniza de la biomasa y el carbón utilizado en las pruebas a carga parcial.

	P10	P11	P12	P13	P14	P15
$Ce_{carbón}$ (%)	0,3094	0,3094	0,3087	0,3087	0,3273	0,2724
$Ce_{biomasa}$ (%)	0,0066	0,0079	0,0045	0,0066	0,0050	0,0032
$\Delta Ce_{1\%}$	0,984	0,981	0,989	0,984	0,987	0,989
% sustitución en energía	7,38	4,99	4,82	8,22	3,77	5,47

Por otro lado, la biomasa utilizada en las pruebas tiene un porcentaje de cenizas prácticamente despreciable frente al del carbón (ver Tablas 5.30 y 5.31), lo que supondrá una disminución del contenido en cenizas al usar la mezcla de combustibles. Dicho contenido es algo más estable en las muestras de carbón que en las de biomasa, al igual que ocurría con el contenido de hidrógeno y humedad. En el caso del combustible fósil solo se aprecia una diferencia significativa entre el contenido en cenizas del carbón utilizado en las pruebas 16 y 17 y el del resto, diferencia que

podría estar relacionada con el hecho de que estas dos pruebas se llevaron a cabo mucho más tarde que las demás y que, por lo tanto, podría estar utilizándose un carbón algo diferente. A pesar de estas variaciones, como en este caso el contenido en cenizas de la biomasa es prácticamente despreciable frente al del carbón, el valor de $\Delta Ce_{1\%}$, es decir, la disminución del contenido en cenizas del combustible por cada uno por ciento de sustitución en energía de carbón por biomasa, es aproximadamente igual en todas y muy cercano al 1%. Todo ello va a suponer una disminución del caudal de residuos y que dicha disminución coincida con el porcentaje de sustitución en masa de carbón por biomasa.

La Tabla 5.32 recoge el valor promedio de las pérdidas por calor sensible en escorias en los periodos de co-combustión de las pruebas a plena carga, así como para periodos de funcionamiento solo con carbón en los que la energía que entraba a caldera con el combustible era aproximadamente la misma. Puede comprobarse como su valor, y también su variación según se verá a continuación, son mucho menores que en el resto de pérdidas analizadas, por lo que su influencia sobre el resultado final va a ser prácticamente despreciable.

Tabla 5.32. L_p (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,0065	0,0057	0,0053	0,0056	0,0055	0,0075	0,0075	0,0061	0,0058	0,0037	0,0037
Día de prueba	0,0069	0,0059	0,0055	0,0058	0,0058	0,0078	0,0078	0,0065	0,0060	0,0039	0,0039
Solo carbón 1	0,0075	0,0066	0,0057	0,0061	0,0061	0,0065	0,0065	0,0061	0,0060	0,0036	0,0036
Solo carbón 2	0,0067	0,0070	0,0065	0,0061	0,0061	0,0074	0,0074	0,0061	0,0058	0,0038	0,0037
Solo carbón 3	0,0067	0,0057	0,0058	0,0067	0,0067	0,0076	0,0076	0,0060	0,0061	0,0037	0,0037
Solo carbón 4			0,0053	0,0060	0,0060	0,0081		0,0061	0,0062	0,0040	0,0039
Solo carbón 5								0,0061	0,0061	0,0040	0,0040

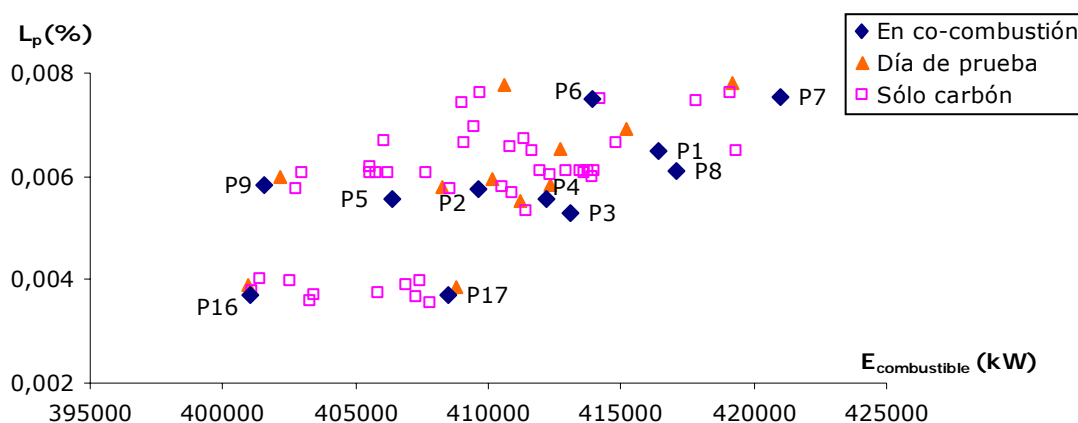


Figura 5.51. Pérdidas por calor sensible en escorias en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

La Figura 5.51 representa los valores recogidos en la Tabla 5.32 en función de la energía promedio que entraba en caldera con el combustible en cada periodo. En la parte inferior se encuentran los resultados obtenidos para las pruebas 16 y 17, tanto en el periodo de co-combustión como en el de funcionamiento con carbón del propio día, debido a que, como ya se

ha señalado, el combustible fósil utilizado tenía un porcentaje en cenizas significativamente inferior al resto (ver Tabla 5.30). Los puntos que se encuentran en sus proximidades corresponden a periodos de funcionamiento solo con carbón de otros días en los que el combustible fósil tenía unas características similares. Uno de los carbones con mayor porcentaje en cenizas fue el utilizado el día que se llevaron a cabo las prueba 6 y 7 lo que ha supuesto que el valor de las pérdidas por calor sensible en escorias en esos periodos (tanto en co-combustión como en funcionamiento solo con carbón) fuera algo mayor al resto.

Resultados similares se han obtenido para las pruebas a carga parcial (Tabla 5.33 y Figura 5.52). El valor de estas pérdidas es algo mayor que el que se obtiene en las pruebas realizadas a plena carga debido a que el contenido en cenizas del carbón utilizado en estos días y, sobre todo, el porcentaje de inquemados en las muestras de residuos sólidos eran mayores. Ambos factores actúan negativamente sobre estas pérdidas haciendo que aumenten. En estas pruebas, cabe destacar el resultado obtenido para la prueba 15 que fue la que presentó un mayor porcentaje de inquemados en la etapa de co-combustión, solo superada por la prueba 10 en la etapa de funcionamiento solo con carbón (ver Tabla 5.23), sin embargo, el valor de las pérdidas por calor sensible en escorias de esa prueba son las menores debido al bajo contenido en cenizas del carbón utilizado frente al de las otras cinco (ver Tabla 5.31).

Tabla 5.33. L_p (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,0070	0,0071	0,0074	0,0071	0,0076	0,0060
Día de prueba	0,0078	0,0076	0,0079	0,0079	0,0080	0,0065
Solo carbón 1	0,0077	0,0075	0,0077	0,0076	0,0073	0,0076
Solo carbón 2	0,0053	0,0052	0,0075	0,0075	0,0073	0,0053
Solo carbón 4		0,0074	0,0078	0,0078		

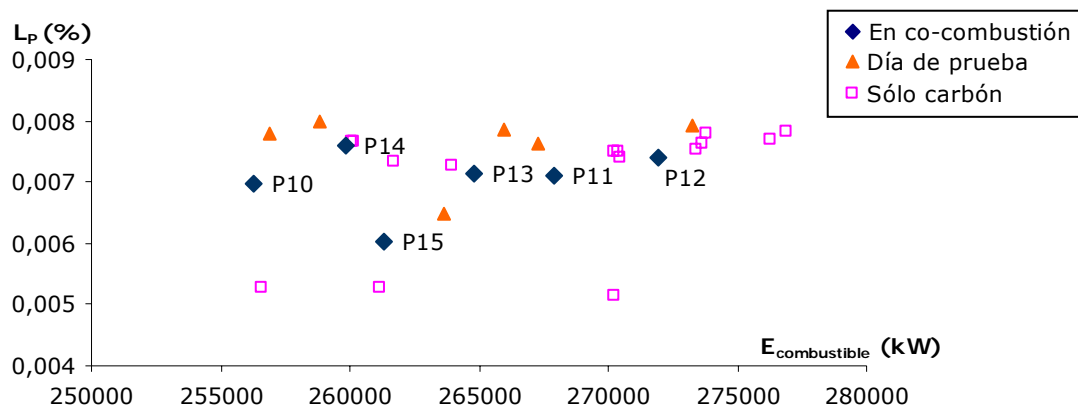


Figura 5.52. Pérdidas por calor sensible en escorias en periodos de funcionamiento con solo carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Dado que, según se ha recordado anteriormente, al trabajar en condiciones estándar la temperatura a la que se calcula la entalpía de las escorias es la misma en todos los periodos, la variación de estas pérdidas entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón dependerá solamente de cómo varíen los inquemados y del contenido en cenizas del

combustible. Esta última será función, a su vez, del porcentaje de sustitución y de la diferencia en el contenido en cenizas entre el carbón y la biomasa.

La Figura 5.53 muestra la variación del valor promedio de las pérdidas por calor sensible en escorias entre el periodo de co-combustión de cada prueba y el de funcionamiento solo con carbón del propio día (ΔL_p) en función del tamaño de partícula de biomasa utilizado en cada prueba. Puede comprobarse como, en todas ellas, estas pérdidas disminuyen en el periodo de co-combustión ($\Delta L_p < 0$). Aunque la variabilidad de los resultados obtenidos hace complicado extraer alguna conclusión, estos parecen indicar que, cuando la variación de inquemados no es significativo (como ocurre en las pruebas a plena carga), la variación de las pérdidas está influenciada únicamente por el contenido en cenizas de los combustibles utilizados y, por tanto, por el porcentaje de sustitución. Al ser dicho contenido menor en el periodo de co-combustión por el uso de biomasa, estas pérdidas disminuyen. Solo en las pruebas a carga parcial en las que la variación de inquemados entre los dos periodos comparados fue significativa, los resultados se han visto influenciados por este segundo factor y siempre de forma positiva (menor en co-combustión). Sin embargo, hay que tener en cuenta que, según se ha concluido en el apartado anterior, estas variaciones habrían sido menores si las condiciones de funcionamiento no hubieran sido tan particulares en estas pruebas.

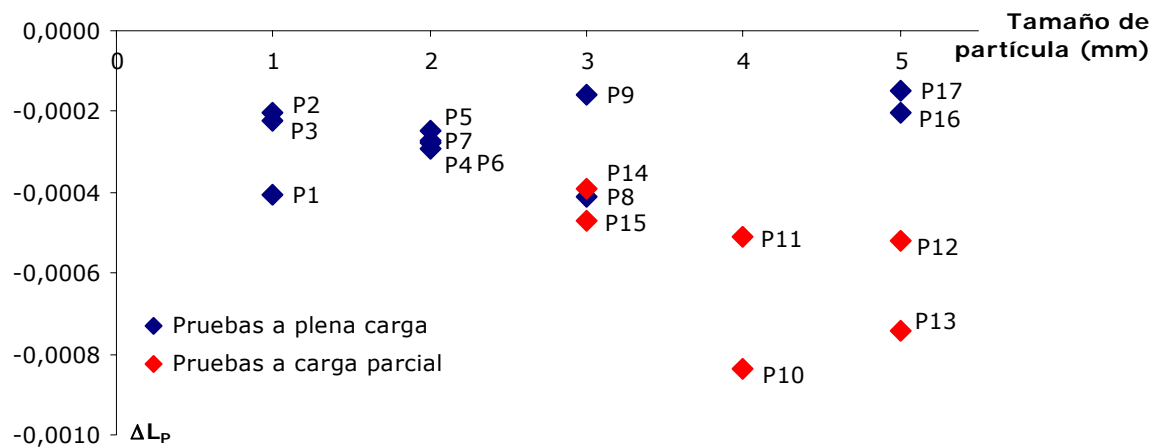


Figura 5.53. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en escorias (ΔL_p) en función del tamaño de partícula de biomasa.

Tomando el valor de inquemados corregido que se ha obtenido en el apartado 5.3.5 para las pruebas a carga parcial, se pueden recalcular también estas pérdidas y su variación. Se ha comprobado que siguen siendo menor en co-combustión en todas las pruebas, es decir ΔL_p vuelve a ser negativo, aunque, en valor absoluto, esta variación es menor. De todas formas, dada que el factor más determinante en dicha variación es la disminución del contenido en cenizas del combustible utilizado, la corrección de inquemados no supone un gran cambio como sí ocurría en el caso de las pérdidas por inquemados.

En relación al porcentaje de sustitución, como ya ocurría con las pérdidas por inquemados, no ha podido analizarse su influencia a partir del parámetro ΔL_p^* por no disponer de datos suficientes para estimar si los inquemados variaban dentro del periodo de co-combustión en función de la cantidad de biomasa.

Por otro lado, el hecho de que el valor de los inquemados influya poco sobre el valor final de estas pérdidas y teniendo en cuenta que el contenido en cenizas del combustible renovable es prácticamente despreciable frente al del carbón, se puede comprobar como existe una relación casi lineal entre ΔL_p y el porcentaje de sustitución en energía promedio en cada prueba, según queda reflejado en la Figura 5.54. Esta relación se ve influenciada por otros factores. Así, por ejemplo, para un mismo porcentaje de sustitución, la disminución de inquemados que se obtuvo en las pruebas a carga parcial supuso que en estas las pérdidas disminuyeran más. Por otro lado, el resultado obtenido para las pruebas 16 y 17, en el que las pérdidas disminuyen menos que otras en las que el porcentaje de sustitución era menor (prueba 2 o 9, por ejemplo) o respecto a otras en las que los inquemados aumentaban (pruebas 6 y 7) está relacionado directamente con el menor porcentaje en cenizas del combustible fósil utilizado el día en el que se llevaron a cabo las pruebas 16 y 17 (ver Tabla 5.30). Este hecho ha supuesto que para un mismo porcentaje de sustitución de carbón por biomasa el contenido de cenizas de la mezcla disminuyera menos y por tanto también estas pérdidas.

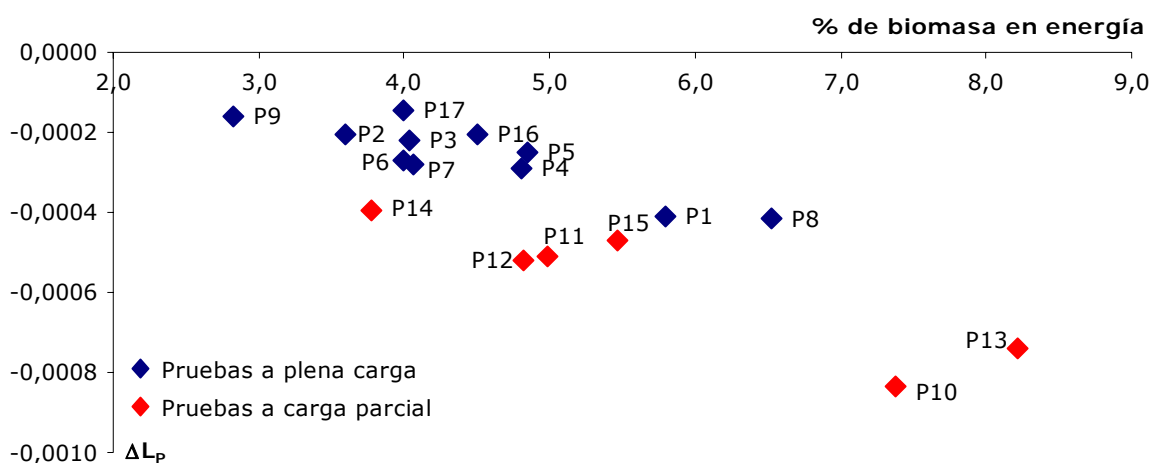


Figura 5.54. Variación de las pérdidas por calor sensible en escorias (ΔL_p), en puntos porcentuales, en función del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en energía.

En resumen, y a la vista de los resultados obtenidos, si el valor de los inquemados no es significativamente mayor en co-combustión, ésta sería positiva en relación a estas pérdidas debido a que el contenido en cenizas del nuevo combustible (mezcla de carbón y biomasa) es menor.

5.3.7 Influencia sobre las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (L_d).

Al igual que ocurría con las escorias, las cenizas volantes suponen cierta pérdida de energía cuando cruzan la frontera debido a su temperatura. El valor final de esta pérdida dependerá tanto de su caudal (m_{cv}), que es en este caso más del doble que el de escorias debido a que se considera que las cenizas volantes son el 70% del total de residuos, como de su temperatura, que dado que las cenizas volantes abandonan la caldera junto a los gases se considera que es temperatura de salida de los gases corregida ($T_{g,sal,c}$) que también es significativamente mayor que a la que se calcula la entalpía de las escorias. Ambos factores hacen que el valor de esta pérdida sea mucho mayor que la analizada en el apartado anterior y de un orden de magnitud similar a otras como las pérdidas por fugas, por humedad o por hidrógeno.

El análisis que se va a realizar es muy parecido al llevado a cabo para las pérdidas por calor sensible en escorias, con la diferencia de que en este caso no solo las pérdidas sino también su variación resulta más significativa y que además, ésta se encuentra influenciada por la diferencia en la temperatura de gases entre los dos periodos comparados.

La Tabla 5.34 recoge el valor promedio de esta pérdida en los periodos de co-combustión de las pruebas a plena carga, así como para periodos de funcionamiento solo con carbón en los que la energía que entrara a caldera con el combustible fuera aproximadamente la misma. En la Figura 5.55 están representados los valores recogidos en la tabla.

Tabla 5.34. L_d (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	0,1554	0,1508	0,1396	0,1659	0,1627	0,2325	0,2310	0,1844	0,1635	0,1134	0,1076
Día de prueba	0,1701	0,1548	0,1493	0,1745	0,1724	0,2396	0,2451	0,1945	0,1669	0,1209	0,1134
Solo carbón 1	0,1828	0,1618	0,1469	0,1809	0,1788	0,1912	0,1937	0,1816	0,1676	0,1167	0,1111
Solo carbón 2	0,1645	0,1782	0,1723	0,1855	0,1847	0,2137	0,2198	0,1844	0,1563	0,1172	0,1157
Solo carbón 3	0,1724	0,1481	0,1476	0,2015	0,1996	0,2237	0,2237	0,1832	0,1756	0,1108	0,1100
Solo carbón 4			0,1351	0,1818	0,1778	0,2379		0,1890	0,1808	0,1184	0,1179
Solo carbón 5								0,1740	0,1795	0,1175	0,1150

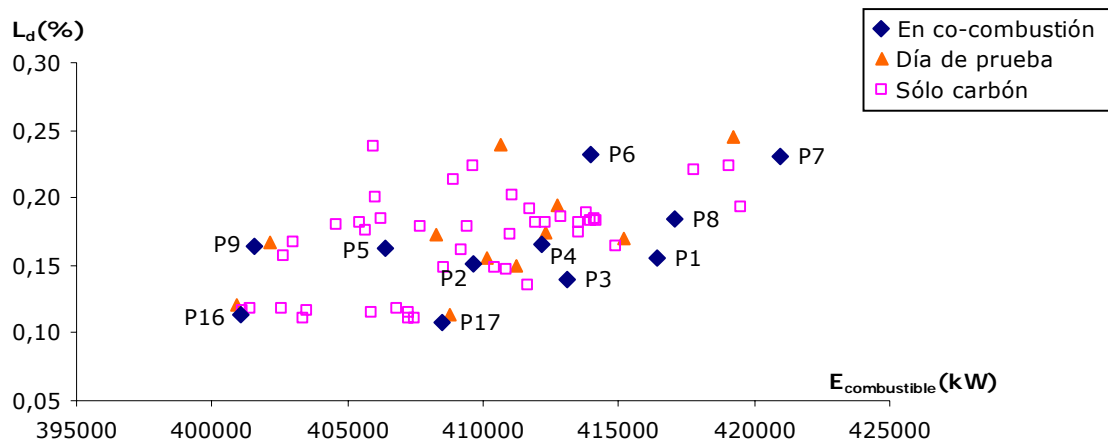


Figura 5.55. Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Aunque los valores son un orden de magnitud mayor, puede comprobarse como la tendencia es muy similar a la obtenida para las pérdidas por calor sensible en escorias (Figura 5.51), lo que pone de manifiesto que principales los factores van a ser, de nuevo, el contenido en cenizas del combustible utilizado y el porcentaje de sustitución más que la temperatura de gases. Así, puede comprobarse como, en las pruebas 1, 2 y 3 el valor de estas pérdidas se mantiene en la zona intermedia aunque la temperatura de gases fue inferior a la del resto, factor que sí ha incidido positivamente en los valores obtenidos para otras pérdidas en estas tres pruebas (en L_G , por ejemplo, ver Figura 5.11).

La Tabla 5.35 y la Figura 5.56 muestran los resultados obtenidos para las pruebas a carga parcial. De nuevo, puede comprobarse como su evolución es similar a la obtenida para las pérdidas por calor sensible en escorias. Solo la prueba 14 presenta un resultado diferente, relacionado, esta vez sí, con el hecho de que la temperatura de gases con la que se trabajaba ese día fuera significativamente inferior a la del resto de días (ver Figura 5.6), lo que ha influido positivamente sobre esta pérdida, haciendo que disminuya.

Tabla 5.35. L_d (%) en co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	0,2430	0,2582	0,2648	0,2449	0,2366	0,2090
Día de prueba	0,2756	0,2680	0,2812	0,2771	0,2484	0,2238
Solo carbón 1	0,2748	0,2782	0,2889	0,2888	0,2714	0,2738
Solo carbón 2	0,1808	0,1755	0,2813	0,2786	0,2375	0,1768
Solo carbón 3		0,2423	0,2744	0,2719		

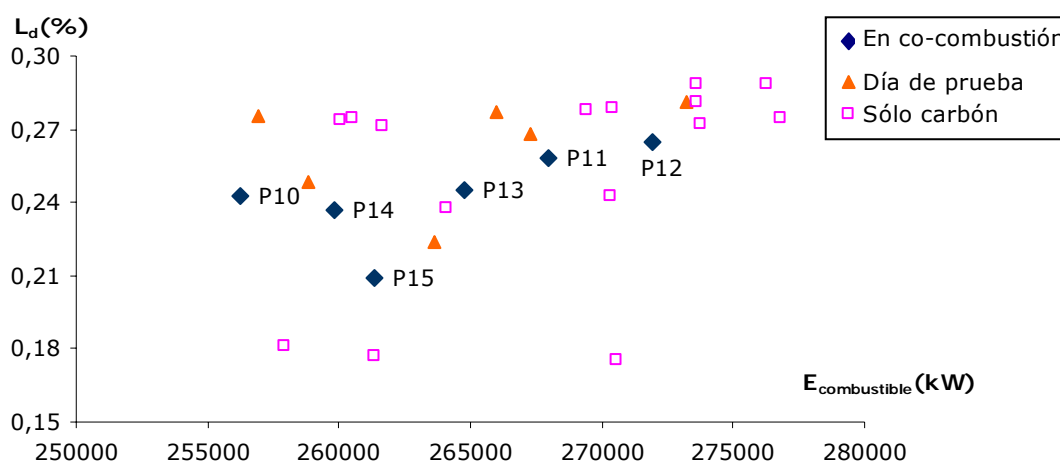


Figura 5.56. Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Si se analizan los factores que pueden hacer variar el valor de estas pérdidas en co-combustión respecto al obtenido en periodos de funcionamiento solo con carbón, los comentarios respecto al porcentaje de sustitución y a la influencia del menor contenido en cenizas de la biomasa son los mismos que en el análisis de las pérdidas por calor sensible en escorias (L_p). En relación al tamaño de partícula de la biomasa, en la Figura 5.57 está representada, en función de este parámetro, la variación del valor promedio de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del mismo día en el que se realizó la prueba (ΔL_p).

En todos los casos estas pérdidas disminuyeron al sustituir un porcentaje de carbón por biomasa, debido tanto al menor contenido en cenizas en la biomasa (Tabla 5.30) como al hecho de que los inquemados no aumentaron significativamente en ninguna prueba. Estas disminuciones, debido a que también lo son las pérdidas, son entre veinte y cincuenta veces mayores que en el caso de

las pérdidas por calor sensible en escorias (Figura 5.53), pero puede comprobarse como la evolución es muy similar, solo afectada en algunos casos por cómo varió la temperatura de gases. Las mayores disminuciones se obtienen en las pruebas 10 y 13 en las que a la disminución de inquemados se une una temperatura de gases significativamente menor en el periodo de co-combustión. La influencia de la evolución de la temperatura también queda reflejada en los resultados de las prueba 11 y 7, por ejemplo. Así, en la primera, aunque el porcentaje de sustitución y la variación de inquemados siguen siendo los mismos que en el caso de las pérdidas por calor sensible en escorias, la temperatura de gases fue significativamente mayor en el periodo de co-combustión lo que ha supuesto que estas pérdidas disminuyan menos que en el resto de pruebas realizadas a carga parcial. El ejemplo contrario se encuentra en la prueba 7 en el que la temperatura de gases disminuyó en co-combustión más que en las otras tres pruebas llevadas a cabo con biomasa a 2 mm, lo que ha supuesto una mayor disminución de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes.

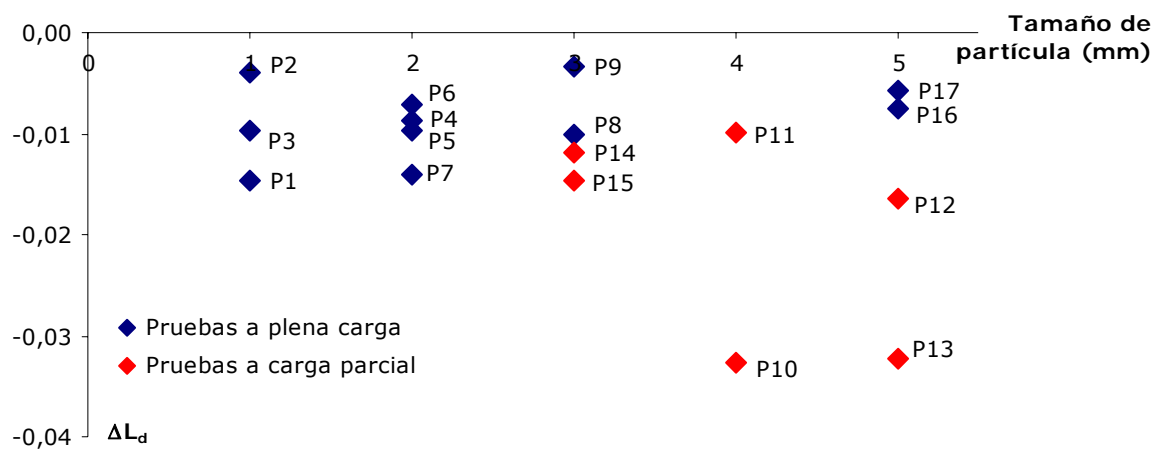


Figura 5.57. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (ΔL_d) en función del tamaño de partícula.

La influencia de la temperatura de gases queda también patente en la relación entre la variación de estas pérdidas y el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en cada prueba (Figura 5.58). Aunque, como puede comprobarse, sigue existiendo una relación lineal entre estos dos parámetros, ésta se ve modificada respecto a la obtenida en el caso de las escorias por cómo varió la temperatura de gases entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón. Sirvan como ejemplo las dos pruebas que acaban de señalarse, prueba 7 y 11.

Así, si se comparan los resultados mostrados en la Figura 5.58 con los de la Figura 5.54, para un mismo porcentaje de sustitución si esta temperatura fue mayor en co-combustión (prueba 11) o menor (como en la prueba 7), las pérdidas por calor sensible en cenizas disminuyeron menos o más respectivamente. A pesar de que el aumento de esta temperatura fue significativo en algunas pruebas, en todas ellas estas pérdidas disminuyeron debido al menor contenido en cenizas de la biomasa. Incluso en la prueba 9 en la que tanto los inquemados como la temperatura de gases aumentaron en co-combustión, estas pérdidas fueron inferiores en esta etapa.

En resumen, los resultados obtenidos demuestran, al igual que ocurría con las asociadas al calor sensible en escorias, que la variación de estas pérdidas se encuentra directamente relacionada con el porcentaje de sustitución promedio en cada prueba, que resulta además un parámetro positivo

en esta experiencia debido al contenido en cenizas prácticamente despreciable de la biomasa utilizada. Solo en aquellos casos en los que la variación de inquemados tiene cierta importancia parece tener influencia sobre los resultados, aunque en este caso de forma mucho menos significativa que en las anteriores debido a la aparición de un tercer factor como es la temperatura de gases que es independiente de la biomasa y que actúa de forma distinta en cada prueba.

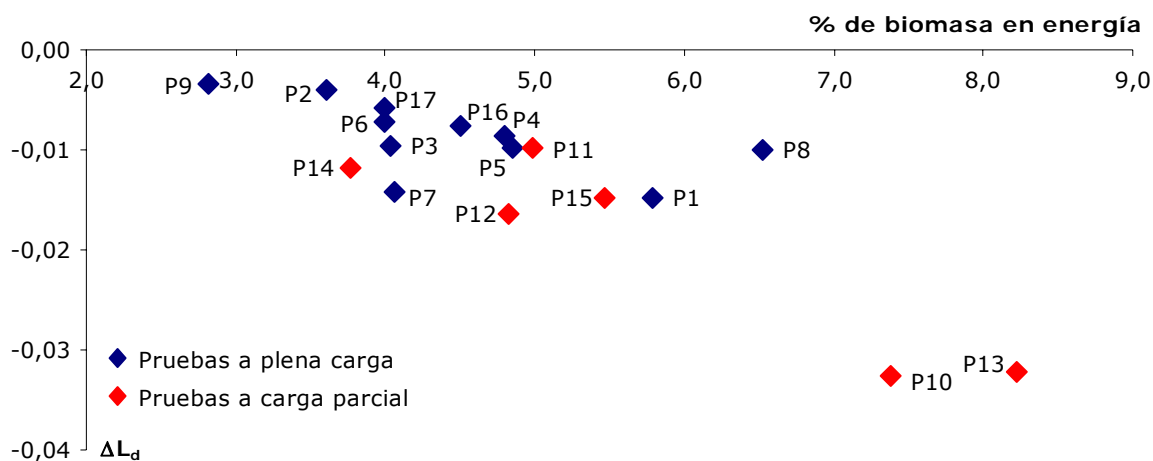


Figura 5.58. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes (ΔL_d) en función del porcentaje de sustitución en energía

Si se calculan estas pérdidas en las pruebas a carga parcial con el nuevo valor de inquemados, la variación sigue siendo negativa pero menor en valor absoluto. Esta corrección, al contrario de lo que ocurría en las pérdidas por inquemados, no influye de forma significativa sobre la variación de estas pérdidas debido a la mayor influencia sobre las mismas de los otros dos factores (variación del contenido en cenizas del combustible y de la temperatura de gases).

5.3.8 Variación de los principales factores que influyen sobre las pérdidas y su relación con la co-combustión.

La variación del rendimiento se calcula según la ecuación (5.3) de forma que el resultado final equivale a la suma de las variaciones estimadas para cada una de las pérdidas entre los dos periodos cambiada de signo. Por tanto, aquellos factores que han supuesto un aumento de las pérdidas en co-combustión incidirán negativamente sobre el rendimiento en ese periodo y viceversa.

$$(5.3) \quad \Delta\eta = \eta_{\text{co-combustión}} - \eta_{\text{carbón}} = -(\Delta L_G + \Delta L_{IK} + \Delta L_H + \Delta L_{mf} + \Delta L_{UC} + \Delta L_p + \Delta L_d)$$

Antes de pasar a analizar los resultados relativos al rendimiento de caldera y a su variación en co-combustión (apartado 5.4), se ha considerado conveniente recopilar los resultados mostrados hasta el momento en este capítulo recordando qué factores influyen en cada pérdida y en su variación, así como su relación con los parámetros de la co-combustión.

Se han identificado una serie de factores que inciden en la variación de las pérdidas en co-combustión. Estos factores han sido: la temperatura de gases a la salida del precalentador corregida ($T_{g,sal,c}$), el porcentaje de oxígeno de los gases a la salida de caldera ($O_{2,ent}$), el porcentaje de hidrógeno ($H_{\text{combustible}}$), de humedad ($Hu_{\text{combustible}}$) y de ceniza ($Ce_{\text{combustible}}$) en el combustible, el porcentaje de combustible inquemado (Inquemados), la temperatura del aire tras

el precalentador aire-vapor ($T_{a,tras,CAV}$), el caudal de fugas en el precalentador aire-gases ($m_{a,fugas}$) y la temperatura de las escorias (T_{esc}).

De todos estos factores, las Tablas 5.36 y 5.37 recogen el valor numérico de la variación que sufren los seis primeros, entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba, ya que se ha comprobado que son los más influyentes sobre las distintas pérdidas. En estas tablas se incluye también el porcentaje promedio de sustitución de carbón por biomasa, en energía y en masa, estimado para cada prueba. Puede comprobarse como el promedio de ambos porcentajes es mayor en las pruebas a carga parcial (Tabla 5.37), precisamente porque con la misma cantidad de biomasa, la que permitía el sistema de alimentación, al estar trabajando la planta a 100 MW frente a los 160 MW que supone la plena carga (Tabla 5.36), podía sustituirse, porcentualmente, más carbón.

Tabla 5.36. Variación en co-combustión de los factores más influyentes sobre el valor de las pérdidas (pruebas a plena carga).

	Porcentaje de sustitución en masa	Porcentaje de sustitución en energía	$\Delta T_{g,sal,c}$ (°C)	$\Delta O_{2,ent}$	ΔH (%)	ΔHu (%)	ΔCe (%)	$\Delta Inquemados$ (kg/kg _{comb.})
Prueba 1	4,83	5,79	-3,7	-0,0001	1,47	-2,67	-4,75	-0,0006
Prueba 2	2,95	3,60	1,2	0,0008	2,46	-2,03	-2,83	0,0001
Prueba 3	3,50	4,03	-3,5	-0,0048	1,68	-2,28	-3,43	-0,0003
Prueba 4	4,13	4,80	0,0	0,0015	5,09	-3,11	-4,07	-0,0008
Prueba 5	4,17	4,85	-2,1	0,0024	5,57	-3,13	-4,09	0,0013
Prueba 6	2,86	4,00	0,8	-0,0016	3,33	-2,19	-2,80	0,0012
Prueba 7	2,95	4,06	-3,5	-0,0050	4,29	-2,23	-2,88	0,0012
Prueba 8	5,50	6,52	1,8	-0,0079	8,20	-3,67	-5,41	0,0000
Prueba 9	2,57	2,82	0,9	-0,0062	4,17	-1,56	-2,53	0,0002
Prueba 16	4,53	4,50	-1,6	0,0036	5,06	-3,00	-4,39	-0,0021
Prueba 17	4,02	3,99	-2,0	0,0019	4,46	-2,64	-3,88	0,0000
PROMEDIO	3,82	4,45	-1,1	-0,0014	4,16	-2,59	-3,73	0,0000

Tabla 5.37. Variación en co-combustión de los factores más influyentes sobre el valor de las pérdidas (pruebas a carga parcial).

	Porcentaje de sustitución en masa	Porcentaje de sustitución en energía	$\Delta T_{g,sal,c}$ (°C)	$\Delta O_{2,ent}$	ΔH (%)	ΔHu (%)	ΔCe (%)	$\Delta Inquemados$ (kg/kg _{comb.})
Prueba 10	5,70	7,38	-2,1	0,0010	7,91	-4,33	-5,62	-0,0131
Prueba 11	3,81	4,99	2,3	-0,0011	5,20	-2,93	-3,71	-0,0062
Prueba 12	3,63	4,82	1,3	0,0032	5,34	-2,60	-3,55	-0,0065
Prueba 13	6,23	8,22	-4,0	-0,0011	9,14	-4,57	-6,10	-0,0054
Prueba 14	3,32	3,77	0,3	-0,0035	3,89	-0,14	-3,27	-0,0044
Prueba 15	4,95	5,47	1,2	-0,0003	4,69	-1,40	-4,89	-0,0064
PROMEDIO	4,61	5,78	-0,2	-0,0003	6,03	-2,66	-4,52	-0,0070

Dos de los resultados mostrados en las Tablas 5.36 y 5.37, la variación de la temperatura de gases ($\Delta T_{g,sal,c}$) y del oxígeno en caldera ($\Delta O_{2,ent}$) se han analizado en profundidad al comienzo de este capítulo y, posteriormente, dichas variaciones se han relacionado con las de las distintas pérdidas sobre las que tienen incidencia. No se ha encontrado ninguna relación entre estos dos

factores y alguno de los parámetros característicos de la co-combustión. Su variación está vinculada a otras variables tales como el protocolo de pruebas o las particularidades del día en que se llevó a cabo la misma. Tanto el oxígeno en caldera como la temperatura de los gases podrían ajustarse convenientemente en funcionamiento continuo para que no se vieran afectados por el cambio de combustible.

Por el contrario, y como resulta evidente, tanto el contenido de hidrógeno, como el de humedad o cenizas sí que se ven directamente influenciados por el cambio de combustible y, según muestran los resultados de las Tablas 5.36 y 5.37, en la misma dirección en todas las pruebas. Así, debido a la composición de la biomasa utilizada frente a la del carbón, el contenido en hidrógeno del combustible aumenta en co-combustión, y lo hace de forma significativa en algunos casos (pruebas 8, 10 y 13), mientras que el de humedad y cenizas disminuyen, siendo en este último caso el decremento muy similar al porcentaje de sustitución en masa. Como ya se ha señalado al analizar las pérdidas por hidrógeno, entre el incremento de este elemento en el combustible y el porcentaje de sustitución en cada prueba no existe una relación lineal, debido a la variabilidad del contenido en hidrógeno de la biomasa. En el caso de la disminución de humedad en el combustible, destacar los valores correspondientes a las pruebas 14 y 15 en las que se trabajó con biomasa sometida solo a secado natural, lo que supuso que la humedad de este combustible fuera muy similar a la del carbón y, por tanto, se viera mucho menos afectada que en el resto de pruebas al sustituir un combustible por otro. Todos estos resultados han supuesto que las pérdidas asociadas (L_H , L_{mfr} , L_p y L_d) se vean directamente influenciadas por el porcentaje de sustitución, factor que actúa negativamente en el caso de las pérdidas por hidrógeno del combustible y favorablemente en las otras tres. Por otro lado todas estas variaciones se encuentran únicamente relacionadas con las características de los combustibles utilizados en la experiencia.

Por último en relación a la variación del combustible inquemado (Δ Inquemados), esta se encuentra directamente influenciada, según se ha visto en apartados anteriores, por el porcentaje de oxígeno en caldera en el periodo en el que se tomaron las muestras de residuos, sobre todo en el caso de las pruebas realizadas a carga parcial. Las condiciones en las que trabajaba la planta mientras se llevaron a cabo estas pruebas ha hecho que lo inquemados disminuyeran en todas ellas en el periodo de co-combustión. En el caso de las pruebas a plena carga, los resultados también se encuentran condicionados por este factor, no habiendo encontrado ninguna relación con el tamaño de partícula de la biomasa. La variación de inquemados incide de forma definitiva en las pérdidas por inquemados, y también, aunque de forma menos significativa, en las de calor sensible en cenizas volantes y escorias. En estas dos últimas, sin embargo, el factor determinante es el porcentaje de sustitución que supone una disminución en el contenido en cenizas del combustible utilizado y, por tanto, del caudal final de residuos (escorias y cenizas volantes).

En la siguiente tabla (Tabla 5.38) se indica cómo variaron en co-combustión todos los factores señalados anteriormente, sobre qué pérdidas influyeron cada uno de ellos así como su relación con lo que se podrían denominar parámetros de la experiencia de co-combustión, es decir, el tipo de biomasa, el porcentaje de sustitución y el tamaño de partícula⁴⁴.

⁴⁴ Aunque también podría considerarse el porcentaje de humedad como un parámetro de esta experiencia del que estudiar su influencia sobre el rendimiento, el hecho de que solo se llevaran a cabo dos de las diecisiete pruebas con biomasa húmeda y las condiciones particulares en las que tuvieron lugar ha supuesto que no sea posible extraer más conclusiones que las presentadas en el apartado 5.3.4.

Tabla 5.38. Factores que pueden influir sobre el rendimiento y su relación con los parámetros característicos de co-combustión: composición de la biomasa, tamaño de partícula y porcentaje de sustitución.

FACTOR	PÉRDIDAS A LAS QUE AFECTA	VARIACIÓN EN CO-COMBUSTIÓN	RELACIÓN DE LA VARIACIÓN DE CADA FACTOR CON:			
			COMPOSICIÓN DE LA BIOMASA UTILIZADA	TAMAÑO DE PARTÍCULA	PORCENTAJE DE SUSTITUCIÓN	OTRAS CAUSAS AJENAS A LA TECNOLOGÍA DE CO-COMBUSTIÓN
Temperatura de gas a la salida corregida ($T_{g,sat,c}$)	$L_G, L_{ik}, L_{mf}, L_H, L_d$	Mantiene la misma evolución que tenía el día de la prueba.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	Depende de la evolución de la temperatura a lo largo del día y del momento que tuvo lugar la prueba.
Porcentaje de oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$)	L_G, L_{UC}	Aumenta en las pruebas que no se llegó a dar la carga inicial y disminuye en las que se dio más carga de la prevista.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	Depende del protocolo de pruebas llevado a cabo. Puede ser ajustado en funcionamiento continuo.
Caudal de fugas en el precalentador aire-gas ($m_{a,fugas}$)	L_{ik}	Existen tanto pruebas en las que aumenta como en las que disminuye. En promedio, se produce un leve aumento.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	Inestabilidades producidas por tratarse de pruebas cortas en las que la variación de carga era importante. Dependen de la variación del punto de funcionamiento del precalentador aire-gases. Evitable en funcionamiento continuo.
Temperatura del aire tras el precalentador aire-vapor ($T_{a,tras,CAV}$)	L_{ik}	Se mantiene constante cuando el precalentador está parado y varía igual que en los periodos de funcionamiento con carbón en el resto de situaciones.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	Se ve influenciada por los parámetros de funcionamiento del precalentador aire-vapor.
Contenido de hidrógeno del combustible ($H_{combustible}$)	L_H	Aumenta en co-combustión en todas las pruebas.	El contenido en hidrógeno del carbón es, en promedio, casi tres puntos inferior al de la biomasa. Esta relación varía en cada prueba.	No se ha encontrado.	Cuanto mayor es el porcentaje mayor es el aumento en el contenido de hidrógeno, lo que influye negativamente sobre las pérdidas si se mantienen el resto de condiciones.	Porcentaje de corteza en las muestras. Tiempo de almacenaje a la intemperie. Acción de los microorganismos.
Contenido de humedad del combustible ($Hu_{combustible}$)	L_{mf}	Disminuye en co-combustión en todas las pruebas.	El contenido en humedad de la biomasa es, en promedio, más de diez puntos inferior al del carbón.	No se ha encontrado.	Cuanto mayor es el porcentaje mayor es la disminución en el contenido de humedad, lo que influye positivamente sobre las pérdidas, si se mantienen el resto de condiciones.	El de la biomasa depende del tiempo que llevara almacenada. En el carbón es muy variable por lo que también influye la diferencia relativa entre los combustibles.
Contenido en cenizas del combustible ($Ce_{combustible}$)	L_d, L_p	Disminuye en co-combustión en todas las pruebas.	El contenido en cenizas de la biomasa es prácticamente despreciable frente al del carbón.	No se ha encontrado.	Cuanto mayor es el porcentaje mayor es la disminución en el contenido de cenizas lo que influye positivamente sobre las pérdidas si se mantienen el resto de condiciones.	
Combustible inquemado (Inquemados)	L_{UC}, L_d, L_p	En las pruebas a plena carga existen pruebas en las que aumenta y otras en las que disminuye. En las de media disminuyen drásticamente en co-combustión.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	No se ha encontrado.	Depende del exceso de aire con el que se trabajó en cada periodo en el que tuvo lugar la toma de muestras y que a su vez es función del protocolo de pruebas.
Temperatura de las escorias ($T_{edificio}$)	L_p	En condiciones estándar se considera el mismo valor en todos los periodos.	No existe.	No existe.	No existe.	

Según queda reflejado en la tabla anterior, no se ha encontrado ninguna relación entre el tamaño de partícula y alguno de los factores analizados, por lo que tampoco se ha podido vincular la variación de las pérdidas con este factor. En relación al porcentaje de sustitución solo ha afectado al contenido de humedad, hidrógeno y cenizas del combustible utilizado en co-combustión que, a su vez, dependen también de las características de la biomasa. El resto de factores, su variación y, por ende, el de las pérdidas a las que afectan, no parecen estar relacionados con ninguno de estos parámetros. Su variación entre el periodo de co-combustión y de funcionamiento solo con carbón está influenciada por otras causas, que aparecen recogidas en la última columna de la tabla, como el propio protocolo de pruebas, las particularidades del día en que se llevo a cabo la prueba, los parámetros de funcionamiento de la planta, etc., y que, por tanto, no solo no son imputables al cambio de combustible sino que es muy probable que su influencia desapareciera en condiciones de funcionamiento continuo.

5.4 Influencia de la co-combustión sobre el rendimiento.

Una vez analizado cómo influyó la co-combustión sobre cada una de las pérdidas en las distintas pruebas, definidos los factores que incidieron en cada variación (temperatura de gases, exceso de aire, composición del combustible, etc.) y su relación con el uso de biomasa, en este apartado se va a analizar la influencia sobre el rendimiento de caldera de las características del nuevo combustible, del tamaño de partícula y del porcentaje de sustitución, es decir, de los principales parámetros de la co-combustión en esta experiencia.

Al igual que se ha hecho con las distintas pérdidas, primero se presentarán los resultados relativos a los valores promedios del rendimiento en cada periodo estudiado y después se analizará su variación entre el periodo de co-combustión de cada prueba y el de funcionamiento solo con carbón del mismo día.

5.4.1 Rendimiento promedio en co-combustión y en funcionamiento solo con carbón.

Según la ecuación (5.4) el rendimiento se obtiene a partir de las pérdidas estimadas en cada periodo en tanto por ciento. El resultado será la suma de todo lo visto hasta el momento en relación a cada pérdida, de forma que, como ya se ha señalado anteriormente, los factores que han influido negativamente sobre una pérdida haciendo que esta aumente supondrán una penalización del rendimiento y viceversa.

$$(5.4) \quad \eta = 100 - (L_G + L_{ik} + L_H + L_{mf} + L_{UC} + L_p + L_d + L_f)$$

Antes de pasar a presentar los valores del rendimiento propiamente dicho, resulta interesante recapitular y sintetizar los valores obtenidos para cada pérdida y para los dos tipos de prueba, con el fin de evaluar la importancia de cada una de ellas así como comparar los cambios en función del tipo de prueba.

La Tabla 5.39 recoge el valor promedio de las pérdidas en *los periodos de co-combustión* para las pruebas a plena carga (de la 1 a la 9 y las pruebas 16 y 17) y la Tabla 5.40 para las llevadas a cabo a carga parcial (de la prueba 10 a la 15).

Tabla 5.39. Valor promedio de las pérdidas en los periodos de co-combustión (pruebas a plena carga).

	L _G (%)	L _{ik} (%)	L _H (%)	L _{mf} (%)	L _{uc} (%)	L _p (%)	L _d (%)	Todas ⁴⁵
Prueba 1	6,0283	0,1863	0,3656	0,2258	0,6027	0,0065	0,1554	8,57
Prueba 2	6,3344	0,1996	0,3835	0,3059	0,5240	0,0057	0,1508	8,90
Prueba 3	6,5485	0,2104	0,4118	0,2632	0,8539	0,0053	0,1396	9,43
Prueba 4	7,3251	0,3824	0,4497	0,2898	0,6725	0,0056	0,1659	10,29
Prueba 5	7,2491	0,3826	0,4442	0,2849	0,6602	0,0055	0,1627	10,19
Prueba 6	8,1860	0,3776	0,5073	0,4198	0,6346	0,0075	0,2325	11,37
Prueba 7	7,9603	0,4124	0,5080	0,4164	0,8477	0,0075	0,2310	11,38
Prueba 8	7,1292	0,3605	0,4638	0,3008	0,6794	0,0061	0,1844	10,12
Prueba 9	6,8261	0,3310	0,4311	0,2355	1,3177	0,0058	0,1635	10,31
Prueba 16	6,9951	0,7642	0,4415	0,2819	0,8084	0,0037	0,1134	10,41
Prueba 17	6,7134	0,7325	0,4177	0,2692	0,6912	0,0037	0,1076	9,94
PROMEDIO	7,0269	0,3945	0,4386	0,2994	0,7538	0,0057	0,1643	10,08

Tabla 5.40. Valor promedio de las pérdidas en los periodos de co-combustión (pruebas a carga parcial).

	L _G (%)	L _{ik} (%)	L _H (%)	L _{mf} (%)	L _{uc} (%)	L _p (%)	L _d (%)	Todas
Prueba 10	8,4227	0,2791	0,5983	0,4208	2,1520	0,0070	0,2430	13,12
Prueba 11	8,1906	0,2816	0,6086	0,4449	1,8830	0,0071	0,2582	12,67
Prueba 12	8,2898	0,2981	0,6093	0,4720	2,5306	0,0074	0,2648	13,47
Prueba 13	7,9889	0,2962	0,6037	0,4426	2,1955	0,0071	0,2449	12,78
Prueba 14	7,7671	0,2805	0,5497	0,3782	1,0945	0,0076	0,2366	11,31
Prueba 15	8,6304	0,3071	0,6503	0,4460	2,8935	0,0060	0,2090	14,14
PROMEDIO	8,2149	0,2905	0,6033	0,4341	2,1249	0,0070	0,2428	12,92

En general, puede comprobarse como el valor de las pérdidas es menor en las pruebas a plena carga que en las de carga parcial, debido a la suma de dos factores:

- Por un lado, a que la temperatura de gases con la que se estaba trabajando los días en los que se llevaron a cabo las pruebas a plena carga era inferior, lo que ha supuesto que todas las pérdidas influenciadas por este parámetro también lo sean (L_G, L_H, L_{mf} y L_d).
- Por otro, a que el porcentaje de inquemados en residuos fue significativamente superior en las pruebas a carga parcial. Este hecho, que se encuentra directamente relacionado con la forma particular de trabajar de la planta cuando se realizaron las mismas, según se ha señalado en repetidas ocasiones, ha supuesto que tanto L_{uc}, como L_p y L_d, sean también mayores en estas pruebas en prácticamente todos los periodos comparados.

Las Figuras 5.59 y 5.60 representan los valores recogidos en las Tablas 5.39 y 5.40 para las pruebas a plena carga y a carga parcial, respectivamente. En ambos casos y para todas las pruebas, la pérdida más significativa es la debida al calor sensible en gases (L_G), cuyo valor se encuentra entre el 66 y el 72% de todas las pérdidas en las pruebas a plena carga y entre el 61 y el 68% en las de media. Todos estos resultados, como ya se ha visto en el análisis de las

⁴⁵ En las Tablas 5.39, 5.40, 5.41 y 5.42 la columna designada por "Todas" es el resultado de sumar todas las pérdidas que aparecen en una misma fila más las pérdidas fijas, que son el 1% en todos los casos.

pérdidas, se encuentran dentro de los valores habituales de funcionamiento para este tipo de plantas (Díez, 2003).

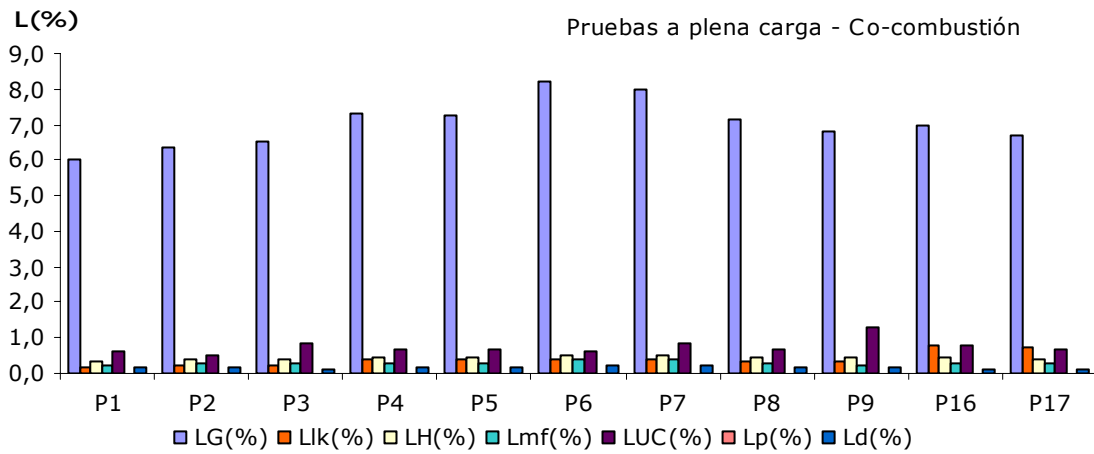


Figura 5.59. Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga.

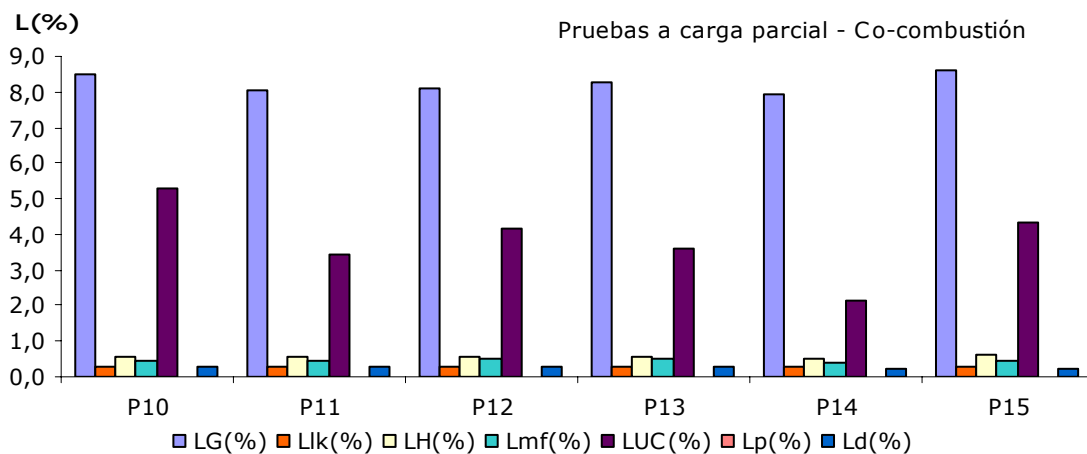


Figura 5.60. Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a carga parcial.

Si se representan de nuevo los mismos valores pero sin que aparezcan L_G (Figura 5.61 y Figura 5.62), queda patente como las cosas son algo diferentes entre los dos tipos de pruebas. Aunque en ambos casos la segunda causa más importante de disminución del rendimiento son las pérdidas por inquemados, la contribución de dicha pérdida al total es muy diferente. Así, en las pruebas realizadas a plena carga las pérdidas por inquemados son del mismo orden de magnitud que las pérdidas por hidrógeno, por humedad o por fugas, aunque puedan triplicar el valor de alguna de ellas, suponiendo un 7% del total de pérdidas en promedio. Mención especial merece la prueba 9 en la que las pérdidas por inquemados son muy superiores y suponen prácticamente el 13% del total. La tercera causa sería las pérdidas asociadas al contenido en hidrógeno del combustible, excepto en las pruebas 16 y 17 en las que las condiciones de funcionamiento del precalentador aire-vapor suponen que las pérdidas asociadas a las fugas de aire en el precalentador aire-gases sean mayores. En las pruebas a carga parcial las pérdidas por inquemados son muy superiores al resto, según queda reflejado en la Figura 5.62, y llegan a suponer más del 20% de las pérdidas totales (prueba 15). De nuevo, las pérdidas por hidrógeno se presentan como la tercera causa de disminución del rendimiento.

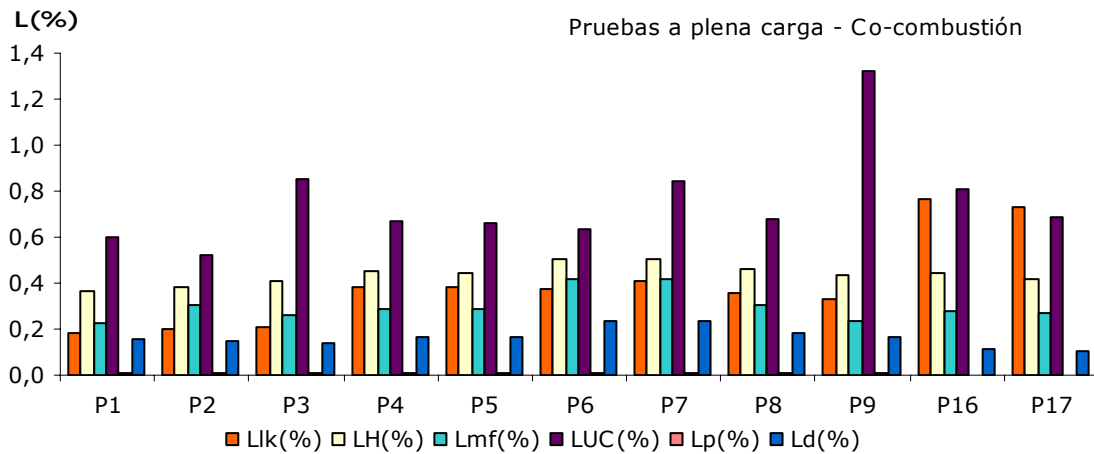


Figura 5.61. Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a plena carga (sin L_c).

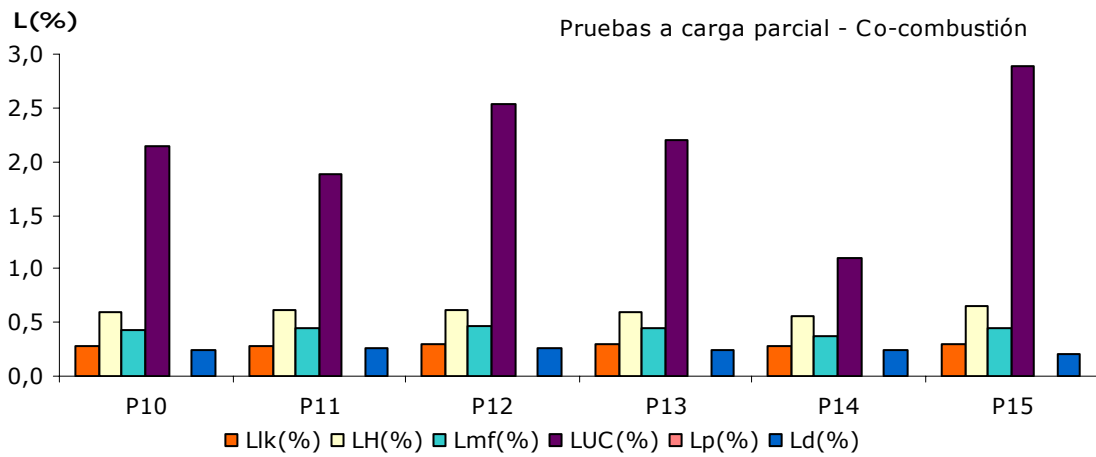


Figura 5.62. Pérdidas en los periodos de co-combustión en las pruebas a carga parcial (sin L_c).

Las Tablas 5.41 y 5.42 recogen el valor promedio de las pérdidas en periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de prueba. Los comentarios que pueden hacerse al respecto de estos resultados son similares a lo ya expuesto para los de los periodos de co-combustión.

Tabla 5.41. Valor promedio de todas las pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de prueba. Pruebas a plena carga.

	L_c (%)	L_{lk} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	Todas
Prueba 1	6,2676	0,1872	0,3741	0,2409	0,7565	0,0069	0,1701	9,00
Prueba 2	6,2854	0,2005	0,3737	0,3117	0,5165	0,0059	0,1548	8,85
Prueba 3	6,9331	0,2082	0,4170	0,2773	0,9120	0,0055	0,1493	9,90
Prueba 4	7,2906	0,3894	0,4310	0,3013	0,8495	0,0058	0,1745	10,44
Prueba 5	7,2711	0,3900	0,4292	0,3000	0,4053	0,0058	0,1724	9,97
Prueba 6	8,2726	0,3920	0,4941	0,4320	0,3231	0,0078	0,2396	11,16
Prueba 7	8,4019	0,3936	0,5031	0,4398	0,5471	0,0078	0,2451	11,54
Prueba 8	7,3801	0,3504	0,4285	0,3121	0,6708	0,0065	0,1945	10,34
Prueba 9	7,0197	0,3161	0,4124	0,2384	1,2858	0,0060	0,1669	10,45
Prueba 16	6,9422	0,7817	0,4242	0,2934	1,1942	0,0039	0,1209	10,76
Prueba 17	6,7407	0,7602	0,4048	0,2799	0,7011	0,0039	0,1134	10,00
PROMEDIO	7,1641	0,3972	0,4265	0,3115	0,7420	0,0060	0,1729	10,22

Tabla 5.42. Valor promedio de todas las pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón del propio día de prueba. Pruebas a carga parcial.

	L _G (%)	L _{lk} (%)	L _H (%)	L _{mf} (%)	L _{uc} (%)	L _p (%)	L _d (%)	Todas
Prueba 10	8,4827	0,2896	0,5713	0,4527	5,3040	0,0078	0,2756	16,38
Prueba 11	8,0200	0,2769	0,5690	0,4509	3,4544	0,0076	0,2680	14,05
Prueba 12	8,1210	0,2933	0,5814	0,4875	4,1679	0,0079	0,2812	14,94
Prueba 13	8,2485	0,2971	0,5775	0,4841	3,5856	0,0079	0,2771	14,48
Prueba 14	7,9112	0,2818	0,5307	0,3799	2,1603	0,0080	0,2484	12,52
Prueba 15	8,6149	0,3019	0,6206	0,4519	4,3454	0,0065	0,2238	15,57
PROMEDIO	8,2331	0,2901	0,5751	0,4512	3,8363	0,0076	0,2624	14,66

Las Figuras 5.63 y 5.64 representan los valores recogidos en las Tablas 5.41 y 5.42. Puede comprobarse como la evolución es muy similar a la de las etapas de co-combustión en ambos tipos de pruebas. De nuevo las pérdidas por calor sensible en gases son las más de mayor valor.

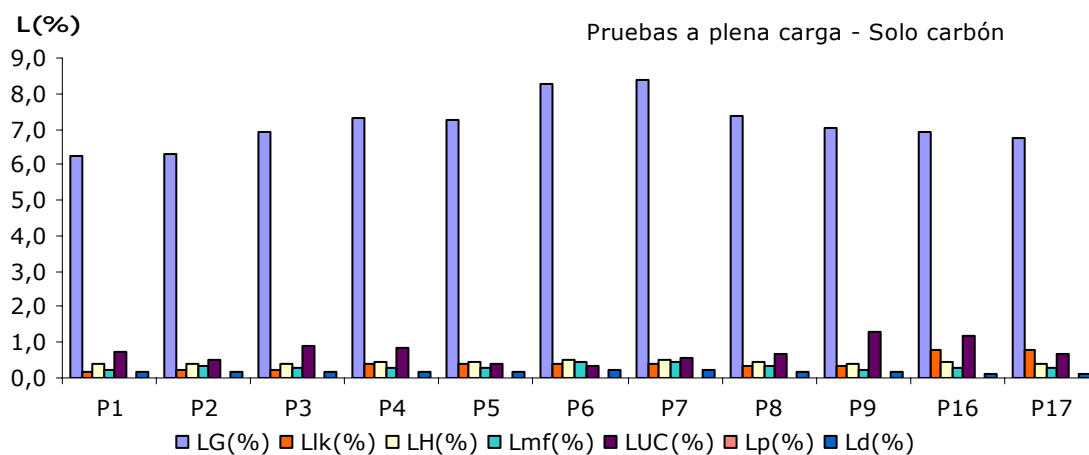


Figura 5.63. Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón en las pruebas a plena carga.

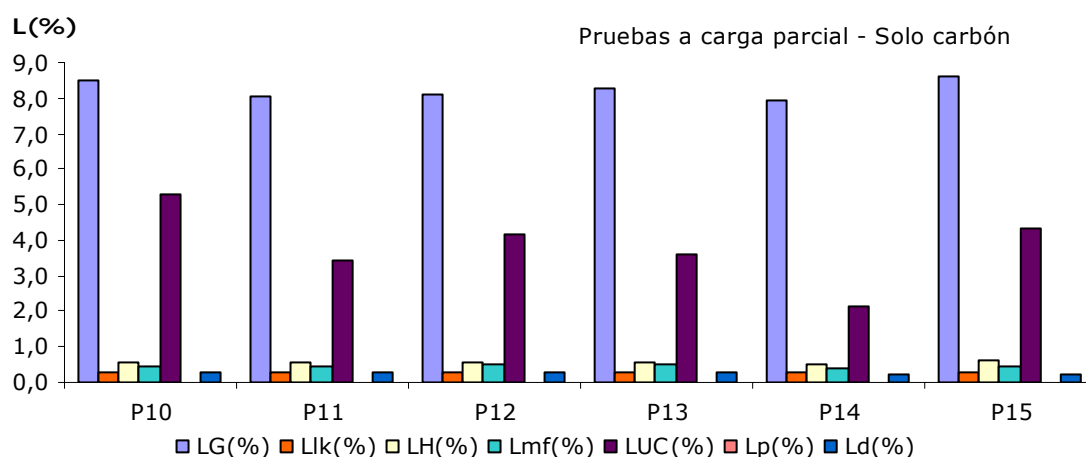


Figura 5.64. Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo con carbón en las pruebas a carga parcial.

Si se excluyen del análisis las pérdidas por gases y se comparan los resultados obtenidos en ambos periodos para el resto de pérdidas, puede comprobarse como el valor de estas y su evolución son muy similares en el caso de las pruebas a plena carga (pueden compararse los

resultados de las Figuras 5.61 y 5.65). Las pérdidas por inquemados siguen siendo la segunda causa de disminución del rendimiento y de forma significativa no solo en la prueba 9, al igual que ocurría en el periodo de co-combustión, sino también en la prueba 16. Este último valor ha condicionado el resultado posterior en lo que se refiere a la variación de esta pérdida y a la postre del rendimiento entre los dos periodos.

Para las pruebas a carga parcial las pérdidas por inquemados son mucho mayores en los periodos de funcionamiento solo con carbón que en co-combustión, sobretodo en la prueba 10 en la que llega a suponer el 26% de las pérdidas totales. El resto de pérdidas sí que se mantienen dentro de los mismos valores y con una evolución similar a la de los resultados obtenidos en los periodos de co-combustión (resultados en las Figuras 5.65 y 5.66).

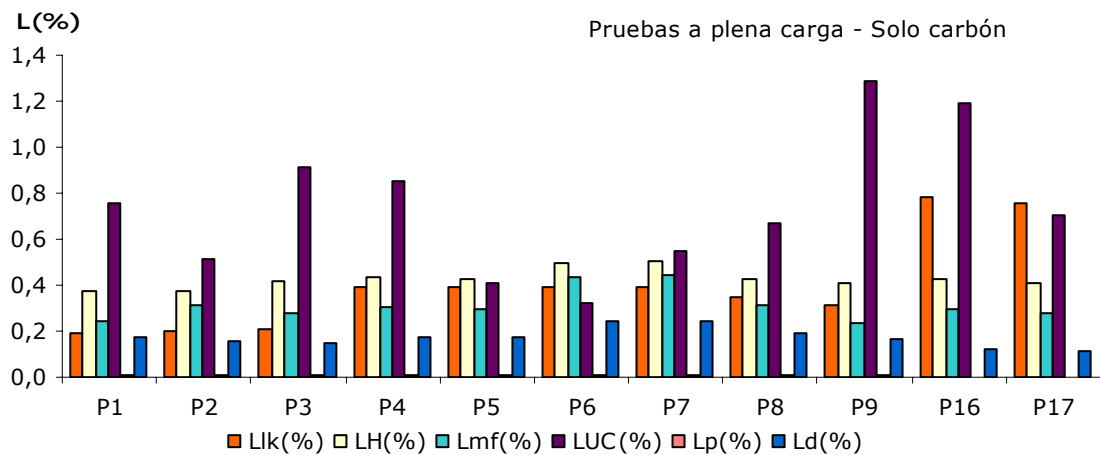


Figura 5.65. Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo carbón en las pruebas a plena carga (sin L_c).

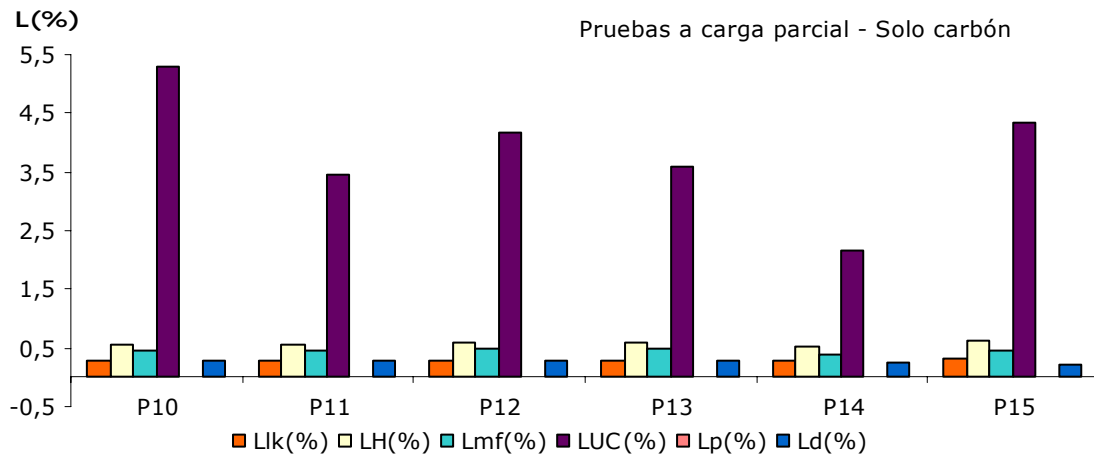


Figura 5.66. Pérdidas en los periodos de funcionamiento solo carbón en las pruebas a carga parcial (sin L_c).

En resumen, las pérdidas más significativas son, en todos los periodos, las debidas a calor sensible en gases secos. La segunda causa de disminución del rendimiento es, también en todos los casos, las pérdidas por inquemados, pero mientras que en las pruebas a plena carga estas pérdidas son similares al resto, en las pruebas a carga parcial son muy superiores, sobre todo en los periodos de funcionamiento solo con carbón, y del mismo orden de magnitud que las pérdidas en gases, resultado que está relacionado con las condiciones particulares de funcionamiento en dichas pruebas.

Una vez realizado esta revisión general de la evolución de las pérdidas se van a presentar los valores promedio estimados en cada periodo para el rendimiento. La Tabla 5.43 recoge estos valores para las once pruebas llevadas a cabo a plena carga. La Figura 5.67 representa los valores de dicha tabla en función de la energía que entraba a caldera con el combustible en cada caso. Puede comprobarse como el valor del rendimiento en co-combustión, puntos en azul en la figura, no varía respecto a otras situaciones en las que se estaba funcionando al cien por cien con el combustible habitual, lo que, teniendo en cuenta los porcentajes de sustitución con los que se trabajó, estaría de acuerdo con los resultados obtenidos en otras experiencias similares (Baxter, 2005). Dado que se trata de situaciones en las que las condiciones de funcionamiento podían llegar a ser muy distintas entre ellas, los resultados mostrados en la Figura 5.67, confirman que la influencia del cambio de combustible sobre el rendimiento de caldera es del mismo orden de magnitud que la que pueda implicar las variaciones propias del carbón utilizado (en su composición y/o poder calorífico), el funcionamiento del precalentador aire-vapor o variar la secuencia de soplado por ejemplo, es decir, cambios habituales en el funcionamiento de la planta y que aunque influyen sobre el rendimiento suponen que el comportamiento de la caldera no varíe significativamente.

Tabla 5.43. Rendimiento de caldera promedio en periodos de co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a plena carga).

	1 mm			2 mm				3 mm		5 mm	
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P16	P17
Co-combustión	91,43	91,10	90,57	89,71	89,81	88,64	88,62	89,88	89,69	89,59	90,06
Día de prueba	91,00	91,15	90,10	89,56	90,03	88,84	88,46	89,66	89,55	89,24	90,00
Solo carbón 1	90,77	91,27	90,25	89,44	89,93	89,71	89,41	89,64	89,36	88,93	89,57
Solo carbón 2	90,98	90,81	90,30	88,81	89,19	89,81	89,47	89,06	88,99	89,17	89,74
Solo carbón 3	90,60	91,22	90,88	89,21	89,71	89,77	89,63	89,58	89,15	89,50	89,93
Solo carbón 4			91,06	89,42	89,90	89,52		89,37	89,00	89,32	89,80
Solo carbón 5								89,88	88,98	89,28	89,85

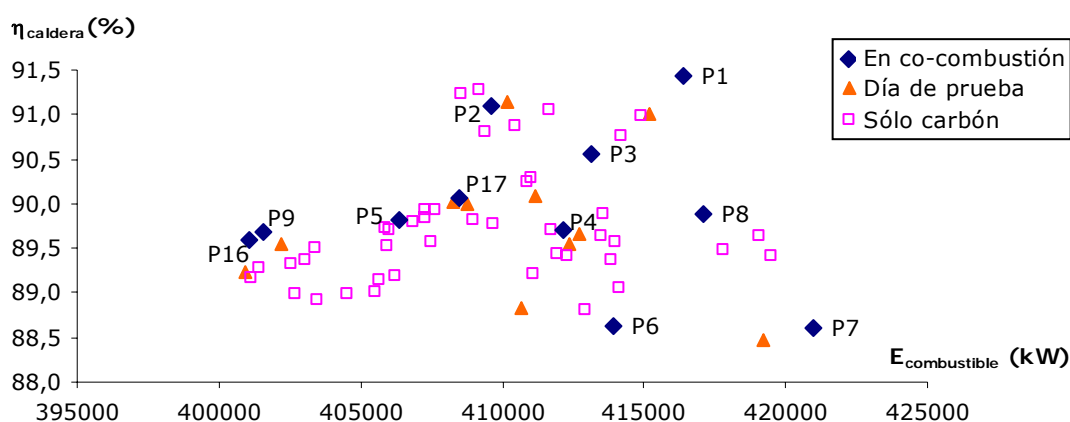


Figura 5.67. Rendimiento promedio de caldera en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a plena carga).

Siguiendo con el análisis de los valores mostrados en la Figura 5.67, puede comprobarse que estos vienen marcados por las pérdidas por calor sensible en gases secos que había en cada periodo (basta compararlos con los representados en la Figura 5.11) que, como ha quedado patente en el análisis que acaba de realizarse en relación a las distintas pérdidas, son las que más contribuyen a la disminución del rendimiento en todos los casos. En la parte superior de la figura, es decir los puntos que presentan un mayor rendimiento, aparecen representados los resultados relativos a las tres primeras pruebas (tanto en co-combustión como en los periodos de funcionamiento solo con carbón). La menor temperatura de gases con la que se trabajaba esos días influyó positivamente sobre las pérdidas en gases. Además el hecho de que el precalentador aire-vapor no estuviera en funcionamiento supuso que las pérdidas por fugas también fueran menores que en el resto de periodos (puede comprobarse como en la Figura 5.18 los valores correspondientes a estas pruebas se encuentran situados en la parte inferior de la misma). Ambos factores han influido positivamente sobre el rendimiento. Por el contrario, el peor rendimiento lo presentan tanto los periodos de co-combustión de las pruebas 6 y 7 como los correspondientes al de funcionamiento con carbón del propio día de la prueba. En este caso, al efecto de trabajar con una temperatura de gases algo mayor y que, por tanto, las pérdidas relacionadas con este valor también lo fueran, se suma el hecho de que el carbón utilizado ese día tenía un contenido en humedad y un porcentaje de cenizas significativamente mayor que el del resto, por lo que las pérdidas relacionadas con ambos factores también fueron mayores que en otras pruebas (ver Figura 5.31 (L_{mf}), Figura 5.51 (L_p) y Figura 5.55 (L_d)).

Si se analizan los resultados obtenidos en las *pruebas a carga parcial*, las conclusiones son muy similares. En la Tabla 5.44 se presentan los valores del rendimiento promedio de la caldera calculado en co-combustión para estas seis pruebas y para periodos funcionando solo con carbón. Puede comprobarse como el rendimiento es menor que en las pruebas a plena carga, consecuencia directa de que las pérdidas fueran mayores debido, como se ha señalado anteriormente, tanto a la mayor temperatura de gases con la que se estaba trabajando como a la penalización por los mayores porcentajes de inquemados en residuos causados por las condiciones particulares de funcionamiento.

Tabla 5.44. Rendimiento de caldera promedio en periodos de co-combustión y funcionando solo con carbón (pruebas a carga parcial).

	4 mm		5 mm		3 mm (húmeda)	
	P10	P11	P12	P13	P14	P15
Co-combustión	86,88	87,33	86,53	87,22	88,69	85,86
Día de prueba	83,62	85,95	85,06	85,52	87,48	84,43
Solo carbón 1	82,79	84,96	84,89	85,41	86,15	83,54
Solo carbón 2	85,61	87,52	84,42	84,95	88,03	86,40
Solo carbón 3		86,78	85,55	86,08		

La Figura 5.68 representa los valores de la Tabla 5.44 en función de la energía que entraba a caldera con el combustible en cada caso. De nuevo esta representación viene marcada por el valor de las pérdidas por gases (ver Figura 5.12) pero influenciada, en este caso, por las pérdidas por inquemados (ver Figura 5.43).

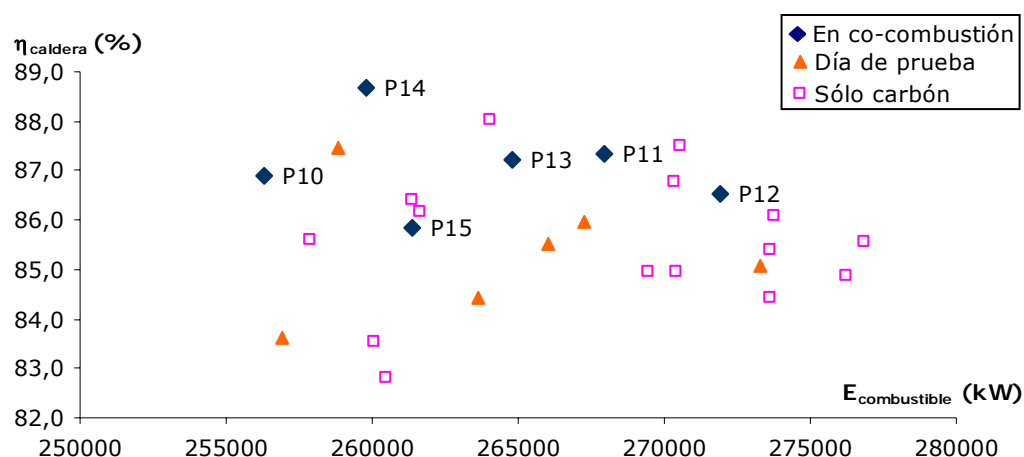


Figura 5.68. Rendimiento promedio de caldera en periodos de funcionamiento solo con carbón y en co-combustión (pruebas a carga parcial).

Esta influencia queda patente, sobretodo, en los periodos de funcionamiento solo con carbón en los que las pérdidas por inquemados fueron significativamente elevadas, lo que ha supuesto una penalización del rendimiento. En relación a este aspecto, cabría destacar que la evolución de las pérdidas por inquemados puede resultar concluyente respecto a la variación del rendimiento en las pruebas a carga parcial. Si se tiene en cuenta que estos valores no están relacionados directamente con el cambio de combustible sino que son el resultado de las condiciones particulares de funcionamiento y del protocolo de pruebas seguido, parece claro que no deberían tenerse en cuenta o al menos habría que filtrar su incidencia sobre el resultado final, siguiendo lo que se propuso en el caso de las pérdidas por inquemados.

5.4.2 Variación del rendimiento en co-combustión.

Una vez que se ha comprobado que el rendimiento de caldera en co-combustión se mantiene dentro del mismo rango de variación, el siguiente paso, al igual que se ha hecho con cada una de las pérdidas analizadas, sería cuantificar su variación entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día y relacionar dicha variación con los parámetros de co-combustión, es decir, porcentaje de sustitución y tamaño de partícula.

La Tabla 5.45 recoge el valor de la variación de cada pérdida entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón (ΔL) en las *pruebas a plena carga*. Según la ecuación (5.3), la suma de dichas variaciones coincide con el opuesto del incremento o decremento del rendimiento ($\Delta \eta$), valor que aparece en la última columna.

La Figura 5.69 muestra el valor de la diferencia del rendimiento entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón ($\Delta \eta$) en función del tamaño de partícula de la biomasa utilizada en cada prueba. Como cabía esperar tras el análisis llevado a cabo sobre cómo variaron cada una de las pérdidas estimadas entre los dos periodos, no se aprecia ninguna relación entre el tamaño de partícula de la biomasa y la variación del rendimiento. Además, las variaciones del rendimiento no resultan significativas. En ocho de las once pruebas el rendimiento fue mayor en co-combustión ($\Delta \eta > 0$), siendo la máxima variación de 0,47 puntos en la prueba 3. En aquellas en las que disminuyó ($\Delta \eta < 0$) lo hizo menos de lo que se ha obtenido en experiencias similares para los porcentajes de sustitución con los que se trabajó en este caso (ver Tabla 5.49). Así, en

las pruebas 5 y 6, en las que se trabajó, respectivamente, con un porcentaje de sustitución promedio en energía del 4,8 y 4%, la disminución del rendimiento fue algo más de 0,2 puntos.

Tabla 5.45. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL) y del rendimiento ($\Delta \eta$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día en las pruebas a plena carga.

	ΔL_G	ΔL_{IK}	ΔL_H	ΔL_{mf}	ΔL_{UC}	ΔL_p	ΔL_d	$\Sigma \Delta L$	$\Delta \eta$
Prueba 1	-0,2393	-0,0009	-0,0085	-0,0151	-0,1538	-0,0004	-0,0147	-0,43	0,43
Prueba 2	0,0491	-0,0009	0,0099	-0,0058	0,0075	-0,0002	-0,0039	0,06	-0,06
Prueba 3	-0,3846	0,0022	-0,0052	-0,0141	-0,0581	-0,0002	-0,0097	-0,47	0,47
Prueba 4	0,0345	-0,0069	0,0187	-0,0114	-0,1770	-0,0003	-0,0087	-0,15	0,15
Prueba 5	-0,0220	-0,0074	0,0150	-0,0151	0,2549	-0,0002	-0,0097	0,22	-0,22
Prueba 6	-0,0866	-0,0144	0,0132	-0,0121	0,3114	-0,0003	-0,0071	0,20	-0,20
Prueba 7	-0,4416	0,0188	0,0049	-0,0234	0,3006	-0,0003	-0,0141	-0,16	0,16
Prueba 8	-0,2509	0,0101	0,0353	-0,0113	0,0086	-0,0004	-0,0101	-0,22	0,22
Prueba 9	-0,1936	0,0149	0,0187	-0,0029	0,0319	-0,0002	-0,0034	-0,13	0,13
Prueba 16	0,0529	-0,0175	0,0173	-0,0115	-0,3859	-0,0002	-0,0075	-0,35	0,35
Prueba 17	-0,0273	-0,0277	0,0129	-0,0107	-0,0100	-0,0001	-0,0058	-0,07	0,07
PROMEDIO	-0,1372	-0,0027	0,0120	-0,0121	0,0118	-0,0003	-0,0086	-0,14	0,14

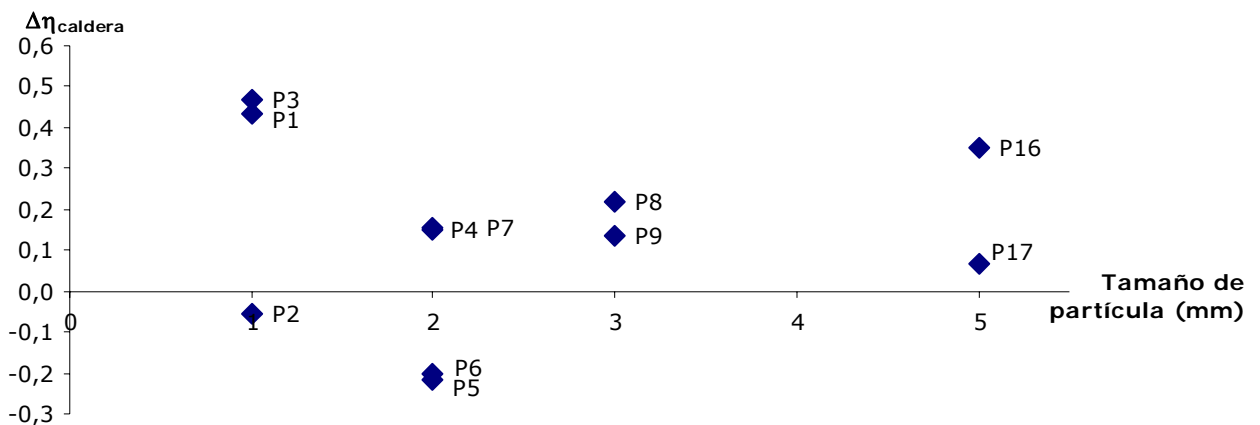


Figura 5.69. Variación del rendimiento ($\Delta \eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (pruebas a plena carga).

¿Qué pérdidas incidieron de forma más significativa sobre estas variaciones de rendimiento? Volviendo a la Tabla 5.45, puede comprobarse como las variaciones más importantes corresponden a las pérdidas por calor sensible en gases (ΔL_G) y a las de inquemados (ΔL_{UC}). Ambas se ven influenciadas por la evolución del porcentaje de oxígeno en caldera en cada periodo, factor que afecta de forma contraria a cada una de ellas.

Respecto a las primeras cabe decir que son la principal causa de variación en seis de las once pruebas (1, 2, 3, 7, 8 y 9). En todas ellas, excepto en la prueba 2, las pérdidas disminuyen de forma significativa en la etapa de co-combustión ($\Delta L_G < 0$), compensando el incremento de otras y haciendo que finalmente el rendimiento aumente en estas pruebas ($\Delta \eta > 0$). Según se ha visto en el apartado 5.3.1 todas estas variaciones en las pérdidas por calor sensible en gases están relacionadas con factores ajenos al cambio de combustible.

En relación a las pérdidas por inquemados, estas fueron las que más variaron en cuatro de las once pruebas realizadas a plena carga. De estas, en dos de ellas aumentaron (pruebas 5 y 6) y en las otras dos disminuyeron (pruebas 4 y 16). Como ha quedado demostrado tanto en el análisis del contenido en inquemados de las muestras como en el de las pérdidas asociadas, este resultado está inversamente relacionado con el porcentaje de oxígeno con el que se estaba trabajando en cada etapa (co-combustión o solo carbón).

Si no se tiene en cuenta, en cada prueba, la variación de las pérdidas en gases y por inquemados no resulta evidente cual de las restantes sería la más influyente. Las debidas al hidrógeno del combustible (L_H) incidirían negativamente sobre el rendimiento, aumentando prácticamente en todas las pruebas en el periodo de co-combustión. Resulta significativo, por ejemplo, el incremento que sufren estas pérdidas en la prueba 8 debido a la unión de varios factores que además actúan en la misma dirección: un porcentaje de sustitución superior al del resto de pruebas, mayor contenido en hidrógeno de la biomasa y una mayor temperatura de gases en el periodo de co-combustión que en el de funcionamiento solo con carbón. La influencia de la variación de las pérdidas por fugas (L_{ik}) varía de unas pruebas a otras siendo solo significativa en la prueba 17.

El resto de pérdidas (L_{mf} , L_p y L_d) disminuyen en co-combustión en todas las pruebas ($\Delta L < 0$), debido a la composición de la biomasa frente al carbón que sustituye, siendo la mayor variación la de las pérdidas por humedad por utilizar biomasa sometida a secado forzado (prácticamente 5% de humedad promedio frente a más del 16% del carbón).

En el caso de *las pruebas a carga parcial* los resultados son diferentes. La Tabla 5.46 presenta los valores obtenidos para la variación de las pérdidas y del rendimiento en estas pruebas. Puede comprobarse como, en este caso, el rendimiento aumentó en todas y estas variaciones fueron muy superiores a las obtenidas en las pruebas a plena carga. Este aumento del rendimiento está directamente relacionado con la disminución de las pérdidas por inquemados (ΔL_{uc}).

Tabla 5.46. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL) y del rendimiento ($\Delta \eta$) entre el periodo de co-combustión y el de funcionamiento solo con carbón del propio día en las pruebas a carga parcial.

	ΔL_G	ΔL_{ik}	ΔL_H	ΔL_{mf}	ΔL_{uc}	ΔL_p	ΔL_d	$\Sigma \Delta L$	$\Delta \eta$
Prueba 10	-0,0600	-0,0105	0,0270	-0,0319	-3,1520	-0,0008	-0,0326	-3,26	3,26
Prueba 11	0,1706	0,0048	0,0395	-0,0060	-1,5713	-0,0005	-0,0098	-1,37	1,37
Prueba 12	0,1688	0,0048	0,0279	-0,0154	-1,6373	-0,0005	-0,0164	-1,47	1,47
Prueba 13	-0,2596	-0,0009	0,0262	-0,0416	-1,3901	-0,0007	-0,0322	-1,70	1,70
Prueba 14	-0,1441	-0,0013	0,0190	-0,0017	-1,0658	-0,0004	-0,0118	-1,21	1,21
Prueba 15	0,0155	0,0052	0,0297	-0,0059	-1,4520	-0,0005	-0,0147	-1,42	1,42
PROMEDIO	0,0201	0,0016	0,0254	-0,0196	-1,2232	-0,0005	-0,0195	-1,22	1,22

La Figura 5.70 muestra el valor de $\Delta \eta$ para las pruebas a carga parcial en función del tamaño de partícula de la biomasa utilizada en cada una de ellas. Su evolución viene marcada por la variación de las pérdidas por inquemados ΔL_{uc} (ver Figura 5.44). Cabe recordar que la disminución de inquemados detectada en los periodos de co-combustión en estas pruebas se encuentra más relacionada con el hecho de trabajar con un exceso de aire mayor en dicho periodo, que con el cambio de combustible.

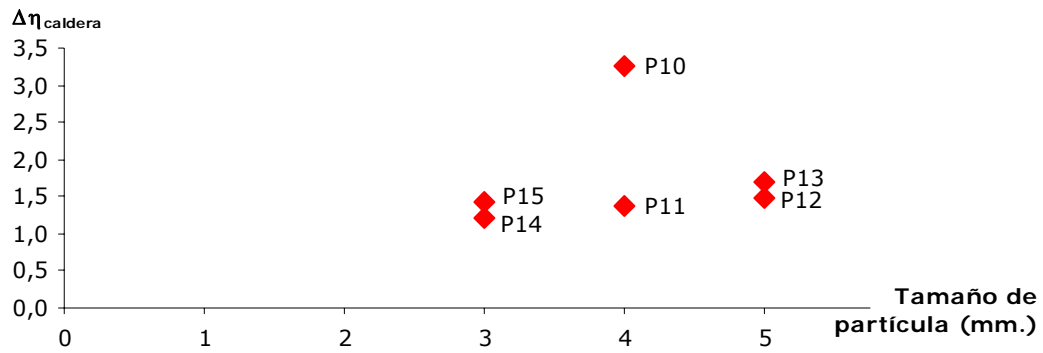


Figura 5.70. Variación del rendimiento ($\Delta\eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (pruebas a carga parcial).

Si se prescinde de las pérdidas por inquemados, cuya variación resulta muy particular en estas pruebas, el análisis de cómo variaron el resto entre los dos periodos sería similar al llevado a cabo para las pruebas a plena carga. En relación a las pérdidas por gases, como puede comprobarse en la tabla anterior existe una gran dispersión en los resultados obtenidos, existiendo tanto pruebas en las que aumentan significativamente (prueba 11 o 12), como otras en las que disminuyen de la misma forma (prueba 13). Estos resultados, relacionados con la temperatura de gases y el exceso de aire en el periodo de co-combustión frente al del periodo con solo carbón, han supuesto que, en promedio, estas pérdidas aumentarían mínimamente en estas pruebas. Las pérdidas debidas al hidrógeno del combustible, a la humedad (excepto en la prueba 14 y 15 en las que se trabajó con biomasa al 15%) y al calor latente en cenizas volantes y escorias variaron más, en general, que en las pruebas a plena carga, debido a la diferencia en los porcentajes de sustitución con los que se trabajó en unas y otras.

La Figura 5.71 representa la variación del rendimiento de caldera para todas las pruebas, tanto las realizadas a plena carga como a media.

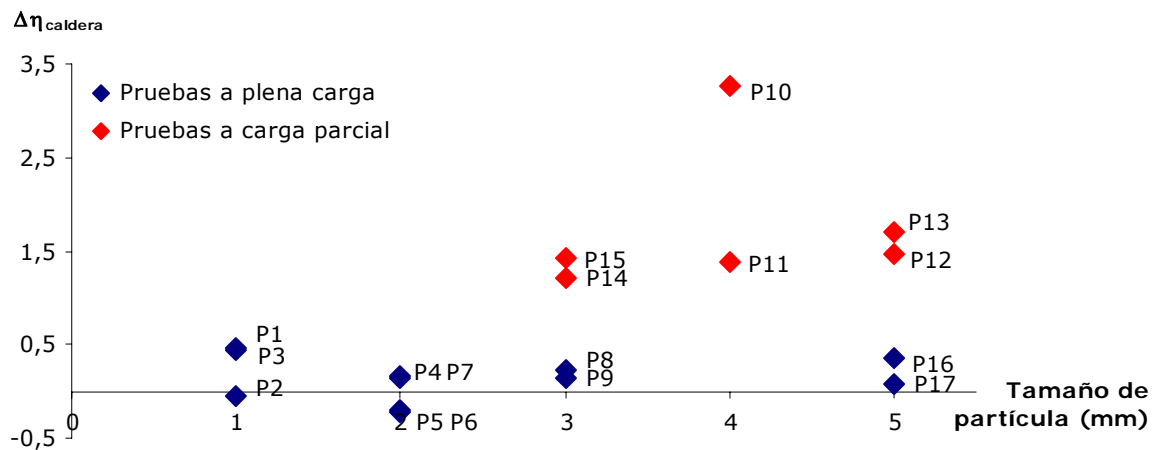


Figura 5.71. Variación del rendimiento ($\Delta\eta$), en puntos porcentuales, en función del tamaño de partícula (todas las pruebas).

A la vista de estos resultados puede concluirse:

- Solo se ha detectado una disminución del rendimiento en tres de las diecisiete pruebas, todas llevadas a cabo a plena carga. En la prueba 6 esta disminución está directamente relacionada con el aumento de las pérdidas por inquemados, y éste con el menor

porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión. Señalar que este factor, junto con el hecho de que la temperatura de gases prácticamente no variara en promedio, supuso que las pérdidas por calor sensible en gases disminuyeran en co-combustión y con ello se amortiguara el efecto final del aumento de inquemados sobre el rendimiento. El ejemplo contrario se encuentra en las prueba 4 o 16, en las que las pérdidas por inquemados disminuyeron por estar trabajando con un mayor porcentaje de oxígeno en caldera en la etapa de co-combustión factor que, por otro lado, penalizó a las pérdidas por gases en esa etapa e hizo que el aumento del rendimiento final fuera menor.

- En las pruebas 2 y 17, en las que el tamaño de partícula de la biomasa con el que se trabajó en cada una de ellas fue significativamente diferente, pero en las que tanto el porcentaje de oxígeno en caldera como la temperatura de los gases se mantuvo similar entre los periodos comparados, el rendimiento prácticamente fue el mismo en co-combustión que en funcionamiento solo con carbón, independientemente del pretratamiento de la biomasa.
- El aumento de rendimiento que se detectó en las pruebas a carga parcial, mucho mayor que en cualquiera de las realizadas a plena carga, no es asignable al cambio de combustible, sino a las condiciones particulares en las que se llevaron a cabo las mismas, y está directamente relacionado con la drástica disminución de las pérdidas por inquemados que se obtuvo en todas ellas en la etapa de co-combustión.
- El porcentaje de sustitución en energía se mantuvo en promedio entre el 3,5 y el 6% en trece de las diecisiete pruebas (ver Figura 5.72). Solo en la prueba 9 se trabajó con un porcentaje inferior lo que ha influido en el valor de la variación de las pérdidas por hidrógeno o por humedad respecto al de otras pruebas, según se ha visto a lo largo de este capítulo. En el extremo contrario se encuentran las pruebas 10 y 13, en las que el porcentaje de sustitución promedio fue muy superior al del resto, lo que ha influido positivamente sobre las pérdidas por humedad y también sobre las dos relacionadas con el contenido en cenizas del combustible (L_p y L_d) haciendo que el rendimiento todavía aumente más que en el resto de las pruebas a carga parcial.

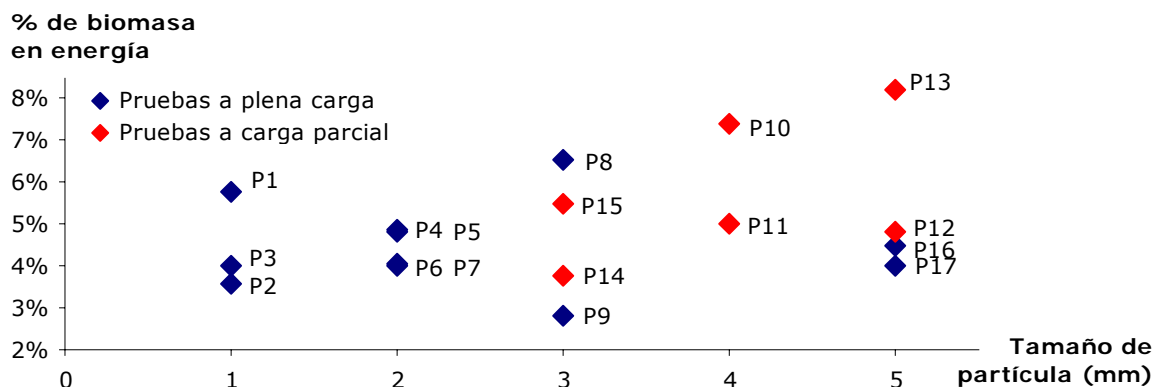


Figura 5.72. Porcentaje de sustitución promedio en energía en el periodo de co-combustión.

Por otro lado, cabe señalar el hecho de que el porcentaje de sustitución fuera muy similar en todas las pruebas no ha permitido comparar, respecto de este parámetro, la influencia de otros. Tampoco se pudo analizar su influencia dentro de una misma prueba debido a

que, como ya se señaló al analizar la influencia de este factor sobre las pérdidas por inquemados, solo se dispone de una muestra de residuos para toda la etapa de co-combustión.

Los resultados obtenidos para esta experiencia indican, por tanto, que atendiendo a las características del carbón y la biomasa utilizados, así como trabajando con porcentajes de sustitución en energía entre el 3 y el 8%, el rendimiento de caldera no solo no se ve prácticamente afectado de forma negativa por el cambio de combustible para tamaños de partícula de la biomasa de hasta 5 mm, sino que en la mayoría de las pruebas el rendimiento aumentó en co-combustión.

Este resultado, aun sin desestimar las limitaciones encontradas, es, sin duda, muy positivo. Sin tener en cuenta los resultados que indican una posible mejora del rendimiento, la confirmación de que la co-combustión no afecta negativamente de forma significativa al rendimiento de la planta origen supone que el aprovechamiento energético de la biomasa se esté haciendo con unos rendimientos muy altos, lo que confirmaría una de las principales ventajas de la co-combustión frente al aprovechamiento de estos recursos con otras tecnologías.

No incidir negativamente sobre el rendimiento de la planta origen supone, además, una mayor disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero, tanto frente a la combustión de carbón como al aprovechamiento exclusivo de la biomasa (Sebastián et ál.. 2011).

Respecto al resultado obtenido en la mayoría de las pruebas en las que el rendimiento mejora en co-combustión, hay que tener en cuenta que en esta experiencia existen dos factores que han incidido positivamente sobre el mismo. Estos factores son el contenido en humedad de biomasa utilizada para todas las pruebas y en las realizadas a carga parcial, además, la variación de inquemados. En el siguiente apartado se va a estimar, de nuevo, la variación del rendimiento corrigiendo, en la medida de lo posible, la influencia de estos dos factores sobre el mismo.

5.4.3 Estimación del rendimiento corregido.

Utilizando el trabajo desarrollado en apartados anteriores (concretamente en los apartados 5.3.4 y 5.3.5) se va a corregir el rendimiento respecto a los dos factores que acaban de señalarse y que han actuado positivamente sobre el rendimiento en la etapa de co-combustión: el contenido en humedad de biomasa utilizada y la variación de inquemados en las pruebas a carga parcial

En relación al primero, como ya se ha visto al analizar la variación de las pérdidas por humedad (apartado 5.3.4), estas son siempre menores en co-combustión debido a que en la estimación de las mismas se estaba considerando la biomasa en las condiciones que tenía a la entrada a caldera, es decir, tras pasar por el equipo de secado forzado. Este pretratamiento de la biomasa supone un consumo de energía y, por tanto, una penalización del rendimiento total que no se ha tenido en cuenta. Dado que en las dos pruebas realizadas con biomasa solo sometida a secado natural, pruebas 14 y 15, no se detectaron problemas de operación durante el transcurso de las mismas ni incidencias negativas sobre el resto de pérdidas *a posteriori*, podría pensarse en trabajar con esta biomasa. Por ello se ha recalculado el rendimiento suponiendo que en todas las pruebas se hubiera utilizado una biomasa con la composición promedio de la utilizada en esas dos pruebas y, por tanto, con un contenido en humedad entorno al 14,57% (ver Tabla 5.19).

Por otro lado, la variación de los inquemados en las pruebas a carga parcial, que disminuyeron drásticamente en co-combustión mejorando el rendimiento, fue consecuencia de la operación particular de la planta, lo que no se pudo evitar. Por ello, en el cálculo del rendimiento corregido en las pruebas a carga parcial, además de considerar que la nueva composición para la biomasa, se ha utilizado el valor de inquemados definido en el apartado 5.3.5, tanto para la etapa de co-combustión como para el funcionamiento solo con carbón (Tabla 5.28).

Las Tablas 5.47 y 5.48 muestran el valor de la nueva variación de las pérdidas (ΔL_c) y del rendimiento promedio ($\Delta \eta_c$) que se han obtenido aplicando otra vez la metodología a los días en los que tuvieron lugar las pruebas. Los resultados de estas tablas pueden compararse con los mostrados en las Tablas 5.45 y 5.46 que contienen los valores sin corregir.

Tabla 5.47. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL_c) y del rendimiento ($\Delta \eta_c$) corregidos. Pruebas a plena carga.

	$\Delta L_{G,c}$	$\Delta L_{JK,c}$	$\Delta L_{H,c}$	$\Delta L_{mf,c}$	$\Delta L_{UC,c}$	$\Delta L_{p,c}$	$\Delta L_{d,c}$	$\Sigma \Delta L_c$	$\Delta \eta_c$
Prueba 1	-0,1824	0,0013	0,0136	-0,0074	-0,1537	-0,0004	-0,0151	-0,34	0,34
Prueba 2	0,0756	0,0000	0,0197	0,0000	0,0075	-0,0002	-0,0041	0,10	-0,10
Prueba 3	-0,3559	0,0036	0,0077	-0,0077	-0,0579	-0,0002	-0,0099	-0,42	0,42
Prueba 4	0,0605	-0,0058	0,0248	-0,0013	-0,1769	-0,0003	-0,0088	-0,11	0,11
Prueba 5	0,0013	-0,0059	0,0194	-0,0050	0,2549	-0,0002	-0,0098	0,25	-0,25
Prueba 6	-0,0595	-0,0129	0,0220	-0,0039	0,3113	-0,0003	-0,0073	0,25	-0,25
Prueba 7	-0,4267	0,0197	0,0092	-0,0151	0,3004	-0,0003	-0,0143	-0,13	0,13
Prueba 8	-0,2256	0,0115	0,0394	0,0013	0,0088	-0,0004	-0,0101	-0,18	0,18
Prueba 9	-0,1953	0,0147	0,0164	0,0021	0,0319	-0,0002	-0,0034	-0,13	0,13
Prueba 16	0,0670	-0,0157	0,0203	-0,0034	-0,3862	-0,0002	-0,0076	-0,33	0,33
Prueba 17	-0,0184	-0,0261	0,0158	-0,0039	-0,0105	-0,0001	-0,0059	-0,05	0,05
PROMEDIO	-0,1145	-0,0014	0,0189	-0,0040	0,0118	-0,0003	-0,0088	-0,10	0,10

Tabla 5.48. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas (ΔL_c) y del rendimiento ($\Delta \eta_c$) corregidos. Pruebas a carga parcial.

	$\Delta L_{G,c}$	$\Delta L_{JK,c}$	$\Delta L_{H,c}$	$\Delta L_{mf,c}$	$\Delta L_{UC,c}$	$\Delta L_{p,c}$	$\Delta L_{d,c}$	$\Sigma \Delta L_c$	$\Delta \eta_c$
Prueba 10	-0,0335	-0,0060	0,0294	-0,0184	-0,0565	-0,0005	-0,0248	-0,11	0,11
Prueba 11	0,3608	0,0004	0,0409	0,0036	-0,1273	-0,0004	-0,0071	0,27	-0,27
Prueba 12	0,2214	0,0117	0,0191	-0,0139	-0,2573	-0,0004	-0,0175	-0,04	0,04
Prueba 13	-0,0702	0,0090	0,0181	-0,0337	-0,1385	-0,0006	-0,0343	-0,25	0,25
Prueba 14	0,0619	-0,0077	0,0162	-0,0036	0,0199	-0,0003	-0,0099	0,08	-0,08
Prueba 15	0,0105	0,0037	0,0277	-0,0074	-0,0730	-0,0003	-0,0109	-0,05	0,05
PROMEDIO	0,0918	0,0018	0,0252	-0,0122	-0,1055	-0,0004	-0,0174	-0,02	0,02

Para facilitar el análisis de estos resultados, a continuación se presentan siete figuras que muestran los valores recogidos en las dos tablas anteriores para la variación de las pérdidas corregidas en función del tamaño de partícula utilizado en cada prueba. Resulta conveniente comparar cada gráfica con la correspondiente a la variación de cada una de las pérdidas sin corregir que se han ido presentando a lo largo del capítulo. En cada figura se ha marcado con líneas de puntos el rango máximo en el que se movían las variaciones de cada pérdida en la

situación sin corregir. Como en el resto del capítulo, en azul se muestran, en todos los casos, los resultados de las pruebas a plena carga y en rojo los de carga parcial.

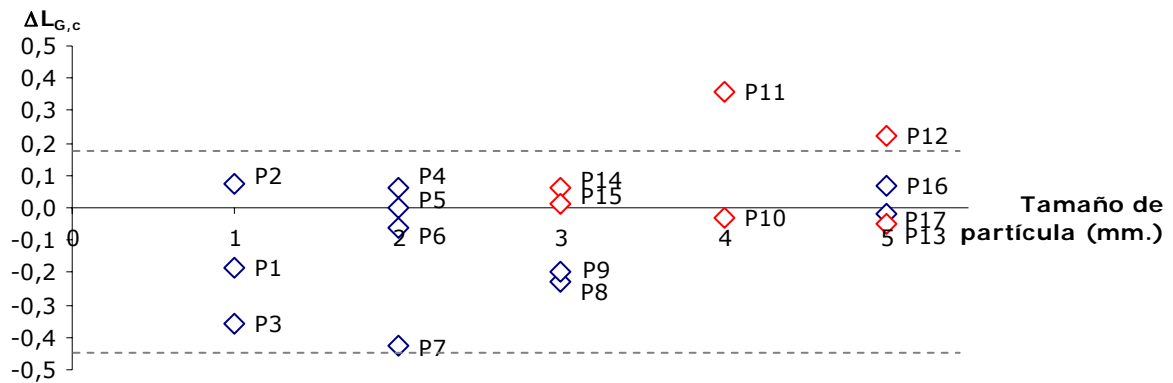


Figura 5.73. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en gases corregidas ($\Delta L_{G,c}$)

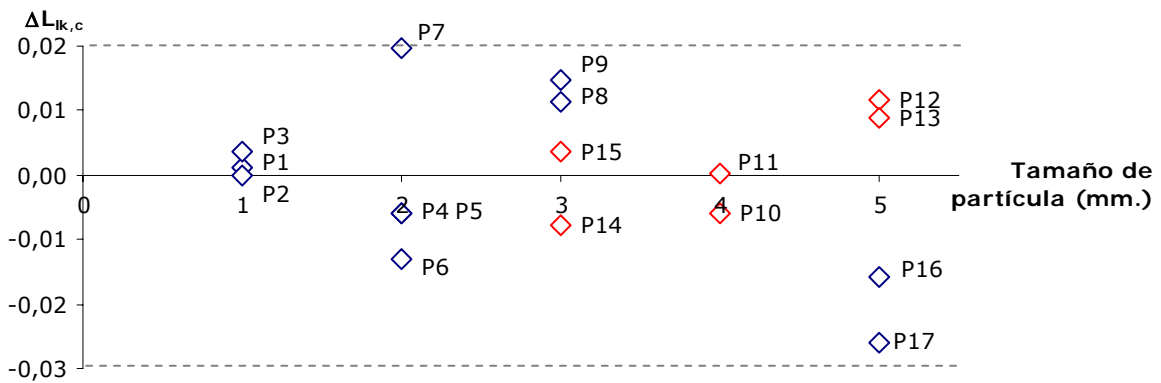


Figura 5.74. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por fugas en el precalentador aire-gases corregidas ($\Delta L_{ik,c}$)

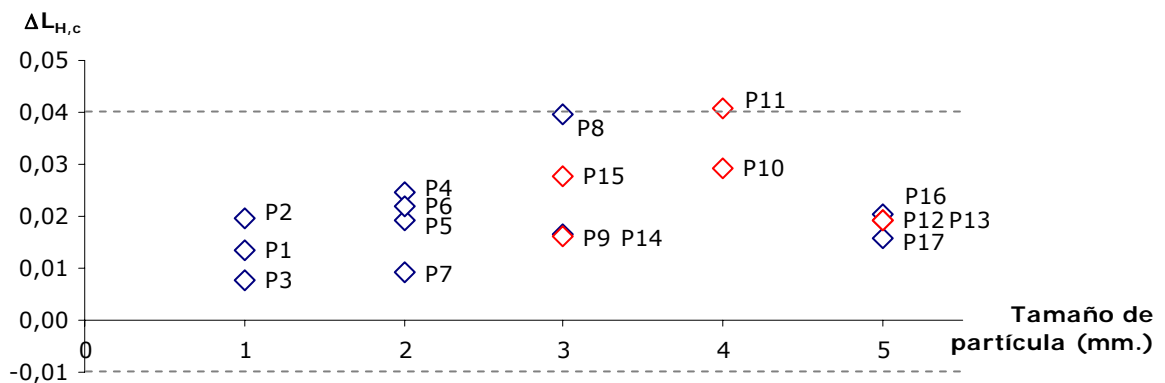


Figura 5.75. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por hidrógeno corregidas ($\Delta L_{H,c}$)

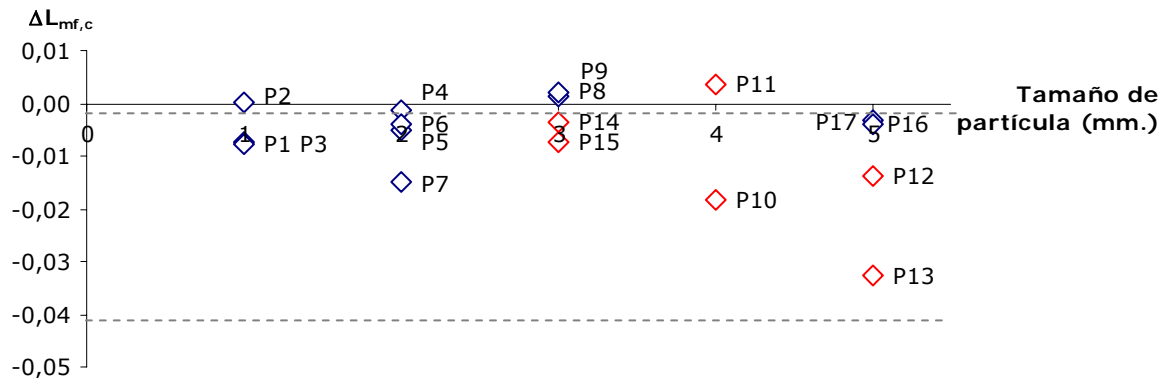


Figura 5.76. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por humedad corregidas ($\Delta L_{mf,c}$)

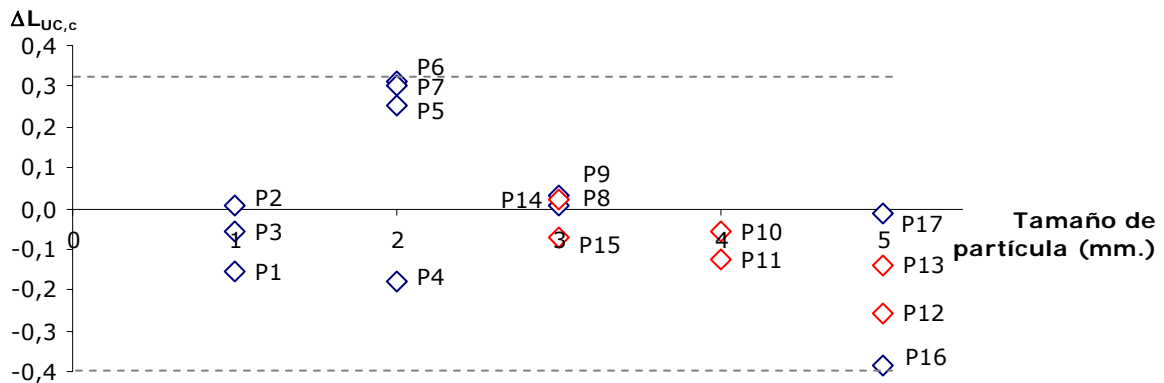


Figura 5.77. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por inquemados corregidas ($\Delta L_{UC,c}$)

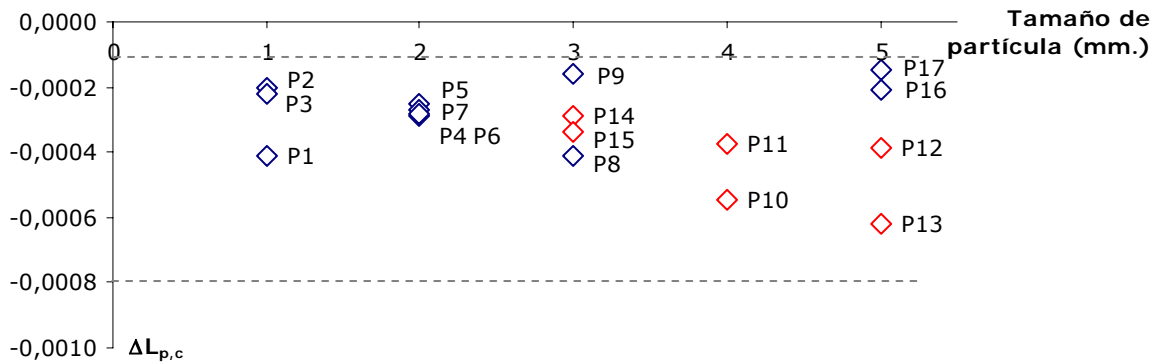


Figura 5.78. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en escorias corregidas

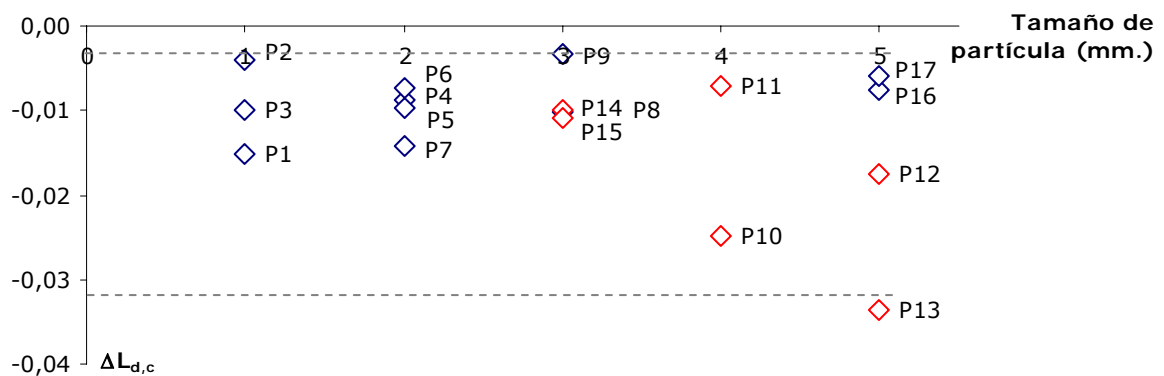


Figura 5.79. Variación, en puntos porcentuales, de las pérdidas por calor sensible en cenizas volantes corregidas.

Atendiendo a los resultados corregidos que acaban de presentarse puede señalarse:

- **Pruebas a plena carga.** En estas pruebas la situación en funcionamiento solo con carbón es la misma que se tenía inicialmente puesto que el combustible sigue siendo el mismo. Solo cambia el valor de las pérdidas y el rendimiento en el periodo de co-combustión. En esta etapa:
 - Las pérdidas por humedad aumentan en todas las pruebas frente a la situación sin corregir como ya se vio en el apartado 5.3.4. El nuevo contenido en humedad de la biomasa ha supuesto que, en función de la evolución de la temperatura de gases entre los dos periodos, estas pérdidas sean mayores en co-combustión que en la etapa de funcionamiento solo con carbón en cuatro pruebas, haciendo que ΔL_{mf} sea positivo y penalizando el rendimiento en la etapa de co-combustión, hecho que no ocurría en ninguna prueba al utilizar biomasa sometida a secado forzado.
 - Dado que se ha supuesto una nueva composición para la biomasa (ver Tabla 5.19) no solo ha cambiado el contenido en humedad sino también en hidrógeno. Esto ha influido sobre las pérdidas asociadas en la etapa de co-combustión. Así en las pruebas 1, 2 y 3 en las que la biomasa original tenía un contenido en hidrógeno menor, en la situación corregida ΔL_H ha aumentado y es positivo en las tres. Este hecho ha supuesto una mayor repercusión sobre el rendimiento corregido que en otras pruebas a plena carga. Por el contrario, en la prueba 9 el contenido de hidrógeno de la biomasa es ahora inferior al original por lo que las pérdidas son menores en co-combustión y, por tanto, también su variación respecto al periodo de funcionamiento solo con carbón ($\Delta L_H=0,0187$ puntos mientras que $\Delta L_{H,c}=0,0164$ puntos). En las demás permanecen muy similares.
 - En relación al resto de pérdidas solo varían, aunque de forma poco relevante, las pérdidas por calor sensible en gases secos. Estas aumentan, porcentualmente, en la etapa de co-combustión debido a que el poder calorífico de la biomasa y, por tanto, de la mezcla de combustibles es menor en todas las pruebas. Por el contrario dado que el caudal de gases por unidad de combustible es ligeramente menor en la nueva situación debido a la composición de la biomasa, el resultado final es que estas pérdidas cambian muy poco y, por tanto, su variación respecto a la situación de funcionamiento solo con carbón sigue siendo prácticamente la misma.
- **Pruebas a carga parcial.** En estas pruebas además de considerar que se estaba trabajando con la biomasa con un contenido en humedad del 15%, se ha asignado un nuevo valor a los inquemados, más acorde con lo que habría sido una situación habitual de funcionamiento. Esto último ha supuesto dos importantes diferencias con respecto al análisis que acaba de hacerse en relación al rendimiento corregido en las pruebas a plena carga.

Por un lado, debido a que en este caso han variado los inquemados tanto para el periodo de co-combustión como para el de funcionamiento solo con carbón, los resultados también lo han hecho en ambos periodos frente a la situación sin corregir.

Además la nueva asignación de inquemados ha supuesto una disminución significativa de las pérdidas por inquemados, distinta en cada periodo, y como consecuencia un aumento

del rendimiento. El calor transferido a la caldera en la etapa de co-combustión sigue siendo el mismo (Q_{TOTAL} es un dato) por lo que, el cambio de rendimiento supone que el valor estimado para la energía que entra a caldera con el combustible haya variado considerablemente, y con ello el rango fijado para la comparativa con los periodos de funcionamiento solo con carbón de todas las pruebas. ¿Qué implica este cambio? Principalmente que el número de puntos válidos para la comparativa en estos periodos varíe respecto a los utilizados al aplicar la metodología a la situación sin corregir y con ellos el valor promedio de todas las pérdidas, incluso aquellas que *a priori* no deberían cambiar respecto a dicha situación origen.

Si se revisan los resultados obtenidos respecto a la variación de las pérdidas en este caso se concluye:

- En la nueva situación se obtiene una drástica disminución en el valor de la variación de las pérdidas por inquemados. Siguen siendo menores en co-combustión ($\Delta L_{UC,c} < 0$) en cinco de las seis pruebas, pero la variación es un orden de magnitud menor. En la Figura 5.77, a diferencia del resto de figuras, está señalado solo el rango de variación de estas pérdidas en las pruebas a plena carga que permanece constante en la situación corregida y en el que ahora están incluidos también los resultados de las pruebas a carga parcial.
- La variación de las pérdidas por calor sensible en gases secos cambia respecto a la situación sin corregir. En esta nueva situación las pérdidas por gases solo disminuirían ligeramente en las pruebas 10 y 13, mientras que aumentarían en las otras cuatro. En todas las pruebas el porcentaje de oxígeno en caldera promedio sería mayor en el periodo de co-combustión que en el de funcionamiento solo con carbón, lo que confirma las tendencias explicadas detalladamente en el apartado 5.2.1. La ligera disminución en $L_{G,c}$ que se obtiene en las pruebas 10 y 13 está directamente relacionada con una temperatura de gases significativamente menor en la etapa de co-combustión que en los periodos de funcionamiento solo con carbón válidos en la comparativa. En las seis pruebas el resultado de la variación de esta temperatura sigue estando condicionado por la evolución de la misma a lo largo del día y por el momento en el que tuvo lugar la prueba.
- El resto de pérdidas se mantienen dentro del mismo rango de variación, siendo su variación algo menor tanto en el caso de las pérdidas por humedad como por hidrógeno debido a la nueva composición impuesta para la biomasa.

Una vez analizada la nueva variación de las pérdidas, la Figura 5.80 muestra los resultados obtenidos para la variación del rendimiento en todas las pruebas en función del tamaño de partícula utilizado en cada una. Según refleja dicha figura, los valores obtenidos en este nuevo escenario permitirían presumir que, si se utiliza biomasa forestal con un contenido en humedad del 15%, con tamaños de partícula máximos de 5 mm y trabajando con un porcentaje de sustitución entorno al 5% en energía, el rendimiento seguiría sin variar de forma significativa en ninguna de las pruebas. La corrección de los inquemados ha supuesto que la variación del rendimiento en las pruebas a carga parcial se encuentre dentro de los mismos valores que en el resto y que ahora los resultados se vean afectados de la misma manera y por los mismos factores.

En comparación con los resultados sin corregir destaca el hecho de que el rendimiento seguiría disminuyendo solo en las pruebas 2, 5 y 6 de las realizadas a plena carga y que también lo haría, teniendo en cuenta la nueva asignación de inquemados, en las pruebas 11 y 14 de las realizadas a carga parcial. Las mejoras de rendimiento se suavizarían, manteniéndose todas dentro del mismo rango y obteniéndose el máximo incremento en la prueba 3, resultado sobre el que han seguido afectando los mismos factores que se han analizado anteriormente.

A partir de todos los resultados obtenidos, y atendiendo a los valores una vez corregidos que acaban de presentarse, se puede concluir que los tres factores más influyentes sobre la variación del rendimiento entre los dos periodos comparados serían: la temperatura de gases a la salida corregida, el porcentaje de oxígeno a la salida de caldera y los inquemados, estando este último directamente relacionado con el anterior.

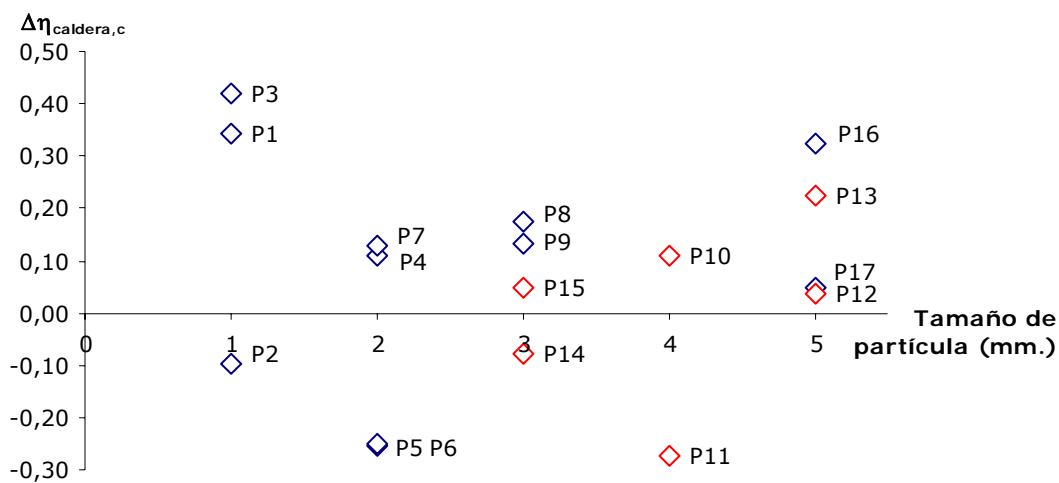


Figura 5.80. Variación, en puntos porcentuales, del rendimiento corregido en función del tamaño de partícula ($\Delta\eta_c$).

5.4.4 Comparación con otras experiencias y conclusiones.

Atendiendo a la bibliografía consultada en relación a la influencia que la co-combustión tiene sobre el rendimiento de caldera, varios autores coinciden en afirmar que dicho rendimiento disminuye 0,5 y 1 punto por cada 10% de sustitución en energía de carbón por biomasa (Tillman (2000), Sondreal et ál. (2001), Canalís et ál. (2005b)) Por tanto, el resultado que acaba de presentarse en relación a la variación del rendimiento en la experiencia realizada en la C.T. de Escucha supondría que, en todos los casos, ésta sería menor de la prevista.

¿Por qué existe esta diferencia? Para poder dar respuesta a esta pregunta, a partir de la información recopilada sobre cinco experiencias distintas llevadas a cabo en plantas con caldera de combustible pulverizado (Boylan (1996), Aerts et ál. (1997), Battista et ál. (2000), Zemo (2002)) se ha estimado la variación del rendimiento entre la situación de co-combustión y la de funcionamiento solo con carbón, y se han analizado las posibles causas de esta variación. La Tabla 5.49 presenta un resumen del análisis realizado a estas cinco plantas y que está ampliamente detallado en el Anexo X. El valor de $\Delta\eta$ que aparece en dicha tabla se ha obtenido, a partir de los datos disponibles para cada experiencia, comparando la situación en co-combustión con la de funcionamiento solo con carbón, por tanto, podría ser equivalente al obtenido para la C.T. de Escucha en esta tesis. Hay que tener en cuenta, sin embargo, que en el resto de

experiencias no se puede asegurar que las condiciones de caldera entre los dos periodos comparados fueran similares.

Tabla 5.49. Resumen de resultados sobre la influencia de la co-combustión en el rendimiento de seis experiencias distintas.

	Plant Hammond	Blount St.	Seward G.St.	McIntosh – Unit 3	Plant Gadsden	C.T. de Escucha	
Tipo de co-combustión	a.1	b.2	b.1	b.2	b.2	b.1	
Combustibles	Mezcla de serrín y residuos de poda – Carbón bituminoso	Cultivo energético (Switgrass) – Carbón bituminoso	Serrín – Carbón bituminoso	Mezcla de serrín y residuos de poda – Carbón bituminoso	Cultivo energético (Switgrass) – Carbón bituminoso	Biomasa residual seca – Carbón bituminoso	
Carbón	Hu	5-6%	14,51%	5,91%	4,83%	7,12%	16,62%
	H	-	3,73%	4,05%	4,57%	4,24%	2,50%
	Ce	-	8,80%	14,81%	7,45%	14,24%	28,75%
Biomasa	Hu	19%	11,99%	38,96%	51,46%	27,73%	14,57%
	H	-	4,97%	3,61%	2,73%	4,70%	5,6%
	Ce	-	4,61%	0,31%	0,94%	2,48%	0,41%
Tamaño de partícula	0,15 mm	25 mm	6 mm	-	13 ÷ 20 mm	De 1 a 5 mm	
% sustitución promedio en energía	6,5%	7,1%	5%	5%	7%	5%	
$\Delta\eta_{caldera}$	- 0,5	-4.7	-0,27	-0,95	De -0,2 a -0,85	De +0,42 a -0,27	
Causa	-	Aumento de la temp. de gases debido a que el aire de alimentación de la biomasa no pasaba por el precalentador aire-gases.	Contenido en humedad de la biomasa	Contenido en humedad de la biomasa. Aumento de las pérdidas en gases por trabajar con mayor exceso de aire.	Contenido en humedad de la biomasa.	Variación de distintos factores, relacionadas con las pruebas	

En todas las experiencias analizadas existen circunstancias particulares que incidieron de una forma u otra sobre el rendimiento de caldera y cuya influencia exacta resulta imposible de cuantificar. Sin embargo, excepto en el caso de Blount St. donde, la drástica disminución del rendimiento está directamente relacionada con el aumento significativo de la temperatura de gases, los resultados mostrados en la Tabla 5.49 confirman que, cuando se trabaja con porcentajes de sustitución entorno al 5% en energía, la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento no es relevante.

Puede comprobarse como, en todas ellas, el rendimiento disminuye en co-combustión ($\Delta\eta < 0$), en contraste con lo que ocurre en la experiencia objeto de esta tesis. La diferencia principal se encuentra en la composición de los combustibles, sobre todo en lo que hace referencia a la humedad aun cuando se están comparando los resultados obtenidos tras la corrección. En cuatro de las experiencias analizadas la biomasa tenía un contenido en humedad mayor que el carbón, en algunos casos muy superior, como es el caso de la experiencia de McIntosh Power Plant donde esta era más de diez veces la del carbón, lo que hace que al sustituir un combustible por otro las pérdidas por humedad aumenten en co-combustión, al revés de lo que ocurre en la experiencia llevada a cabo en la C.T. de Escucha.

En relación al hidrógeno ocurre todo lo contrario, el carbón de esta experiencia es el que tiene un menor contenido en hidrógeno mientras que la biomasa es la de mayor, lo que resulta negativo en relación a la variación del rendimiento en co-combustión. En la experiencia de Blount St. y en la de Plant Gadsden, el cambio de combustible también actúa de forma negativa, debido a que el contenido en hidrógeno de la biomasa es mayor, mientras que en las otras dos la sustitución de un combustible por otro hace disminuir el contenido en hidrógeno y con él las pérdidas asociadas. A pesar de las diferencias, estas son mucho menos importantes que las que se han detectado en el caso de la humedad y por tanto su incidencia sobre la diferencia de resultados también será menor. Si se compara el contenido en cenizas, que como se ha visto en apartados anteriores repercutiría sobre el caudal de residuos y por tanto sobre todas las pérdidas relacionadas, las diferencias son también notables, de forma que la experiencia en la que resulta más beneficiosa la sustitución de carbón por biomasa vuelve a ser la realizada en la C. T. de Escucha. A partir de estos resultados y de las particularidades de cada una de las experiencias se confirmaría que la mejora del rendimiento estimada en esta planta respecto al resultado obtenido en el resto podría estar justificada atendiendo a las características de los combustibles utilizados en este caso.

Por otro lado, el rendimiento de todas las experiencias analizadas se ha estimado sobre el PCS del combustible, que, como ya se ha demostrado penaliza el uso de combustibles con mayor humedad, que en las cinco plantas es la mezcla utilizada en co-combustión debido a la biomasa. En el caso del resultado obtenido en la C.T. de Escucha el rendimiento se calculó sobre el PCI, por lo que si se hubiera hecho sobre el PCS las diferencias habrían sido algo mayores.

Como resumen a todo lo expuesto, puede decirse que, los resultados obtenidos han confirmado que la co-combustión de carbón de bajo rango y un 5% en energía de biomasa forestal con un tamaño de partícula inferior a 5 mm, no afecta de forma significativa al rendimiento de caldera. Si a partir de la realización de las pruebas y del análisis de los datos recogidos en relación a las emisiones de gases se pudo confirmar la viabilidad técnica y medioambiental de la co-combustión, este resultado no solo reafirma los anteriores sino que, además, mejora su viabilidad económica.

Desde el punto de vista técnico se ha podido comprobar que no solo el rendimiento sino ninguna de las pérdidas asociadas a la combustión aumentaron significativamente, y que los parámetros que influyeron sobre las mismas podrían ajustarse en funcionamiento continuo. Faltaría confirmar, con pruebas a largo plazo, la incidencia sobre el ensuciamiento de caldera y sobre la eficiencia de los precipitadores electrostáticos. Por otro lado se podría pensar en buscar el punto óptimo de trabajo relacionando el porcentaje de oxígeno en caldera, el tamaño de partícula de la biomasa y la repercusión final sobre el total de las pérdidas por inquemados y en gases secos de ambos parámetros, según se ha realizado ya en otras experiencias (Zemo et ál., 2002)

Desde el punto de vista medioambiental la disminución de emisiones de CO₂ equivalente asociada al uso de un combustible renovable frente a la combustión de carbón sería mayor de la prevista inicialmente, al no empeorar el rendimiento de la transformación (Sebastián et ál., 2011).

Por último, este resultado también repercute sobre la viabilidad económica de la co-combustión, ya que no influir negativamente sobre el rendimiento de caldera supone que el consumo de combustible, uno de los costes de operación más importantes, no varíe. Faltaría analizar, para completar la parte económica, el aumento de otros costes de operación que en este caso estarían relacionados con el sistema de pretratamiento y alimentación de la biomasa.

CAPÍTULO 6.

SÍNTESIS, CONCLUSIONES, APORTACIONES Y LÍNEAS FUTURAS

6.1 Síntesis y conclusiones.

Parece generalizada la idea de que la sustitución de un porcentaje de carbón por biomasa en centrales térmicas ya existentes, es decir, la co-combustión, es una de las mejores opciones que existen actualmente para el aprovechamiento eléctrico de la biomasa. Esta tecnología se ha probado con éxito en muchos países y en otros, como España, en los que el uso de esta fuente de energía renovable no está alcanzando el desarrollo que estaba previsto, se espera que sirva como punta de lanza para la creación de un mercado estable para esta recurso que facilite la puesta en marcha de otras instalaciones.

La co-combustión comparte con otras tecnologías que utilizan biomasa para la generación de electricidad las mismas ventajas frente al uso de combustibles fósiles, y además presenta otras como una menor inversión o un aprovechamiento con mayor rendimiento. Sin embargo, esta tecnología plantea algunos problemas que es necesario acotar para conseguir su total implantación. Una de las incertidumbres que plantea, previa a su puesta en marcha, es la influencia que puede tener sobre la planta origen, y más en particular sobre la caldera, la sustitución de un porcentaje del combustible habitual por otro que presenta, en muchas ocasiones, unas características muy diferentes. Con el fin de ir clarificando alguna de las incertidumbres que supone esta tecnología y contribuir a su puesta en marcha, el objetivo de esta tesis ha sido analizar la influencia que tiene sobre el comportamiento de una caldera de combustible pulverizado que habitualmente utilizaba carbón de bajo rango, la sustitución de un porcentaje de dicho combustible por biomasa forestal.

Gran parte del trabajo llevado a cabo en esta tesis y que recoge esta memoria se basa en la experiencia de co-combustión realizada en la C.T. de Escucha dentro del proyecto de investigación "Co-combustión en el C.T. de Escucha" referencia 2FD97-0764 co-financiado por el

Ministerio de Ciencia y Tecnología y la Unión Europea, a través de los Fondos FEDER (Fundación CIRCE, 2002), y de forma particular en la campaña de pruebas que se realizó en dicha planta. Estas pruebas fueron definidas con el fin de confirmar la viabilidad técnica, económica y medioambiental de la co-combustión con biomasa forestal.

Dado que las pruebas se llevaron a cabo interfiriendo lo menos posible en el funcionamiento habitual de la planta, para la obtención de resultados y su posterior análisis, se ha desarrollado una metodología que permite estimar la energía que entra a caldera con el combustible en cada momento y, a partir de ella, comparar situaciones en las que esta era la misma, de forma que se ha conseguido evitar la influencia del funcionamiento particular del ciclo de vapor sobre el comportamiento de la caldera y, más concretamente, sobre su rendimiento. Esta metodología, que junto con los resultados particulares sobre la experiencia de co-combustión analizada, son la parte fundamental de la tesis, puede ser utilizada para el análisis de otras experiencias.

Aplicando la metodología propuesta se ha analizado la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera en función de las características de la biomasa utilizada en cada prueba. Respecto a las emisiones, el análisis se ha hecho sólo sobre los datos recogidos en cada una de las pruebas, debido a que no se disponía de datos suficientes para poder aplicar la metodología.

Antes de presentar el trabajo realizado en planta así como los resultados obtenidos, en la memoria de esta tesis se ha considerado adecuado incluir un capítulo dedicado a presentar una perspectiva general de la tecnología de co-combustión en centrales térmicas y de forma particular en calderas de combustible pulverizado, dado que es el tipo de caldera en el que se llevó a cabo la experiencia de co-combustión analizada. El objetivo de esta revisión ha sido dar a conocer una tecnología ampliamente extendida pero que presenta ciertas incertidumbres, según acaba de comentarse, a la hora de ponerla en marcha en una nueva instalación, debido, en muchos casos, al desconocimiento sobre qué incidencias puede tener sobre el funcionamiento de la planta origen y como superarlos.

El capítulo se ha dividido en dos partes. En la primera, se ha presentado una revisión general y, al mismo tiempo, profunda de la situación actual de la tecnología de co-combustión en centrales térmicas. Se ha analizado qué importancia tienen sobre la viabilidad de la co-combustión las características de los combustibles utilizados, tanto el fósil habitual como el de la biomasa que lo sustituye. A partir de la información recogida en la bibliografía se ha constatado cómo influye el cambio de combustible sobre las distintas emisiones que pueden aparecer en combustión y, en las que ha sido posible, se ha estimado dicha variación en función de distintos parámetros. Además se ha analizado la incidencia que la co-combustión puede tener sobre el funcionamiento de caldera y que, en ocasiones, puede suponer una barrera para su puesta en marcha. Los principales problemas técnicos que pueden aparecer y que han sido analizados, son: aumento del ensuciamiento en caldera o de corrosión por alta temperatura, los cambios en el funcionamiento de los sistemas de limpieza de gases, la variación en la composición de las cenizas, o la pérdida de rendimiento. Para cada uno de estos problemas se han identificado las posibles causas así como las medidas que se han tomado en distintas experiencias para superarlos. Por último, en este mismo capítulo, se han presentado las diferentes opciones que se han utilizado para adaptar las plantas a esta tecnología, así como las particularidades en función del tipo de caldera origen: lecho fluido, parrilla, calderas ciclónicas o de combustible pulverizado.

Esta última sigue siendo la tecnología de combustión más utilizada para la generación eléctrica a partir de combustibles fósiles, por lo que la mayoría de las experiencias de co-combustión se han realizado en este tipo de calderas. Son, además, en las que, principalmente, se podría aplicar esta tecnología en España. Según se ha señalado, la experiencia que se ha analizado en esta tesis se llevó a cabo en una caldera de este tipo, por lo que la segunda parte del Capítulo 2 se ha dedicado a presentar las particularidades de la co-combustión en calderas de combustible pulverizado y una revisión de las experiencias realizadas.

La principal diferencia de las calderas de combustible pulverizado con respecto a las otras tecnologías de combustión de carbón es que, con el fin de conseguir unos ratios de conversión mayores con bajos tiempos de residencia, en este caso se impone un tamaño de partícula mucho menor al combustible que se encuentra en el orden de entre 50-300 μm para el carbón. El mayor contenido en volátiles de la biomasa permite trabajar con tamaños de partículas mayores (del orden de milímetros). Aun así, y según se ha puesto de manifiesto en el Capítulo 2 a partir de la revisión de numerosas experiencias, el tamaño de partícula y, por tanto, la necesidad de pretratamiento de este nuevo combustible resulta ser uno de los factores limitantes. También resulta una tecnología restrictiva en cuanto al porcentaje de sustitución y la humedad del combustible. Los tres factores dependen, en última instancia, de las características particulares de los dos combustibles y de la opción de co-combustión elegida.

Las instalaciones de co-combustión se han clasificado en dos grandes grupos: *co-combustión directa*, si la transformación termoquímica de la biomasa se realiza totalmente en la misma caldera que el carbón, definiéndose hasta cinco opciones de co-combustión distintas en función del punto de alimentación de la biomasa, y *co-combustión indirecta* cuando dicha transformación se realiza de forma parcial o total en otro equipo.

Para cada una de estas opciones, a partir de la información recopilada sobre distintas experiencias de co-combustión, se han analizado sus particularidades haciendo hincapié en las limitaciones de cada una de ellas en relación, principalmente, al tamaño de partícula y el porcentaje de sustitución, además de los problemas que pueden presentarse en función de otros parámetros tales como el tipo de biomasa o las características de la planta origen. Para cada una de las opciones se muestran ejemplos de centrales térmicas en las que se ha trabajado en co-combustión. El capítulo presenta toda la información recopilada sobre estas experiencias de co-combustión organizada también por países, mostrando así una visión de la evolución de la misma en función de otros parámetros (legislativos, normativos y/o económicos). Por último, de todas las experiencias evaluadas se han seleccionado seis plantas en las que la caldera era de fuegos frontales, es decir, disponían del mismo tipo de quemadores que en la caldera en la que se llevaron a cabo las pruebas analizadas en esta tesis. En cada una de ellas, la tecnología se aplicó según una opción diferente, lo que ha permitido tener una visión más amplia y detallada de cómo implantar la co-combustión en este tipo de plantas, los problemas que pueden aparecer y las medidas que pueden tomarse para solucionarlos.

El Capítulo 3 se ha dedicado a la presentación y análisis de las pruebas realizadas en planta y que tenían como objetivo comprobar la viabilidad técnica, económica y medioambiental de la sustitución de un cinco por ciento en energía del combustible habitual (carbón de bajo rango) por biomasa forestal seca. La planta tiene una potencia instalada de 160 MWe por lo que se pretendía generar aproximadamente 8 MWe utilizando biomasa con diferente grado de pretratamiento. En la primera parte de este capítulo se ha presentado el trabajo llevado a cabo

dentro del proyecto en relación a la definición, diseño y puesta en marcha de la instalación de pretratamiento y alimentación de la biomasa que se utilizó durante las pruebas. En relación a la primera permitió obtener biomasa con tamaños de partícula entre 1 y 5 mm y un contenido en humedad promedio del 5%. Para el caso de biomasa a 3 mm se realizaron dos pruebas con una humedad aproximada del 15% (sólo secado natural).

La opción de co-combustión elegida, por resultar la más idónea en función de las características de los combustibles y de la propia caldera, fue la de alimentación independiente a través de dos de los dieciséis quemadores de carbón existentes, modificados y transformados en quemadores mixtos. El Capítulo 3 recoge toda la información relativa al proceso de selección de esta opción y de cómo se llevó a cabo la modificación de estos quemadores, además de la descripción del protocolo de pruebas y la instrumentación que se utilizó para la adquisición de datos y muestras. Se llevaron a cabo 17 pruebas con una duración aproximada de tres horas y en las que el periodo de co-combustión se prolongó, en cada una de ellas y en promedio, una hora. De estas, once se realizaron con la planta trabajando a plena carga y seis a carga parcial.

A partir del tratamiento y análisis de los datos y muestras recogidos durante estas pruebas, en la segunda parte del Capítulo 3 se presentan los resultados relacionados con la incidencia sobre los inquemados y las principales emisiones. De dicho análisis pueden extraerse las siguientes conclusiones:

- Aunque la falta de incidencias significativas durante las pruebas ya lo había puesto de manifiesto, el análisis posterior de los valores recogidos por el sistema de adquisición de datos para los principales parámetros de funcionamiento de la planta, ha confirmado que la operación de esta prácticamente no se vio afectada por el cambio de combustible.
- En relación a la variación del contenido de inquemados en las muestras de residuos (cenizas volantes y escorias) se ha comprobado que, atendiendo a los tamaños de partícula utilizados para la biomasa y con los porcentajes de sustitución fijados, el factor más influyente fue el porcentaje de oxígeno en caldera con el que se estaba trabajando en cada periodo comparado. Así, para un mismo tamaño de partícula, el porcentaje de inquemados en residuos pudo disminuir en co-combustión si el porcentaje de oxígeno en caldera era mayor que en funcionamiento con carbón y viceversa.
- En relación a la influencia sobre las emisiones en gases, se han comparado los resultados recogidos en la etapa de co-combustión con los de las etapas de funcionamiento solo con carbón en las que se trabajó con una carga similar. Las principales conclusiones que han podido extraerse han sido:
 - Emisiones de SO₂: Disminuyeron en todas las pruebas, aunque en la mayoría lo hicieron menos del valor previsto teniendo en cuenta el contenido en azufre de los combustibles y el porcentaje de sustitución estimado. Se han identificado dos posibles causas, la variabilidad del contenido en azufre en el carbón o el cambio en la cantidad de este fijado en las cenizas. No ha sido posible confirmar la influencia real de ninguno de ellos.
 - Emisiones de NO_x: Disminuyeron en todas las pruebas realizadas a plena carga y en la mayoría lo hicieron más de lo que podría esperarse teniendo en cuenta solo la

reducción de la cantidad de nitrógeno en el combustible. La forma de alimentar el combustible y el contenido en oxígeno de los gases fueron los factores que influyeron en estos resultados. En las pruebas a carga parcial en las que estas emisiones aumentaron significativamente, se ha comprobado que estos resultados estuvieron condicionados por como varió el contenido de oxígeno en gases con el que se trabajó en cada etapa.

- Emisiones de CO: En las pruebas a plena carga, estas emisiones no se vieron influenciadas por el uso de biomasa, manteniéndose en el mismo rango de variación que en las etapas de funcionamiento solo con carbón. También en este caso, los resultados obtenidos en las pruebas a media carga estuvieron condicionados por el contenido de oxígeno en gases, factor que influyó positivamente sobre estas emisiones en la etapa de co-combustión, al contrario que en las emisiones de NOx.
- Emisiones de partículas: Se ha concluido que estas emisiones se mantuvieron dentro de los mismos rangos de variación en todos los periodos comparados, no detectándose en ningún caso cambios significativos que hayan podido atribuirse al hecho de sustituir un porcentaje de carbón por biomasa. Sin embargo, este resultado se encuentra condicionado por la gran dispersión que existe en los valores recogidos para estas emisiones tanto en co-combustión como en funcionamiento con solo carbón.

Siguiendo con el análisis de la influencia que la co-combustión tiene sobre el comportamiento de caldera, no hay que olvidar que, precisamente, una de las principales ventajas de esta tecnología frente al aprovechamiento exclusivo de biomasa es que la transformación se realiza en una planta con un mayor rendimiento debido, principalmente, a que se trata de plantas de mayor tamaño. Sin embargo, hay que tener en cuenta que, como ya se ha señalado, el cambio de combustible puede incidir negativamente sobre el rendimiento de caldera y, por tanto, sobre el de la planta. Aunque cuantificar el rendimiento de una caldera de un central eléctrica es un procedimiento que se encuentra perfectamente definido y que resulta relativamente sencillo, la dificultad radica en saber cuanto influirá sobre ese rendimiento el cambio de combustible y qué parámetros harán que esta influencia sea mayor o menor con el fin de incidir adecuadamente sobre ellos. A partir de los datos recogidos en las pruebas de co-combustión no se pudo cuantificar de forma precisa esta influencia debido a diversos factores, distintos al cambio de combustible, que incidían también sobre ellos y que no era posible filtrar directamente.

Se constató que uno de los factores más influyentes era el rendimiento del ciclo de vapor que depende, a su vez, de las condiciones ambientales. Los cambios en los parámetros de funcionamiento del ciclo que las variaciones de estas condiciones pueden implicar, suponen que, aunque el comportamiento de la caldera no se vea influenciado por el cambio de combustible y esta siga trabajando con el mismo rendimiento, la carga final que esté dando la planta pueda aumentar o disminuir en función de dichas condiciones ambientales. Se comprobó, además, que esta dependencia era mayor en la planta analizada debido al sistema de refrigeración del que disponía (aerocondensador). Este hecho implica que no se puedan comparar, a la hora de analizar la variación del rendimiento de caldera, situaciones en las que, sin más comprobaciones, se imponga, como condición, que la carga del grupo sea aproximadamente la

misma, debido a que esta se ha podido ver influenciada por la variación del rendimiento del ciclo y no por el mejor o peor funcionamiento de la caldera.

La solución propuesta a este problema, con el fin de poder extraer conclusiones de los resultados de las pruebas, ha sido llegar a comparar situaciones en las que la energía que entrara a caldera con el combustible fuera la misma, independientemente de que el combustible utilizado fuera carbón o una mezcla de carbón y biomasa y de cómo se aprovechara posteriormente el calor cedido en la caldera en el ciclo de vapor.

En el Capítulo 4 se presenta la metodología que se ha desarrollado para obtener la energía que entra a caldera con el combustible y como se ha aplicado para comparar situaciones en las que la caldera funcionaba solo con carbón con otras en las que lo hacía en co-combustión.

Esta metodología consiste, básicamente, en estimar la cantidad de combustible que entra a caldera, y, por ende, su energía, calculando simultáneamente el rendimiento de esta a partir del método directo e indirecto. Para ello es necesario conocer, además de los datos suficientes para su estimación (composición de los combustibles, temperatura del aire, temperatura contenido de oxígeno de los gases), el calor que es transferido en caldera por el combustible y que posteriormente aprovechará el ciclo. Para estimar este calor, en esta tesis se ha propuesto realizar un modelo de ciclo que se integra como parte de la metodología de cálculo.

Para la aplicación de esta metodología al análisis de la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera, ha sido necesario desarrollar dos herramientas de cálculo, que se presentan detalladamente también en el Capítulo 4.

- Con la primera herramienta se estima el rendimiento de caldera y todas las pérdidas aplicando la norma PTC 4-1998 (ASME, 1998) y atendiendo a las particularidades que presenta la caldera objeto de esta tesis. Entre estas particularidades, destaca el hecho de encontrarse ubicada dentro de un edificio (caldera interior) y no a la intemperie como suele ser lo habitual. Esto ha supuesto que haya sido necesario analizar cómo valorar el aumento de temperatura que sufre el aire de combustión dentro del edificio debido, entre otras cosas, al aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera. La opción propuesta finalmente ha sido no considerar estas pérdidas como tales en el cálculo del rendimiento pero tampoco como un aporte de energía adicional al aire, que se considera que entra al circuito aire-gases a temperatura ambiente.

Utilizando los datos recogidos durante las pruebas, ha sido posible calcular el rendimiento de caldera tanto en los periodos de funcionamiento con sólo carbón como en co-combustión. Para estos últimos se ha propuesto una forma de estimar el porcentaje de energía que corresponde a cada uno de los combustibles utilizados y, a partir de allí, la composición de la mezcla y su poder calorífico.

El rendimiento se calcula en condiciones estándar con el fin de poder comparar situaciones independientemente de la temperatura ambiente que se tuviera en cada caso. Debido a que no se disponía de algunos datos necesarios para este cálculo, se ha realizado un simulador del precalentador aire-gases que permite estimar su eficiencia y, a partir de ella, la temperatura de entrada de los gases al mismo. Conocida esta

temperatura, ya puede obtenerse el valor de las pérdidas y créditos que varían al cambiar la temperatura del aire, y con ellos el rendimiento en condiciones estándar.

- Partiendo de los datos disponibles, se ha realizado un modelo de ciclo para poder estimar el calor absorbido por el vapor a su paso por la caldera en cualquier situación de funcionamiento. El modelo realizado permite, a partir de unas variables de entrada cuyos valores se registraron en continuo durante la campaña de pruebas y que son sencillas de obtener en una planta de estas características (potencia generada, presión de vacío, temperatura de vapor vivo y temperatura de vapor recalentado), reproducir el comportamiento del ciclo a cualquier carga, de forma que, para las distintas condiciones de funcionamiento del mismo se obtiene no sólo el calor absorbido por el vapor a su paso por la caldera, sino que también se estiman el resto de variables del ciclo (caudales, presiones y temperaturas), así como el rendimiento de las secciones de turbina. Se trata por tanto de una herramienta que puede ser utilizada en otros ámbitos distintos al marco de esta tesis.

Dentro del modelo, el ciclo se dividió en cuatro subsistemas: la turbina, el aerocondensador, los precalentadores y la caldera. Tras el análisis de distintas alternativas, se han modificado y adaptado, en función de las características particulares de los equipos, ecuaciones y/o modelos propios o disponibles en la bibliografía para modelizar cada uno de estos subsistemas. Todos ellos se han ajustado, a partir de datos de planta y se han validado para distintas cargas. El proceso de análisis, adaptación y validación aparece recogido en el Capítulo 4.

La parte más compleja ha sido la modelización del comportamiento de la turbina, su ajuste y validación. Para ello se utilizaron las expresiones de Spencer et ál. (1974) y la Elipse de Stodola (Cooke, 1985). Para poder integrar estas expresiones dentro del modelo de ciclo ha sido necesario realizar un largo proceso de análisis, adaptación y ajuste a las condiciones particulares de la turbina que se quería modelar, y que ha permitido encontrar la solución más adecuada para reproducir el comportamiento de dicha turbina. Las principales modificaciones que se han hecho respecto al modelo de turbina propuesto por Spencer et ál. (1974) han sido:

- 1º. Calcular las condiciones de salida de la "sección a condensación" a partir de las de entrada de esa misma sección y no del conjunto turbina de media y baja presión como propone Spencer et ál (1974). De esta forma se reproduce mejor el comportamiento a altas presiones de vacío (superiores a 0,15 bar), situación en la que debido al sistema de refrigeración disponible en esta planta resulta más habitual de lo que sería esperable.
- 2º. Modelizar la primera sección de turbina, es decir la de admisión, siguiendo las expresiones que Spencer et al (1974) propone para las secciones entre recalentadores, lo que se ha llamado "sección de media presión", cuando, como en el caso de la turbina que se esté modelizando, la regulación de potencia se realice a presión deslizante. De esta forma se obtiene un rendimiento constante para esta primera sección, que no disminuiría a cargas parciales como ocurriría en el caso de trabajar a presión fija.

Con todo ello, se ha conseguido un modelo que reproduce fielmente el comportamiento del ciclo a plena carga y con una muy buena aproximación a cargas parciales, obteniéndose valores muy próximos a los registrados para las distintas variables de control disponibles.

Utilizando estas dos herramientas se ha estimado la energía que entraba a caldera en todo momento y siguiendo el procedimiento descrito en el último apartado del Capítulo 4, se han comparado los resultados obtenidos en cuanto al rendimiento, las distintas pérdidas y los parámetros más influyentes sobre el mismo, en la etapa de co-combustión de cada prueba con los obtenidos en periodos de funcionamiento sólo con carbón del propio día de la prueba y de otros días en los que se cumplía la condición de que dicha energía era la misma. En el Capítulo 5 y el Anexo IX están recogidos tanto las particularidades de la comparativa, los resultados obtenidos como el análisis de los mismos.

Como resumen del trabajo allí presentado puede decirse que:

- Se ha comprobado que el rendimiento en la etapa de co-combustión de todas las pruebas, así como el valor de las pérdidas, se mantenían en los mismos valores que los obtenidos en todos los periodos de funcionamiento sólo con carbón analizados, tanto en las pruebas a plena carga como en las realizadas a carga parcial. Este resultado ya permite suponer que la co-combustión no influyó significativamente sobre el rendimiento, o por lo menos no más que otros factores que también pudieron variar de unos periodos a otros e incidir sobre su valor.
- Se ha cuantificado la variación del rendimiento, y de cada una de las pérdidas, entre el valor promedio en la etapa de co-combustión de cada prueba y el obtenido en periodos de funcionamiento sólo con carbón del mismo día en los que se cumpliera la condición de que la energía que entraba a caldera con el combustible era la misma. En este caso sí que se han encontrado diferencias entre los dos tipos de pruebas. Sin embargo, el análisis de los resultados obtenidos ha permitido comprobar que los dos factores más influyentes sobre la variación del rendimiento entre los dos periodos comparados sí que fueron los mismos para todas las pruebas. Estos factores fueron: la temperatura de gases a la salida del precalentador aire-gases corregida y el porcentaje de oxígeno a la salida de caldera, que incidió directamente sobre los inquemados. Además se ha confirmado que la variación de ninguno de estos factores entre los dos periodos comparados estuvo directamente relacionada con el hecho de haber sustituido un 5% en energía, aproximadamente, del combustible habitual por biomasa forestal.

También se ha comprobado que sobre la variación del rendimiento y las pérdidas influyeron, como era de esperar, las diferencias en la composición de los combustibles utilizados. Mientras que el menor contenido en humedad y cenizas de la biomasa frente al carbón incidió positivamente sobre el rendimiento en la etapa de co-combustión, el mayor contenido en hidrógeno lo hizo negativamente. Sin embargo, la influencia de estos factores es mucho menor que la de los dos señalados anteriormente.

- Respecto a los resultados concretos que se han obtenido para cada uno de los dos tipos de pruebas, cabe destacar, que:

- El rendimiento no varió significativamente en ninguna de las once pruebas realizadas a plena carga. Sólo empeoró en tres de ellas, resultado que se ha relacionado en cada caso con alguno de los factores señalados anteriormente pero no con el cambio de combustible directamente. En el resto de pruebas, el rendimiento mejoró en la etapa de co-combustión o bien porque se estaba trabajando con una menor temperatura de gases, lo que incidió positivamente sobre la mayoría de las pérdidas, o por trabajar con un contenido en oxígeno en gases mayor, lo que influyó directamente en una disminución de inquemados y de las pérdidas asociada, decremento que no fue compensado por un aumento de las pérdidas por calor sensible en gases que pudo suponer ese mayor contenido en oxígeno de los gases. En otras pruebas el resultado obtenido fue debido a la suma de varios factores.
- En el caso de las pruebas a media carga, se cuantificó un aumento significativo del rendimiento en la etapa de co-combustión. Se comprobó que este resultado estaba directamente relacionado con las condiciones particulares de funcionamiento de la planta en las que tuvieron lugar estas pruebas y que supusieron que el porcentaje de oxígeno en gases en la etapa de co-combustión fuera mayor al del resto del día. Este hecho fue la causa principal de que los inquemados, y por tanto las pérdidas asociadas, disminuyeran drásticamente en este periodo, lo que repercutió positivamente sobre el rendimiento.

Con el fin de filtrar la influencia de este funcionamiento particular sobre los resultados se decidió calcular el rendimiento que habría tenido la caldera en estas pruebas a carga parcial si el valor de los inquemados hubiera tenido una evolución similar al de las pruebas a plena carga. Por otro lado, y adicionalmente a la corrección de inquemados en el caso de las pruebas a carga parcial, se comprobó qué habría ocurrido en todas las pruebas si la biomasa con la que se hubiera trabajado hubiera tenido un contenido en humedad próximo al 15%. Este porcentaje de humedad podría obtenerse solo con secado natural y es el que tenía la biomasa con la se realizaron dos de las pruebas. Ambas permitieron confirmar que esta humedad no influía negativamente sobre la operación de la planta ni sobre el rendimiento. Con estos nuevos datos (inquemados y composición de la biomasa), se recalculó el rendimiento en los días de prueba y se estimó una vez más la variación del mismo entre la etapa de co-combustión y los periodos de funcionamiento sólo con carbón que cumplieran la condición en cuanto a que la energía que entrara a caldera con el combustible fuera la misma.

En este nuevo escenario se comprobó que la variación del rendimiento de caldera se habría mantenido en todas las pruebas dentro del mismo rango de valores. La mayor disminución del rendimiento estimada fue próxima -0,3 puntos, pasando de un rendimiento de 88,38 a 88,1 en co-combustión, mientras que en una de las pruebas el rendimiento aumento más de 0,4 puntos, lo que supuso pasar de un rendimiento de caldera de 90,1 a 90,52, de nuevo en co-combustión. En todos los casos, teniendo en cuenta que la co-combustión no influyó sobre la evolución habitual de la temperatura de gases y que, en funcionamiento continuo, resulta sencillo ajustar convenientemente el porcentaje de oxígeno en caldera, podría pensarse en una incidencia prácticamente nula sobre el rendimiento frente al obtenido en funcionamiento exclusivamente con carbón.

Por último, estos resultados se han contrastado con los obtenidos en otras cinco experiencias de co-combustión en las que ha sido posible cuantificar, a partir de los datos recogidos en la bibliografía, la variación del rendimiento de caldera entre la situación en co-combustión y en funcionamiento sólo con carbón. Se comprobó que en el resto de experiencias, a diferencia de lo que ocurría en la analizada en esta tesis, el rendimiento disminuía en co-combustión. Se constató que, además de ciertas condiciones particulares que pudieron darse en alguna de ellas, la principal diferencia se encuentra en las características de los combustibles utilizados en cada una, muy desfavorables en cuanto al contenido de humedad y cenizas de la biomasa utilizada respecto a la de la experiencia objeto de esta tesis.

Como resumen de todo lo expuesto, podría concluirse que el trabajo llevado a cabo en el desarrollo de esta tesis ha permitido comprobar la viabilidad técnica y medioambiental de la co-combustión de carbón de bajo rango y un 5% en energía de biomasa forestal en una planta con una caldera de combustible pulverizado y en la que el nuevo combustible se alimentó de forma independiente a través de dos de los quemadores centrales de carbón modificados y con un tamaño de partícula inferior a 5 mm. Se ha comprobado la falta de incidencias negativas sobre la operación de la planta y sobre el rendimiento, confirmándose además el efecto positivo sobre las emisiones de SO₂ y NO_x que vendrían a sumarse a la reducción de emisiones de CO₂ equivalente, considerando todo el ciclo de vida, que lleva implícita el uso de un combustible renovable frente a uno fósil.

Concluir que el comportamiento de la planta, y de forma particular el de la caldera, no se vea prácticamente afectado por el cambio de un 5% en energía de carbón por biomasa podría parecer un resultado poco relevante, más allá del beneficio que supone confirmar que dicha sustitución pueda hacerse en una tecnología que mantiene su mejor rendimiento frente al aprovechamiento de la misma biomasa en una planta independiente. Sin embargo, no hay que pasar por alto el hecho de que este resultado también contribuye a aportar certidumbre, es decir, conocimiento seguro y claro, a esta tecnología, consiguiendo de esta forma dar un paso adelante en la superación de uno de los principales problemas que la co-combustión presenta para su puesta en marcha y futuro desarrollo.

6.2 Aportaciones.

El objetivo general marcado al inicio de esta tesis era determinar qué influencia tenía sobre el comportamiento de una caldera de una central térmica diseñada para el uso exclusivo de carbón pulverizado de bajo rango, sustituir un porcentaje de este combustible por biomasa forestal. Como ha quedado reflejado en el apartado anterior, el trabajo desarrollado a lo largo de la misma utilizando los resultados de las pruebas de co-combustión realizadas en planta ha permitido cumplir este objetivo, de forma que se ha cuantificado qué ha supuesto para la operación de la planta, para las emisiones y para el rendimiento de caldera sustituir un 5% en energía (sobre el PCI) del combustible habitual por biomasa forestal con tamaños de partícula de hasta 5 mm y en la que la alimentación de biomasa se realizaba a través de quemadores de carbón modificados. En este sentido, teniendo en cuenta las particularidades de la tecnología de co-combustión que se ha evaluado y que acaban de exponerse, las principales aportaciones de esta tesis serían:

Respecto a la influencia de la co-combustión sobre la operación de la planta: La realización de las pruebas y el posterior análisis de los datos recogidos durante las mismas en relación a los principales parámetros de funcionamiento de la planta que se presenta en el Capítulo 3, permiten afirmar que:

- El cambio de combustible no afectó a la operación de la planta. Ni durante los periodos en los que se trabajó en co-combustión, ni en las maniobras de subida y bajada de carga con biomasa los parámetros de operación de la planta variaron respecto a los valores habituales, superándose, de esta manera, ciertos recelos que puede plantear la implantación de esta tecnología.
- Se ha comprobado la viabilidad de alimentar, de forma independiente al carbón y a través de quemadores mixtos, un 5% en energía de biomasa forestal con tamaños de partícula de hasta 5 mm, lo que permite avalar una opción de co-combustión que resulta menos problemática para la planta que la alimentación conjunta de ambos combustibles y más favorable, desde el punto de vista económico, que otras alternativas.

Ambos resultados resultaría conveniente que fueran corroborados con la realización de pruebas de larga duración.

Respecto a la influencia de la co-combustión sobre las emisiones: Según ha quedado reflejado en el apartado 3.5.4 se ha confirmado que la co-combustión, tal y como se llevó a cabo durante las pruebas, influye positivamente sobre las emisiones en gases. Se puede afirmar que:

- Se ha constatado la disminución de emisiones de SO₂ en todas las pruebas. El hecho de que estas emisiones disminuyeran menos de lo que cabía esperar teniendo en cuenta el contenido en azufre de los combustibles utilizados (carbón y biomasa) se ha relacionado con dos factores: la variabilidad que presentaba el contenido en azufre del combustible fósil y el posible cambio en la cantidad de azufre fijado en cenizas que se ha detectado en experiencias similares. Para ambos factores, no ha podido ser cuantificada su incidencia.
- Se ha constatado la disminución de emisiones de NO_x en todas las pruebas. En este caso, además, en seis de las ocho pruebas a plena carga en las que pudo analizarse la variación de NO_x, estas emisiones disminuyeron más de lo que cabía esperar en función del contenido en nitrógeno de ambos combustibles. El análisis de los resultados obtenidos, junto con la información recogida de otras experiencias, permite proponer dos factores que influyeron positivamente sobre las mismas en co-combustión:
 - La forma de alimentar la biomasa. El hecho de que el combustible con mayor contenido en volátiles (la biomasa) se estuviera alimentando de forma concentrada en la parte central de la caldera pudo favorecer la transformación del nitrógeno liberado en N₂ frente a NO_x. De hecho, como puede verse si se revisan los resultados presentados en el Capítulo 3, en una de las pruebas en las que, debido a ciertas particularidades, esta concentración fue mayor que en el resto la disminución de NO_x cuadruplicó el decremento esperado en función del porcentaje de sustitución y el contenido en nitrógeno de ambos combustibles. Este resultado reafirmaría la idoneidad de esta opción de co-combustión.

- El porcentaje de oxígeno en caldera. Se ha confirmado una relación directa entre este porcentaje y las emisiones de NO_x, de forma que cuanto menor es el primero menor son también dichas emisiones. En aquellas pruebas en las que se trabajó con un porcentaje de oxígeno más ajustado en la etapa de co-combustión, las emisiones de NO_x disminuyeron más de lo que cabía esperar, en función del contenido en nitrógeno de ambos combustibles, frente a las obtenidas en las etapas de funcionamiento sólo con carbón. Por el contrario, en las pruebas a carga parcial en las que el porcentaje de oxígeno en caldera era mucho más ajustado en las etapas de funcionamiento sólo con carbón, las emisiones de NO_x aumentaron en co-combustión, lo que confirma el efecto de este factor.
- Se ha comprobado que tanto las emisiones de CO como las de partículas no se vieron influenciadas por el cambio de combustible, resultado que es muy significativo si se tiene en cuenta que las pruebas se realizaron con tamaños de partícula para la biomasa de hasta 5 mm en un tipo de caldera muy restrictiva en cuanto a tiempos de residencia del combustible y diseñada para utilizar carbón pulverizado. Este resultado deja la puerta abierta para utilizar mayores tamaños de partícula, disminuyendo así los costes asociados al pretratamiento y, por ende, a la co-combustión.

Respecto a la influencia de la co-combustión sobre el contenido en inquemados en cenizas volantes y escorias:

- Se ha comprobado que sobre la variación del contenido de inquemados en las muestras de cenizas volantes y escorias recogidas durante las pruebas, atendiendo a los tamaños de partícula utilizados para la biomasa y con los porcentajes de sustitución fijados, el factor más influyente fue el porcentaje de oxígeno en caldera con el que se estaba trabajando en el momento en el que se recogían las muestras de residuos, no encontrándose relación entre el cambio de combustible y sus características con la variación de inquemados, lo que hace suponer que un ajuste adecuado de este factor evitaría cualquier cambio.

Respecto a la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera:

- Se ha confirmado que la co-combustión, en estas condiciones (tipo de biomasa, porcentaje de sustitución y tamaño de partícula), no afecta de forma significativa al rendimiento de la caldera origen.
- La máxima disminución cuantificada a partir de las pruebas y una vez aplicada la metodología desarrollada fue de -0,27 puntos, mientras que el mayor incremento de rendimiento fue de +0,42 puntos. En todos los casos, se ha comprobado que las variaciones cuantificadas están principalmente relacionadas con el porcentaje de oxígeno en gases, y su influencia sobre la variación de inquemados, y con la temperatura a la que salían los gases en cada periodo comparado. No se ha encontrado ninguna vinculación entre estos dos factores y los parámetros de la co-combustión, según ha quedado demostrado a lo largo del trabajo presentado en el Capítulo 5 y, más concretamente, en el apartado 5.2.

Los resultados que acaban de presentarse se han obtenido gracias al trabajo desarrollado a lo largo de esta tesis y que, en algunos casos, abarca otros campos no directamente ligados a la tecnología de co-combustión. Dicho trabajo ha permitido realizar otras aportaciones relevantes que se van a presentar a continuación ordenadas en función del capítulo en el que aparecen recogidas en esta memoria.

Capítulo 2:

La principal aportación del trabajo presentado en este capítulo ha sido la *generación de un documento de referencia* sobre la tecnología de co-combustión en centrales térmicas de carbón desde un punto de vista técnico y no solo divulgativo. Dicho documento está dividido en dos partes:

- La primera parte del documento generado abarcaría todos los aspectos relacionados con las particularidades de esta tecnología y su influencia sobre la planta origen. Se ha considerado adecuado reunir en un único documento la información recogida a partir de numerosas fuentes bibliográficas, una vez analizada y contrastada, y que permite profundizar en dichas particularidades. En cada uno de los distintos aspectos tratados y analizados se integran los resultados obtenidos en las principales experiencias llevadas a cabo hasta el momento, así como el trabajo desarrollado por los autores y centros de investigación más relevantes que han trabajado en ese campo en los últimos años.
- En la segunda parte, y atendiendo a los objetivos concretos de la tesis, se presentan los resultados obtenidos en 77 experiencias de co-combustión llevadas a cabo en calderas de combustible pulverizado. De cada experiencia se ha buscado información sobre la opción de co-combustión adoptada, las características de la biomasa utilizada, el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa, el coste, las principales incidencias de operación (tanto de la instalación de pretratamiento como de la planta) y la influencia sobre el comportamiento de la caldera origen (rendimiento, emisiones, sistemas de limpieza y composición de cenizas).

Las experiencias se han agrupado en función de dos criterios:

- a. Según la opción de co-combustión, de forma que a partir de la información recopilada se ha podido conocer los problemas particulares que ha presentado cada una de ellas.
- b. Según el país en el que se llevó a cabo. En este caso se ha conseguido fijar los motivos que han incidido en el desarrollo de esta tecnología en los países pioneros en la misma y analizar su evolución.

Capítulo 3:

Además de las ya señaladas en relación a la influencia de la co-combustión sobre la operación de la planta y las emisiones, del trabajo presentado en este capítulo caben señalar las siguientes aportaciones:

- Diseño del sistema de alimentación a caldera teniendo en cuenta las características de los dos combustibles: biomasa forestal y carbón de bajo rango. Propuesta de adecuación

de los quemadores de carbón como quemadores mixtos para la alimentación de ambos combustibles.

- Definición de un protocolo de pruebas que permite controlar convenientemente la operación de la planta de forma sencilla durante la co-combustión, sin interaccionar con el funcionamiento habitual de la planta.

Capítulo 4:

Las aportaciones en este capítulo se pueden dividir en tres campos, por un lado las relacionadas con la metodología propuesta, por otra sobre el rendimiento de caldera y por último sobre el modelo de ciclo:

Sobre la metodología propuesta:

- Con el fin de solucionar el problema que puede suponer comparar el comportamiento de caldera entre situaciones de funcionamiento distintas se ha desarrollado una metodología que facilita dicha comparación. La metodología se basa en la determinación de la energía que entra en cada momento a caldera con el combustible y en comparar aquellas situaciones en las que esta energía sea la misma, independientemente del funcionamiento del ciclo. La metodología permite comparar el comportamiento de caldera, no sólo el rendimiento, entre dos situaciones en las que se hayan variado distintos parámetros. Así, podría utilizarse para comprobar como influye el grado de ensuciamiento de la caldera, la secuencia de soplado o el funcionamiento o no de algún equipo.
- Para superar el problema que supone llegar a estimar el calor cedido en caldera solo a partir de los datos recogidos en planta, en esta tesis se propone realizar un modelo de ciclo que permita obtener dicho calor utilizando datos fácilmente medibles y de mayor fiabilidad que los que se necesitarían para estimarlo directamente (principalmente caudal de vapor vivo y de vapor recalentado). La integración del modelo de ciclo en la metodología propuesta permite estimar el calor cedido en caldera y a partir de allí el consumo de combustible y la energía aportada por el mismo.

Sobre el cálculo del rendimiento de caldera:

- Se ha propuesto un método para el cálculo del rendimiento energético de una unidad de generación de calor basado en la definición ordenada y sistemática de los flujos que atraviesan la frontera. Este método, que se presenta en el Capítulo 3 y se complementa con la información recogida en el Anexo V, permite superar algunos problemas de interpretación y ciertas incertidumbres que plantea la aplicación de las normas para el cálculo de rendimiento.
- Se ha propuesto cómo debe considerarse el aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera para precalentar el aire de entrada a la misma en el cálculo del rendimiento de una caldera interior, nombre que se ha utilizado para designar la caldera de una central térmica que se encuentra dentro de un edificio y no a la intemperie como es lo habitual. Dicha propuesta consiste en que en el cálculo del rendimiento no se tengan en cuenta las pérdidas por radiación y

convección a través de las paredes de caldera, dado que dicha energía se utiliza para calentar el aire antes de entrar a caldera, pero que tampoco se contabilice como un crédito dicho aporte de energía al aire. Se ha demostrado que esta forma de contabilizar los flujos de energía se refleja correctamente en el valor del rendimiento calculado, de forma que este es mayor que el que se obtendría si el calentamiento del aire se hubiera hecho mediante una fuente externa.

- Por último, en este mismo capítulo, se presenta el simulador realizado para estimar la eficiencia del precalentador aire-gases regenerativo así como la temperatura de entrada de los gases. Este simulador se ha realizado adaptando un modelo ya existente a las particularidades del equipo disponible en planta, y en el que se ha propuesto cómo tener en cuenta el grado de ensuciamiento del propio precalentador sobre la estimación del coeficiente de convección primero, y por tanto, sobre su eficiencia.

Sobre el modelo de ciclo:

- Se ha realizado un modelo de ciclo que reproduce el comportamiento del mismo a partir de una variables de entrada (potencia generada, presión de vacío, temperatura de vapor vivo y temperatura de vapor recalentado) proporcionando el valor de los caudales y propiedades del vapor en distintos puntos del mismo, además del rendimiento de las secciones de turbina y el calor total absorbido por el vapor a su paso por la caldera.

Para la validación del modelo se han utilizado los valores disponibles a distintas cargas para siete variables de control (presiones y temperaturas en distintos puntos del ciclo). El modelo propuesto permite obtener el valor de estas variables con un error inferior al 1,5% en el caso de las temperaturas y al 3% en las presiones cuando se está trabajando a plena carga. En el caso de trabajar a cargas parciales, comportamiento que resulta mucho más complicado de conocer debido a la situación fuera de diseño en la que trabajan los distintos equipos que completan el ciclo, los errores cometidos en la estimación de los valores de dichas variables de control siguen siendo los mismo en el caso de las temperaturas, mientras que para las presiones no superan, en ningún caso, el 6%. Estos resultados avalan el buen comportamiento del modelo realizado y su idoneidad para reproducir el funcionamiento del ciclo.

- Para llegar a conseguir un modelo de ciclo que presente la fiabilidad que acaba de comentarse, se ha realizado un proceso de comprobación, adaptación o modificación de expresiones ya existentes o la realización de modelos propios, que permitieran simular las cuatro partes en las que se dividió el ciclo: turbina, aerocondensador, precalentadores y caldera. El Capítulo 4 recoge la propuesta final para cada uno de ellos.
- Para el modelo de turbina, se partió de las expresiones propuestas por Spencer et al. (1974) de forma que, tras analizar las distintas opciones que el autor expone para la modelización de las diferentes secciones de turbina, y una vez comparado la idoneidad de estas para reproducir el comportamiento de las que componen la turbina analizada en esta tesis, se han propuesto las siguientes mejoras:

1º Cuando la regulación de la turbina se realice a *presión deslizante* la forma más adecuada de modelizar la sección de admisión, es decir, aquella a la que el vapor

llega directamente desde la caldera, es utilizando las expresiones definidas para las secciones de media presión o entre recalentadores y no la de las secciones de alta presión como se propone en Spencer et al. (1974). De esta forma se consigue que el rendimiento estimado para esta primera sección sea constante, lo que reproduce el comportamiento de la regulación a presión deslizante, y que no disminuya a cargas parciales como sí ocurriría si se utilizaran las expresiones definidas para una sección de alta presión, reproduciendo en este caso el comportamiento de la regulación a presión fija.

- 2º Cuando se trabaja a presiones de vapor de vacío altas (mayores a 0,15 bar) las condiciones de salida de la sección a condensación deben obtenerse tomando como condiciones de entrada las de la propia sección. Si se realiza tal y como describe Spencer et al. (1974), que resulta válido para las presiones de vacío habituales, los resultados obtenidos para el rendimiento de dicha sección no son adecuados, llegando a obtenerse valores, para dicho rendimiento, superiores a uno cuando la presión de vacío supera los 0,17 bar. La propuesta realizada en esta tesis se comporta correctamente tanto a altas como a bajas presiones de vacío, por lo que resulta más adecuada para modelizar cualquier ciclo, independientemente de sus condiciones particulares de trabajo.
- Realización de un modelo propio del aerocondensador basado en la parametrización de las curvas de funcionamiento de este equipo en función de la temperatura ambiente, la presión de vacío, el caudal de condensado y la combinación de funcionamiento. Con este modelo se consigue evaluar la influencia de la temperatura ambiente en este equipo y, por ende, en el ciclo. Además, permite analizar la estrategia de funcionamiento que resulte más adecuada desde el punto de vista de la reducción de los consumos propios de la planta que se encuentra directamente penalizados por el funcionamiento de este equipo.

Capítulo 5:

Además de la aportación principal de este capítulo respecto a la cuantificación de la influencia de la co-combustión sobre el rendimiento de caldera, cabría destacar que se han identificado los factores que influyeron sobre dicho rendimiento y sobre cada una de las pérdidas, cómo variaron entre las dos situaciones comparadas y su relación con el cambio de combustible. Estos factores son: el *porcentaje de oxígeno en los gases* a la salida de caldera, que han influido directamente en el valor de los inquemados y que podría llegar a ajustarse en funcionamiento continuo, la *temperatura de gases a la salida del precalentador aire-gases corregida* que no se vio afectada por el cambio de combustible y la *composición de los combustibles*, factor que ha resultado positivo en este caso dadas las características de la biomasa utilizada frente a las del carbón (humedad y contenido en cenizas) y respecto a la de otras experiencias.

6.3 Líneas futuras.

Tras la realización de esta tesis las líneas abiertas para futuras investigaciones están relacionadas principalmente con dos aspectos: la mejora de los procedimientos para la obtención de resultados de las pruebas y la propuesta de nuevas pruebas que permitan confirmar y ampliar los resultados obtenidos. A continuación se enumeran dichas líneas.

- Teniendo en cuenta, como ha quedado demostrado a lo largo del trabajo desarrollado en esta tesis, que el porcentaje de oxígeno en caldera resulta ser un factor determinante no sólo sobre el rendimiento de caldera, resultaría muy interesante identificar el punto óptimo de trabajo de la planta en co-combustión en función de dicho porcentaje. Este sería aquel que permitiera, por un lado, trabajar con el máximo tamaño de partícula sin incidir negativamente sobre las pérdidas por inquemados y, por otro, minimizar el aumento de las pérdidas en gases, así como su posible influencia negativa sobre las emisiones de NOx.
- Se ha propuesto la opción de trabajar con biomasa forestal trabajando con un porcentaje de humedad próximo al 15% y que podría obtenerse solo con secado natural. Se propone analizar la viabilidad de la molienda con mayores porcentajes de humedad de la biomasa, analizar los posibles problemas de atascos en estos equipos así como la variación del consumo.
- Una vez definida la metodología de comparación y el protocolo de pruebas, podría pensarse en realizar otras nuevas, utilizando el mismo sistema de alimentación, pero que permitieran analizar el comportamiento de caldera con mayores porcentajes de sustitución, tamaños de partícula, humedad u otros tipos de biomasa.
- Definir una metodología que permita cuantificar la influencia de la co-combustión sobre parámetros tales como el ensuciamiento en caldera o en el precalentador aire-gases, así como la influencia sobre la eficiencia del precalentador electrostático, lo que permitiría acabar de analizar todas las incidencias sobre el comportamiento de caldera y que, en este caso no han podido ser abordadas bien porque los periodos de funcionamiento en co-combustión no fueron suficientemente largos, bien porque el tipo de biomasa utilizado no hace prever dichos problemas.
- Definir una metodología que permita cuantificar la disminución real de emisiones de SO₂ asociada a la co-combustión, teniendo en cuenta la variabilidad del contenido en azufre de los combustibles, sobre todo del carbón, así como los cambios en la cantidad de este elemento fijado en las cenizas. Para este último objetivo, sería conveniente disponer del análisis elemental de las cenizas que además permitiría conocer de forma más exacta el contenido en carbono de las mismas y, por tanto, la influencia de la co-combustión sobre los inquemados.
- Durante las pruebas solo se tomó una muestra de cenizas volantes y escorias durante la etapa de co-combustión. Además se trabajó con un porcentaje de sustitución constante una vez que se estabilizaba la carga y similar en todas las pruebas. Todo ello ha hecho imposible analizar la influencia del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa sobre el contenido en inquemados en cenizas volantes y escorias. Por ello, se propone

para un futuro definir una metodología que permita analizar la influencia del porcentaje de sustitución sobre la variación de inquemados en residuos sólidos.

- Aplicar la metodología desarrollada en esta tesis a la cuantificación de la variación de emisiones, lo que permitiría asignar dichas emisiones a situaciones de funcionamiento de caldera más similares, para lo que sería necesario disponer de medidas de emisiones en continuo.

En esta tesis no se han abordado, por quedar fuera del objetivo marcado inicialmente, los aspectos económicos de la co-combustión. Queda abierta, por tanto, la estimación de los costes asociados al grado de pretratamiento de la biomasa (granulometría y contenido de humedad) y su integración, junto con la incidencia sobre el rendimiento, en los consumos propios de la planta en co-combustión.

REFERENCIAS

- ABB (2006) "Continuos gas analyzers AO2000 Series. Data shee" – Asea Brown Boveri, S.A. disponible en <http://www.abb.com>.
- ABB (2007) "*Advance Optima: Analizadores modulares de gases en continuo*" – Asea Brown Boveri, S.A. disponible en <http://www.abb.com>.
- Aerts, D.J., Bryden, K.M., Hoerning, J.M., Ragland, K.W. (1997) "*Co-firing switchgrass in a 50 MW pulverizad coal boiler*" Proceedings of the 57th Annual American Power Conference, Chicago, IL., Vol. 59(2), pp.1180-5.
- Alconchel, J.A. (1998) "*Modelización exergética de ciclos de vapor en plantas termoeléctricas*" Tesis Doctoral. Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza.
- Alzueta, U., Abián, M. (2010) "*Generación y eliminación de contaminantes durante la combustión de biomasa*" Capítulo del libro "Energía de la Biomasa (volumen II)", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Pressas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-15031-29-1.
- Andersen, K.H., Frandsen, F.J., Hansen, P.F.B., Wieck-Hansen, K., Rasmussen, I., Overgaard, P., Dam-Johansen, K. (2000) "*Deposit formation in a 150 MWe utility PF-Boiler during co-combustion of coal and straw*" Energy&Fuel, 14 pp. 765-780.
- Antares Group, Inc.. Parsons Power (1996) "*Utility Coal-Biomass Co-firing Plan Opportunities and Conceptual Assessments*" Final Report – 13 December.
- APPA (2005) "*Los sistemas de apoyo a la electricidad renovable en la Unión Europea*" Asociación de Productores de Energías Renovables. Disponible en <http://www.appa.es/>.
- Arauzo, I. (1996) "*Optimización del consumo de Auxiliares de Caldera en Centrales Térmicas*" Tesis Doctoral. Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza.
- Armesto, L., Bahillo, A., Cabanillas, A., Veijonen, K., Otero, J., Plumed, A., Salvador, L. (2003) "*Co-combustion of coal and olive oil industry residues in fluidised bed*" Fuel 82, pp. 993-1000.

- ASME (1968) "*Asme Performance Test Codes. Air Heaters. PTC 4.3*" The American Society of Mechanical Engineers.
- ASME (1998) "*Asme Performance Test Codes. Fired Steam Generators. PTC 4-1998.*" The American Society of Mechanical Engineers.
- ASME (2008) "*Fired Steam Generators. Performance Test Codes. ASME PTC 4-2008*" (Revision of ASME PTC 4-1998) The American Society of Mechanical Engineers.
- ASTM (2007a) "*Standard Practice for Proximate Analysis of Coal and Coke. ASTM D3172*" The American Society for Testing Materials.
- ASTM (2007b) "*Standard Test Method for Determination as Carbon Dioxide of Carbonate Carbon in Coal. ASTM D1756 – 02*" The American Society for Testing Materials.
- ASTM (2008a) "*Standard Test Methods for Instrumental Determination of Carbon, Hydrogen, and Nitrogen in Laboratory Samples of Coal. ASTM D5373 – 08*" The American Society for Testing Materials.
- ASTM (2008b) "*Standard Test Methods for Loss on Ignition (LOI) of Solid Combustion Residues. ASTM D7348*" The American Society for Testing Materials.
- Atwood, T. (2004) "*European Biomass Technology Overview*" First Annual Forum of The California Biomass Collaborative, Sacramento, 8 June. Disponible en <http://biomass.ucdavis.edu/f2004.html>
- Babcock & Wilcox (1992) "*Steam. Its Generation and Use. 40th Edition*" The Babcock & Wilcox company. ISBN 09634570-0-4
- Battista Jr., J.J., E. Hughes, D.A. Tillman (2000) "*Biomass cofiring at Seward Station*" Biomass and Bioenergy 19, pp. 419-427.
- Bauer, F. (1995) "*Combined combustion of Biomass/Sewage Sludge and Coals of High and Low Rank in different Systems of Semi-industrial and Industrial Scale*" – ISBN 3-928123-16-5 Final Report: European Commission APAS Clean Coal Technology Programme on Co-utilisation of Coal, Biomass and Waste. APAS Contract COAL-CT92-0002. Volume II: Final Reports.
- Baxter, L. (2004) "*Biomass cofiring overview*" In 2nd World Conference and Technology Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, Workshop 4: Co-firing. Rome, Italy. 14 Mayo, 2004. Disponible en <http://www.ieabcc.nl>
- Baxter, L. (2005) "*Biomass-coal co-combustion: opportunity for affordable renewable energy*" Fuel 85, pp 1295-1302.
- Baxter, L.L. (1992) "*Char fragmentation and fly ash formation during pulverized-coal combustion*" Combustion and Flame, Vol. 90 – n° 2 – pp. 174-184.
- Beekes, M.L., Gast, C.H., Korevaar, C.H., Willoboer, W. & Penninks, F.W.M. (1998), "*Co-combustión of biomass in pulverised coal-fired boilers in the Netherlands*" paper for the 17th WEC Congress, 13-18 September, Houston.
- Beltrán, A. (2011) "*Balance energético 2010 y perspectivas 2011 – Energías Renovables y Eficiencia Energética*" Club Español de la Energía – Madrid, 28 de Marzo.
- Benjamin, W. (1996) "*Building biomass into the utility fuel mix at NYSEG: System conversion and testing results for Greenidge Station*" in proceedings of Bioenergy'96 – The Seventh National Bioenergy Conference – Partnerships to Develop and Apply Biomass Technologies, September 15-20, pp. 135-141

- Bennet, B.S. (1995) "*Simulation Fundamentals*" Ed. Prentice Hall.
- Berger, N. (1988) "*Air Cooled Condensers For Combined-Cycle And Cogeneration*" Energy Recovery Cogeneration Systems, June p. 17-20
- Bergman, R., Cai, Z., Carll, C.G., Clausen, C.A., Dietenberger, M.A., Falk, R.H., Frihart, C.R., Glass, S.V., Hunt, C. G., Ibach, R.E., Kretschmann, D.E., Rammer, D.R., Ross, R.J. (1999) "*Wood Handbook. Wood as an engineering material*", Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory. ISBN 10-1892529025
- Berlanga-Labari, C., Fernández-Carrasquilla, J. (2006) "*Revisión sobre la corrosión de tubos sobrecalentadores en plantas de biomasa*" Revista de Metalurgia, 42 (4) Julio-Agosto, pp. 299-317 – ISSN 0034-8570
- Bhanarkar, A.D., Gavane, A.G., Tajne, D.S., Tamhane, S.M., Nema, P. (2008) "*Composition and size distribution of particules emissions from a coal-fired power plant in India*" Fuel 87, pp. 2095-2101
- Blackwell, B.R., MacCallum, C., Helminen, P.O., Mackay, W.B. Pope, S.H., Holmes, G.W., Wong, J.W.K. (1984) "*Preparation of Wood for Combustion*" Sandwell Engineering. Report for the Canadian Electrical Association
- Blevins, L.G., Cauley III, T. H. (2005) "*Fine Particulate Formation During Switchgrass/Coal Cofiring*" Transactions-ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power – July, Vol. 127, pp. 457-463
- BOE (2007) "*Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial*" 26 de mayo de 2007. Boletín Oficial del Estado num. 12, pp. 22846-22886.
- Boylan, D. M. (1996) "*Southern company tests of wood/coal cofiring in pulverized coal units*" Biomass and Bioenergy Vol. 10. Nos. 2-3 pp.139-147
- Boylan, D., Bush, V., Bransby, D.I. (2000) "*Switchgrass cofiring: pilot scale and field evaluation*", Biomass and Bioenergy 19, pp. 411-417
- Boylan, D.M., Larrimore, C. L., Fouad, F. (1999) "*Properties of concrete containing wood/coal fly ash mixtures*" in proceedings of 16th Annual International Pittsburgh Coal Conference, October 11-16, paper n° 8-2
- Brökeland, R. (1999) "*Cofiring of biomass – evaluation of fuel procurement and handling in selected existing plants and exchange of information (COFIRING) – Part 2: The Analysis Report of Plant N° 4 – Kraftwerk Schwandor - Germany*" C.A.R.M.E.N.
- Brökeland, R. (2001) "*The analysis report of Plant no. 8: Heizkraftwerk Würzburg. Germany*" Cofiring of biomass – evaluation of fuel procurement and handling in selected existing plans and exchange of information (COFIRING) – Part 2. Disponible en <http://www.afbnet.vtt.fi/r8.pdf>
- Brown, R.C., Dykstra, J. (1995) "*Systematic errors in the use of loss-on-ignition to measure unburned carbon in fly ash*" Fuel, Vol.74 n° 4, pp. 570-574.
- Bryers, R.W. (1995) "*Fireside Slagging, Fouling, and High-temperature Corrosion of Heat-transfer Surface due to Impurities in Steam-raising Fuels*", Progress in Energy and Combustion Science Vol.22, pp. 29-120

- Buna, T. (1956) "*Combustion Calculations for Multiple Fuels*" Transactions of the ASME, Vol. 78 - August p. 1237-1249
- C. T. Compostilla – ENDESA (1996) "*Cálculo del Rendimiento de la Caldera. Un Caso Real*" Documentación Interna.
- C.T. de Escucha (1997) Comunicado interno.
- Caddet (2000a) "*Installation of Biomass-fuelled Boiler at a Coal-Fired CHP Plant*" nº 139 - IEA/OECD
- Caddet (2000b) "*Wood waste as a substitute for coal*" nº 114 - IEA/OECD
- Canalís, P. (1997) "*Estudio para la Optimización de los Ventiladores del Circuito Aire-Gases de una Central Térmica de 160 MW*" Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Canalís, P., Díaz, M., Royo, J. (2008) "*Inventory of NOx emissions reduction in direct cofiring regarding to biomass characteristic and cofiring alternative*" in the proceedings of 16th European Biomass Conference and Exhibition: Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, Valencia, 2-6 June.
- Canalís, P., Herranz, J.M., Royo, J. (1998) "*Optimización del Punto de Funcionamiento del Aerocondensador de la Central Térmica de Escucha*" Fundación CIRCE.
- Canalís, P., J. Royo, D. García, F. Sebastián (2005a) "*La co-combustión: una alternativa para incrementar la contribución de la biomasa en el mercado eléctrico español*". Energía, pp. 68-77, Nº 185. Mayo-junio.
- Canalís, P., J. Royo, F. Sebastián (2005b) "*Influence of co-combustion in the efficiency of a pulverized coal boiler*" in the proceedings of 14th European Biomass Conference and Exhibition: Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, Paris, 17-21 October.
- Canalís, P., Palacio, J., Pascual, J., Royo, J., Sebastián, F., Tapia, R. (2002) "*Co-firing of low rank coal and biomass: A promising pilot experience*" in proceedings of the conference "New and renewable energy technologies for sustainable development" 24-26 Junio, Ponta Delgada, Azores, Portugal - pp. 173-184
- Canalís, P., Royo, J. (2010) "*Co-combustión*" Capítulo del libro "Energía de la Biomasa (volumen I)", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Prensas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- Carrasco, J. (2010) "*Barreras y retos para el desarrollo de la biomasa*" Capítulo del libro "Energía de la Biomasa", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Prensas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- Casero, P., Herranz, J. M. (1996) "*Análisis y propuestas de optimización de los equipos auxiliares de una central térmica de 160 MW*" Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Clausen, J.C., Rasmussen, I. (1993) "*Co-firing of coal and straw in large boilers*" in proceedings of International Conference on Renewable Energy and Clean Power 2001. 17-19 November
- Cobb, J., Elder, W., Geiger, G., Campus, N., Miller, W., Freeman, M., McCreery, L. (1999) "*Demonstration of wood/coal co-firing in a spreader stoker*" In proceedings of 16th Annual Pittsburgh Coal Conference, October.
- Colechin, M. (2005) "*Best Practice Brochure: Co-firing of Biomass (Main Report)*" Report No. COAL R287 BTI/Pub URN o5/1160. Disponible en <http://www.berr.gov.uk/files/file20737.pdf>

- Cooke, D.H. (1983). *"Modelling of off-design multistage turbine pressure by Stodola's Ellipse"*. Presented at: Energy Incorporated Pepse[®] User's Group Meeting, Richmond, Virginia, November 2-3
- Cooke, D.H. (1985). *"On prediction of off-design multistage turbine pressure by Stodola's Ellipse"*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Transactions of the ASME. Vol. 107. pp 596-606
- Crane (1987) *"Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías"* Ed. McGraw-Hill - ISBN 968-451-846-3
- Cremers, M.F.G. (2009) *"IEA Bioenergy Task 32. Deliverable 4. Technical status of Biomass Cofiring"* disponible <http://www.ieabcc.nl/>, consultada en Junio, 2012
- Chariton Valley (2012) *"Chariton Valley Biomass Project"*, disponible en <http://www.iowaswitchgrass.com/index.html>, consultado en Abril, 2012.
- Demeter, Ch. P., Ch. A. Lindsey, K.S. Comer (1999) *"The Dollars and Sense of Cofiring"* in the proceedings of the 16th Annual International Pittsburgh Coal Conference, Pittsburgh P.A. Oct. 11-16, Paper nº 2-1.
- Demirbas, A. (2004) *"Combustion characteristic of different biomass fuels"* Progress in Energy and Combustion Science 30, pp. 219-230
- Dietl, R., Schmidt, W. (1999) *"Technical large-scale test of biomass co-combustion in a lignite-fired power plant"* VGB Powertech Vol. 79, nº4, pp. 60-64.
- Diez, L. I. (2003) *"Monitorización y simulación en tiempo real de calderas de potencia de carbón pulverizado"* Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza
- DOCE (2001a) *"Directiva 2001/77/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 27 de septiembre de 2001 relativa a la promoción de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables en el mercado interior de la electricidad"* Diario Oficial de las Comunidades Europeas, 27 de octubre de 2001, L 283 – pp. 33-40
- DOCE (2001b) *"Directiva 2001/80/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, 23 de octubre de 2001, sobre limitación de emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de grandes instalaciones de combustión"* Diario Oficial de las Comunidades Europeas, 27 de noviembre de 2001, L 309 – pp. 1-21
- DOCE (2009) *"Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009 relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE"* Diario Oficial de las Comunidades Europeas, 5 de junio de 2009, L 140 – pp. 16-62
- DTI, Department of Trade and Industry (2005) *"Co-firing of Biomass at UK Power Plant"*, Best Practice Brochure BPB009
- ECN Database (2012) *"Phyllis, database for biomass and waste"*, disponible en <http://www.ecn.nl/phyllis/>, consultada en Junio 2012.
- ECS (1994) *"EN-450: Fly Ash for Concrete - Definitions, requirements and quality control"* European Committee for Standardization.
- ECS (2003) *"UNE-EN 12952-15: Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 15: Acceptance tests"* No 97/23/EC ISBN: 0580427579. European Committee for Standardization.

- ECS (2005) "*EN 450-1:2005+A1:2007: Fly Ash for Concrete - Part 1: Definitions, specifications and conformity criteria*" European Committee for Standardization.
- ECS (2009) "*prEN 450-1: Fly Ash for Concrete - Part 1: Definitions, specifications and conformity criteria*" European Committee for Standardization.
- Elliot, T.C., Kals, W. (1990) "*Air-cooled condensers*" Power, January p. 13-21
- EurObserv'ER (2012) "*The State of Renewable Energies in Europe. 11th EurObserv'ER Report*" ISSN 2101-9622. Disponible en <http://www.eurobserv-er.org/pdf/bilan11.asp>, consultada en Junio, 2012.
- European Commission (2000a): "*European Co-Combustion of Coal, Biomass and Wastes*". Final Report – Project DIS-0506-95-UK
- European Commission (2000b) "*Addressing the Constraints for Successful Replication of Demonstrated Technologies for Co-combustion of Biomass/Waste*" DIS/1743/98-NL
- Fan, M., Brown, R.C. (2001) "*Comparison of the Loss-on-Ignition and Thermogravimetric Analysis Techniques in Measuring Unburned Carbon in Coal Fly Ash*" Energy & Fuels 15, pp. 1414-1417.
- Feuerborn, H-J. (2011) "*Coal Combustion Products in Europe – an update on Production and Utilisation, Standardisation and Regulation*" World of Coal Ash (WOCA) Conference – May 9-12, 2011 in Denver, CO, USA.
- Frandsen, F.J. (2005) "*Utilizing biomass and waste for power production – a decade of contributing to the understanding, interpretation and analysis of deposits and corrosion products*" Fuel 84, pp. 1277-1294
- Frandsen, F.J., Nielsen, H.P., Jensen, P.A., Hansen, L.A., Livbjerg, H., Dam-Johansen, K., Hansen, P.F.B., Andersen, K.H., Sorensen, H.S., Larsen, O.H., Sander, B., Henriksen, N., Simonsen, P., (1999) "*Deposition and corrosion in straw- and coal-straw co-fired utility boilers. Danish Experiences*" Impact of Mineral Impurities in Solid Fuel Combustion, edited by Gupta et al. Kluwer Academic / Plenum Publishers, New York.
- Friberg, K., Overgaard, P., Sander, B., Junker, H., Larsen, O.H., Larsen, E., Wieck-Hansen, K., (2005) "*Full-scale co-firing of straw, experience and perspectives*" Second International Conference on Clean Coal Technologies for our Future, Sardinia, May.
- Fundación CIRCE (2002) "*Co-combustión en la Central Térmica de Escucha. Informe Técnico Final*" Proyecto referencia 2FD97-0764
- Gaivao, A. (1997) "*Aerocondenser Cooled Combined Cycles: New Issues in Cold-end Optimisation and Operation Features*". Proceedings of the Power Gen'97 Europe. Vol. III, pp. 255 - 269
- Galve, S. (2000) "*Diseño de programas de monitorización y simulación del funcionamiento de ventiladores y precalentador regenerativo en una caldera de potencia de 350 MW*" Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- García-Galindo, D., Cieplik, M., Royo Flecha, J., Van de Kamp, W., (2009) "*Key factors limiting the maximization of co-firing biomass in coal power stations: introduction for a country analysis*" 17th European Biomass Conference & Exhibition from Research to Industry and Markets, Hamburg, Germany 29th June-3rd July.

- García-Galindo, D., Cieplik, M., Van de Kamp, W., Royo, F.J. (2009) *"Maximization of Co-firing Biomass in Coal Power Stations: Issues on Fly-Ash Quality"* 17th European Biomass Conference & Exhibition from Research to Industry and Markets. Hamburg, Germany 29th June – 3rd July.
- Gayán, P., Adanez, J., De Diego, L.F., García-Labiano, F., Cabanillas, A., Bahillo, A., Aho, M., Veijonen, K. (2004) *"Circulating fluidised bed co-combustion of coal and biomasa"* Fuel 83, pp. 277-286
- Gil, M. (2010) *"Pretratamientos: reducción granulométrica"* Capítulo del libro "Energía de la Biomasa", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Pressas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- Grammelis, P., Skodras, G., Kakaras, E., Karangelos, D., Petropoulos, N., Anagnostakis, M., Simopoulos, S. (2005) *"Utilisation of Biomass Co-combustion Residues Coming from Pulverised Coal Boilers"* World of Coal Ash, April 11-15, Lexington, Kentucky, USA.
- Grammelis, P., Skodras, G., Kakaras, E. (2006a) *"Effects of biomass co-firing with coal on ash properties. Part I: Characterisation and PSD"* Fuel 85, pp. 2310-2315
- Grammelis, P., Skodras, G., Kakaras, E., Karangelos, D.J., Petropoulos, N., Anagnostakis, M., Hiniš, E.P., Simopoulos, S. (2006b) *"Effects of biomass co-firing with coal on ash properties. Part I: Leaching, toxicity and radiological behaviour"* Fuel 85, pp. 2316-2322
- Granatstein, D.L. (2002) *"Case study on BioCoComb biomass gasification project - Zeltweg Power Station, Austria"* IEA Bioenergy Agreement – Task 36, September 2002.
- Hansen, P. F. B., Andersen, K.H., Wiech-Hansen, K., Overgaard, P., Rasmussen, I., Frandsen, F.J., Hansen, L.A., Dam-Johansen, K. (1998) *"Co-firing straw and coal in a 150-MWe utility boiler: in situ measurements"* Fuel Processing Technology 54, pp. 207-225
- Harding, N.S., Adams, B.R. (2000) *"Biomass as a reburning fuel: a specialized cofiring application"* Biomass and Bioenergy 19, pp. 429-445
- Hein, K. R. G., Spliethoff, H., Scheurer, W. (2000) *"Untersuchungen zum Stand der Mitverbrennung von Klärschlamm, Hausmüll und Biomasse in Kohlekraftwerken"* IVD – Projekt Nr. 0326864
- Heller, M.C., Keoleian, G.A., Mann, M.K., Volk, T. A., (2004) *"Life cycle energy and environmental benefits of generating electricity from willow biomass"* Renewable Energy 29, pp. 1023-1042
- Herranz, J.M. (1997) *"Modelo de simulación del ciclo de la Central Térmica de Escucha"* Informe Fundación CIRCE
- Hill, S.C., Douglas Smoot, L. (2000) *"Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems"* Progress in Energy and Combustion Science 26, pp. 417-458
- Hillring, B. (2003) *"Incentives for co-firing in bio-fuelled industrial steam, heat and power production – Swedish experiences"* Renewable Energy 28, pp. 843-848
- Hofbauer, H. (2004) *"BIOBIB – A Database for Biofuels"* – Institute of Chemical Engineering, Vienna University of Technology, Austria (disponible en <http://www.vt.tuwien.ac.at/biobib/info.html>)
- Hou-Peng Wan, Ying-His Chang, Wen-Cheng Chien, Hom-Ti Lee, C.C. Huang (2008) *"Emissions during co-firing of RDF-5 with bituminous coal, paper sludge and wastes tires in a commercial circulating fluidized bed co-generation boiler"* Fuel 87, pp. 761-767.

- Hughes, E. (1998) "*Utility coal-biomass cofiring tests*" Proceedings of the Advanced Coal-Based Power and Environmental Systems Conference, US. Department of Energy National Energy Technology Laboratory, paper n. 4.2
- Hughes, E. (2000) "*Biomass cofiring: economics, policy and opportunities*" Biomass and Bioenergy 19, pp. 457-465
- Hughes, E. (2001) "*Annual Report on Biomass Cofiring Program 2001*" Interim Report, December 2001.
- Hughes, E. E., D.A. Tillman (1998) "*Biomass cofiring: status and prospects 1996*", Fuel Processing Technology 54, pp. 127-142
- Hunt, E.F., D.E. Prinzing, J.J. Battista, E. Hughes (1997) "*The Shawville Coal/Biomass Cofiring Test: A Coal/Power Industry Cooperative Test of Direct Fossil-Fuel CO₂ Mitigation*" Energy Convers. Mgmt Vol. 38, Suppl. pp. S551-S556
- IDAE (1999) "*Plan de Fomento de las Energías Renovables en España*" Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Diciembre.
- IDEA (2005) "*Plan de Energías Renovables en España – PER 2005-2010*" Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Agosto.
- IDEA (2011) "*Plan de Energías Renovables – PER 2011-2020*" Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Noviembre.
- Idel'cik, I.E. (1986) "*Memento des pertes de charge*" Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France– ISSN 0399-4198
- IEA Bioenergy (2012) "*Task 32: Database of Biomass Cofiring Initiative*", disponible en <http://www.ieabcc.nl/database/cofiring.php>, consultada en Abril, 2012.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P. (1999) "*Fundamentos de Transferencia de Calor*" Cuarta Edición. Prentice Hall – ISBN 970-17-0170-4.
- IPA Energy Consulting, MitsuiBabcock (2006) "*The Economics of Co-firing to Department of Trade and Industry*" Final Report URN 06/1959 – July
- Järvinen, T. (1999) "*Cofiring of biomass – evaluation of fuel procurement and handling in selected existing plants and exchange of information (COFIRING) – Part 2: The Analysis Report of Plant N° 19*" VTT Energy.
- Jenkins, B.M., L.L. Baxter, T.R. Miles Jr., T.R. Miles (1998) "*Combustion properties of biomass*" Fuel Processing Technology 54, pp. 17-46
- Junker, H., Folmer, F., Baxter, L., Robinson, A. (1998) "*Co-firing biomass and coal experimental investigations of deposit formation*" 10th European Conference and Technology Exhibition Würzburg, Germany, 8-11 June
- Kakaç (1991) "*Boilers, evaporators and condensers*" John Wiley & Sons Inc – ISBN 0-471-62170-6
- Kays, W. M., London, A. L. (1984) "*Compact Heat Exchangers*" Third Edition. McGraw Hill. ISBN 0-07-033418-8

- Kiel, J. (2008) "*Biomass co-firing in high percentages – opportunities in conventional and advanced coal-fired plants*" – IEA Bioenergy Task 32 Workshop Increasing co-firing percentages in existing coal fired power plants, Geertruidenberg, The Netherlands, 21 October.
- Kimura, H., Matsuda, J., Sakai, K. (2003) "*Latest Experience of Coal-Fired Supercritical Sliding Pressure Operation Boiler and Application for Overseas Utility*" Power-Gen Europe Düsseldorf May 6-8, 2003 Disponible en http://www.bhk.co.jp/english/4tech/contents/pge2003paper_blr.pdf
- Kirmse, D., Krautz, H.J. (2002) "*Co-combustion of biomass in lignite-fired power plants*" in proceedings of the conference "New and renewable energy technologies for sustainable development" 24-26 Junio, Ponta Delgada, Azores, Portugal - pp. 253-270
- Klein, S.A. (2012) "*Engineering Equation Solver v9.170*" F-Chart Software (<http://www.fchart.com>)
- Konings, T. (2003) "*Biomass combustion and co-firing in The Netherlands*" KEMA Power Generation and Sustainable - IEA Task 32, meeting in Salt Lake City.
- Koppejan, J. (2004) "*Introduction and overview of technologies applied world-wide*" In 2nd World Conference and Technology Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, Workshop 4: Co-firing. Rome, Italy. 14 Mayo, 2004. Disponible en <http://www.ieabcc.nl>
- Koppejan, J. (2005) "*WP 2B: Co-processing and co-firing*" ThermalNet Meeting, Heidelberg, Germany, 11-12 May (disponible en <http://www.thermalnet.co.uk/>)
- Koppejan, J., Cremers, M. (2009) "*Options for high percentage biomass cofiring in new power plants*" European Biomass Conference, Hamburg Germany – June 30 (disponible en <http://www.ieabcc.nl>)
- Kostamo, J., Partenen, J. (2000): "*Coal Blending and Co-Firing in PC Boilers: Finnish Experiences*". Fortum Power and Heat Oy
- Kwant, K.W., Knoef, H. (2004) "*Status of Gasification in countries participating in the IEA and GasNet activity. August 2004*" IEA Bioenergy gasification – EU Gasification Net, June 2004 (disponible en http://www.energytech.at/pdf/status_of_gasification_08_2004.pdf)
- Lattanzi, S., Rossi, N. La Marca C., Gasperetti, S., Dalle Mura, D., Molina, G., Fantini, V., Caliere A., (2010) "*Advancements in RDF co-firing demonstration project at Enel Fusina Power Plant*" in proceedings of 18th European Biomass Conference and Exhibition, 3-7 May Lyon, pp. 1078-1084.
- Leckner, B. (2007) "*Co-combustion – A Summary of Technology*" Thermal Science, Vol. 11, No. 4, pp.5-40
- Livingston, W.R. (2006) "*Biomass Co-firing*" Presented to Thermalnet, Lille, April 2006 (disponible en <http://www.thermalnet.co.uk/>)
- Lopez, E, Llera, E. (2010) "*Caracterización de los biocombustibles sólidos*" Capítulo del libro "Energía de la Biomasa", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Prensas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- López, E., Sebastián, F. (2010) "*Pretratamientos: reducción del contenido de humedad*" Capítulo del libro "Energía de la Biomasa", coordinado por F. Sebastián-Nogués, D. García-Galindo y A. Rezeau. Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Prensas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- Lopez, E., Villén, D., Sebastián, F., Royo, F.J., Elías, A., Fernández, M. (2009) "*Storage and natural drying techniques as a way to adapt woody feedstocks to cofiring requirements in mediterranean*

countries" 17th European Biomass Conference & Exhibition from Research to Industry and Markets. Hamburg, Germany 29th June – 3rd July.

- Llera, E. (2002) "*Desarrollo de un modelo semiempírico de escorificación de calderas alimentadas por mezclas de carbones*" Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza
- Maciejewska, A., Veringa, H., Sanders, J., Peteves, S.D. (2006) "*Co-firing of biomass with coal: Constraints and role of biomass pre-treatment*" Scientific and Technical Research Series, EUR 22461 EN DG JRC Institute for Energy
- Madrali, S. (2008) "*Canadian experience in co-firing biomass in coal-fired power plants*" IEA Bioenergy Task 32: Biomass combustion and cofiring. Cofiring workshop, April 1, Beijing.
- Mann, P.K., P.L. Spath (2001) "*A life cycle assessment of biomass cofiring in a coal-fired power plant*" Clean Production Processes 3, pp. 81-91
- Marcelle, K., Chiang, K., Houpt, P. K., Bonissone, P. (1994) "*Optimal Load Cycling of Large Steam Turbines*", Proceedings of the Third IEEE International Conference on Fuzzy Systems (FUZZ-IEEE'94), pp. 667-672, Orlando, FL, June.
- March, F., Schulenberg, F. (1972) "*Planificación de un condensador de aire para una Central Térmica de vapor de 160 MW y experiencias después de un servicio de dos años*" DYNA nº 9 Septiembre 1972 - pp. 437- 449
- Marsh, R., Steer, J., Griffiths, T., Willians, K. (2008) "*Biomass co-firing: opportunities and considerations*" IEA Clean Coal Conference – Workshop on Perspectives on Co-combustion –02/09/2008 - Cardiff University – School of Engineering
- Mataix, C. (2000) "*Turbomáquinas térmicas: Turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores*". Tercera Edición. Ed. CIE. S.L. Dossat 2000. Madrid. ISBN 84-237-0727-X
- Meng-Yuan Tsai, Keng-Tung Wu, Chin-Cheng Huang, Hom-Ti Lee (2002) "*Co-firing of paper mill sludge and coal in an industrial circulating fluidized bed boiler*" Waste Management 22, pp. 439-442.
- MITYC (2007) "*Plan Nacional de Reducción de Emisiones de las Grandes Instalaciones de Combustión Existentes – PNRE-GIC-2007*" Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Disponible en <http://www.mityc.es/Desarrollo/Seccion/Medioambiente/Contaminantes/PNRE-GIC>
- Miles, T. (2004) "*Chariton Valley Biomass Project Iowa Switchgrass Cofiring Update*" Presented at 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. Workshop 4: Biomass Co-firing-current trends and future challenges, Rome, May.
- MINER (1988) "*Las centrales termoeléctricas: consumos marginales, consumos medios y costes de arranque. Grupos de carbón. Informe final.*" Ministerio de Industria y Energía. M-44956-1988. Ed. Delegación del Gobierno en la Explotación del Sistema Eléctrico.
- Monteagudo, M. (1997) "*Modelo térmico de precalentador regenerativo aire-gases. Aplicación a centrales térmicas de carbón*" Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N. (1999) "*Fundamentos de Termodinámica Técnica*" Ed. Reverté S.A. ISBN 84-291-4171-5

- Moreno-Palmerola, N. (2002) "*Valorización de cenizas volantes para la síntesis de zeolitas mediante extracción de sílice y conversión directa. Aplicaciones ambientales*" Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Minera y Recursos Naturales. Universidad Politécnica de Cataluña.
- Mory, A., T. Zotter (1998) "*EU-Demonstration project BioCoComb for biomass gasification and co-combustion of the product gas in a coal-fired power plant in Austria*" Biomass and Bioenergy Vol. 15, nº 3, pp. 239-244.
- Narayanan, K.V., Natarjan, E. (2007) "*Experimental studies on cofiring of coal and biomass blends in India*" Renewable Energy 32, pp. 2548-2558
- Netbiocof (2006) "*D14: First State-of-the-Art Report*", Project title: Integration European Network for Biomass Co-firing, project no. SES6-CT020007-(SES6). Informe disponible en <http://www.netbiocof.net/>
- Netbiocof (2011) "*Integration European Network for Biomass Co-firing*" disponible en <http://www.netbiocof.net/>, consultado en Abril, 2011.
- Nieminen, J., M. Kivela (1998) "*Biomass CFB gasifier connected to a 350 MW_{TH} steam boiler fired with coal and natural gas – Thermie demonstration project in Lahti in Finland*" Biomass and Bioenergy Vol. 15, nº 3 pp. 251-257
- Noppenau, H. (2003) "*Concept and first operating experience with Avedore 2*" VGB powertech – Vol. 83, nº 5, pp. 88-91
- NREL/FEMP (2004) "*Biomass Cofiring in Coal-Fired Boilers*" Federal Energy Management Program. Federal Technology Alert. June, DOE/EE-0288
- NTEL (2007) "*Coal Power Plant Database. National Energy Technology Laboratory – NTEL*" Disponible en: <http://www.netl.doe.gov>
- Nurmi, J., Hillebrand, K. (2007) "*The characteristics of whole-tree fuel stocks from silvicultural cleanings and thinnings*" Biomass and Bioenergy 31, pp. 381-392
- Oasmaa, A., Kuoppala, E., Gust, S., Solantausta, Y. (2003) "*Fast Pyrolysis of Forestry Residue. 1. Effect of Extractives on Phase Separation of Pyrolysis Liquids*" Energy and fuels, vol. 17 (1) pp. 1-12
- Olsen, A. (2001): "*Co-Burning Biomass Oportunities in Winsconsin. A Strategic Assessment*" Final Report for Contract No. 80081.
- Oravainen, H. (2008) "*Experiences of biomass co-firing in Finland*" IEA Biomass Combustion and Cofiring – Workshop on 21 October in The Netherlands (disponible en <http://www.ieabcc.nl>)
- Overgaard, P., Sander, B., Junker, H., Friberg, K., Larsen, O.H. (2004) "*Two years' operational experience and further development of full-scale co-firing of straw*". Proceedings of the 2nd World Conference and Technology Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. Rome, May.
- Palacio, J. (1999) "*Co-combustión de carbón y biomasa en la Central Térmica de Escucha*". Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Pallarés Ranz, J. (2007) "*Predicción de inquemados en cenizas en calderas de carbón pulverizado. Análisis y evaluación de estrategias de operación*" Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza

- Payette, K., Tillman, D., Banfield, T., and Nutter, T. (2002) *"Emissions Management at Albright Generating Station through Biomass Cofiring"* Proceedings of 27th Coal Utilization Conference, Clearwater, FL March 4-7.
- Pedersen, L.S., H.P. Nielsen, S. Kiil, L.A. Hansen, K. Dam-Johansen, F. Kildsig, J. Christensen, P. Jespersen (1996) *"Full-scale co-firing of straw and coal"* Fuel Vol. 75, n° 13, pp. 1584-1590.
- Perry, M., Rosillo-Calle, F. (2006) *"Co-firing Report – United Kingdom"* Report T40UK02R, prepared by: The Bioenergy Group (BEG). Imperial College London. Centre for Energy Policy and Technology (ICEPT)
- Petersen, K.S.C., K.E. Hansen (1994) *"Co-firing of straw and design study and test co-firing of wood in pulverized coal fired boiler I/S Vestkraft, Unit 1"* in Bemtgen, J.M., K.R.G. Hein, A.J. Minchener (eds.) Combined combustion of biomass/sewage sludge and coals, European Commission DG XII: Science, Research and Development.
- Plasynski, S.S., Goldberg, P.M., Chen, Z. (2000) *"DOE´s Cofiring Program"*. Fuels and Combustion Technologies Division Newsletter. ASME
- Prinzing, D.E., E.F. Hunt (1998) *"Impacts of wood cofiring on coal pulverization at the Shawville Generating Station"* Fuel Processing Technology 54, pp. 143-157
- Pronobis, M. (2006) *"The influence of biomass co-combustion on boiler fouling and efficiency"* Fuel 85, pp. 474-480
- Raskin, N., J. Palonen, J. Nieminen (2001) *"Power boiler fuel augmentation with a biomass fired atmospheric circulating fluid-bed gasifier"* Biomass and Bioenergy 20, pp.471-481
- Raven, R. (2005) *"Strategic Niche Management for Biomass: A comparative study on the experimental introduction of bioenergy technologies in the Netherlands and Denmark"* Technische Universiteit Eindhoven – The Netherlands.
- Razelos, P. (1979) *"An Analytical Solution to the Electric Analogy Simulation of the Regenerative Heat Exchanger with Time-Varying Fluid Inlet Temperatures"*. Wärme Stoffübertragung, Vol. 12, pp.59-71
- REE (2012) *"El Sistema Eléctrico Español: Avance del informe 2011"* Edita Red Eléctrica de España. Disponible en http://www.ree.es/sistema_electrico/informeSEE.asp
- Reilly, Ch. (2008) *"Cofiring Potencial in Australia"* Expert workshop: Increasing cofiring percentages in existing coal fired power plants. Organised by IEA Bioenergy Task 32 (disponible en <http://www.ieabcc.nl>)
- Richardson, J., Björheden, R., Hakkila, P., Lowe, A.T., Smith, C.T. (2002) *"Bioenergy from sustainable forestry. Guiding principles and practice"* Kluwer Academic Publishers – ISBN: 1-4020-0676-4
- Richers, U., W. Scheurer, H. Seifert, K.R.G. Hein (2002) *"Present Status and Perspectives of Co-combustion in German Power Plants"* ISSN 0947-8620
- Robinson, A., Junker, H., Buckley, S.G., Sclippa, G., Baxter, L., (1998a) *"Interaction between coal and biomass when co-firing"* 27th Symposium (International) on Combustion/The combustion Institute, pp. 1351-1359
- Robinson, A., Baxter, L., Junker, H., Shaddix, C., Freeman, M., James, R., Dayton, D. (1998b) *"Fireside issues associated with coal-biomass co-firing"* National Renewable Energy Laboratory (NREL), Sandia National Laboratories, Federal Energy Technology Center. NREL/TP-570-25767, December.

- Rollins, M.L., Reardon, L.D., Tillman, D.A. (1998) "*Commercializing Cofiring at the Colbert Fossil Plant of TVA*" Proceedings Bioenergy '98. Madison, WI. Oct. 4-8. pp. 307-314.
- Rösch, Ch. (2000) "*Technical Constraints of Co-firing in Europe*" Proceedings of the 1st World Conference on Biomass for Energy and Industry, 5-9 June, Sevilla, Spain. Ed. James&James (Science Publishers), pp. 1298-1301
- Royo, J., F. Sebastián, P. Canalís, N. Rodríguez (2004) "*The Torsional Chamber as an Alternative to the Technologies Usually Employed in Biomass Co-firing*", Power-Gen Europe. 25-27 Mayo, Barcelona, España
- Royo, J., Sebastián, F., García-Galindo, D., Gómez, M., Díaz, M. (2012) "*Large-scale analysis of GHG (greenhouse gas) reduction by means of biomass co-firing at country scale: Application to the Spanish case*" Energy (2012) <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.046>
- Ryckmans, Y. (2006) "*Fuel flexibility in coal power plants with co-firing*" IEA Biomass Combustion and Cofiring – Jönköping (disponible en <http://www.ieabcc.nl>)
- Salokoski, P. (2000) "*Co-combustion in Scandinavia using fluid bed furnaces*" In "Addressing the constraints for successful replication of demonstrated technologies for co-combustion of biomass/waste". Report of the final seminar held at 1st World Conference and Exhibition on Biomass for Energy and Industry. Sevilla, 6 June.
- Salvi, G. (1975) "*La Combustión. Teoría y Aplicaciones*" Ed. Dossat. ISBN 84-23704-2-54
- Sami, M., Annamalai, K., Wooldridge, M., (2001) "*Co-firing of Coal and Biomass Fuel Blends*" Progress in Energy and Combustion Science Vol. 27, pp. 171-214
- Sampson, G.R., Richmond, A. P., Brewster, G.A., Gasbarro, A.F. (1991) "*Cofiring of wood chips with coal in interior Alaska*" Forest Products Journal. Vol. 41 n° 5, pp. 53-56
- Sander, B. (1997) "*Properties of Danish biofuels and the requirements for power production*" Biomass and Bioenergy Vol. 12, n° 3, pp. 177-183
- Sander, B. (2004) "*Full-scale investigations on co-firing of straw*" Presented at 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. Workshop 4: Biomass Co-firing-current trends and future challenges, Rome, May.
- Savat, P. (2003) "*Electrabel – Ruien: Belgian Gasification Project*" IEA Bioenergy Task 33 – London 28/05/2003 (disponible en <http://media.godashboard.com/gti/IEA/PSavat.pdf>)
- Savat, P. (2006) "*Operational experiences in co-firing coal and different biomass*" VGB powertech – international edition Vol. 86 n° 11 pp 79-83
- Savolainen, K. (2003) "*Co-firing of biomass in coal-fired utility boilers*" Applied Energy 74, pp. 368-381
- Schobert, H. H., Maroto-Valer, M. M., Lu, Z. (2002) "*Development of Activated Carbons from Coal Combustion by-products. Annual Technical Progress Report*" DOE Award Number DE-FG26-99FT40593.
- Schuck, S. (2004) "*Country Experiences in Australia*" Bioenergy Australia - Presented at 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection. Workshop 4: Biomass Co-firing-current trends and future challenges, Rome, May.

- Sebastián, F., Royo, J., Gómez, M. (2011) "*Cofiring versus biomass-fired power plants: GHG (Greenhouse Gases) emissions savings comparison by means of LCA (Life Cycle Assessments) methodology*" Energy 36, pp. 2029-2037.
- Sebastián-Nogués, F., García-Galindo, D., Rezeau, A. (2010) "*Energía de la Biomasa (volumen I)*" Colección de Textos Docentes; 173. Energías Renovables. Pressas Universitarias de Zaragoza ISBN 978-84-92774-91-3.
- Segrest, S.A., Rockwood, D.L., Stricker, J.A. (1998): "*Biomass Co-Firing with Coal at Lakeland Utilities*" University of Florida & A.E.S. Green Clean Combustion Technology Laboratory. (TVA: PFC Dani, pag.158)
- SEI (1996) "*The European Fossil-fueled Power Station Database Used in the SEI CASM Model*" Published By Stockholm Environment Institute. ISBN 91 88714 24 1
- Simader, G. R., Moritz, G (1999a) "*Cofiring of biomass – evaluation of fuel procurement and handling in selected existing plants and exchange of information (COFIRING) – Part 2: The Analysis Report of Plant N° 16*" E.V.A. & Gerhard Moritz, Verbundgesellschaft.
- Simader, G. R., Moritz, G (1999b) "*Cofiring of biomass – evaluation of fuel procurement and handling in selected existing plants and exchange of information (COFIRING) – Part 2: The Analysis Report of Plant N° 20*" E.V.A. & Gerhard Moritz, Verbundgesellschaft.
- Singer, G.J. (1981) "*Combustion. Fossil Power Systems*" Combustion Engineering Inc.
- Sondreal, E.A., Benson, S.A., Hurley, J.P., Mann, M.D., Pavlish, J.H., Swanson, M.L., Weber, G.F., Zygarrlicke, Ch.J. et al (2001) "*Review of advances in combustion technology and biomass cofiring*" Fuel Processing Technology 71, pp. 7-38
- Spencer, R.C., Cotton, K.C., y Cannon, C.N. (1974). "*A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators 16.500 kW and Larger*", ASME Power Division paper No.62-WA-209
- Spliethoff, H., K. R. G. Hein (1998) "*Effect of co-combustion of biomass on emissions in pulverized fuel furnaces*" Fuel Processing Technology 54, pp. 189-205
- Stodola, A. (1927) "*Steam and gas turbine*" McGraw-Hill. New York
- Te Winkel, H., Meij, R., Sarber, A. (2007) "*Environmental and health aspects of ashes produced at co-combustion of biomass*" World of Coal Ash (WOCA), May 7-10, 2007, Covington, Kentucky, USA.
- Thorney, P. "*Increasing biomass based power generation in the UK*" Energy Policy 34, pp. 2087-2099.
- Tillman, D.A. (2000) "*Biomass cofiring: the technology, the experience, the combustion consequences*" Biomass and Bioenergy 19, pp 365-384.
- Tillman, D.A., Payette, K., Plasynski, S. (2003) "*Co-firing Woody Biomass at Allegheny Energy: Results from Willow Island and Albright Generating Stations*" in proceedings of International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems, 2003, 28 (2) pp. 1161-1171
- Torné, J. (2000) "*Co-combustión en la Central Térmica de Escucha: Modificaciones y nuevas instalaciones para la realización de pruebas de co-combustión*" Proyecto Fin de Carrera, Dpto. Ing. Mecánica, Universidad de Zaragoza.
- Tortosa-Masiá, A.A., Ahnert, F., Spliethoff, H., Loux, J.C., Hein, K. R. (2005) "*Slagging and Fouling in Biomass Co-combustion*" Thermal Science, Vol. 9, n° 3, pp. 85-98

- Treepower (2012) "*Biomass cofiring power plant engineering*" disponible en <http://www.treepower.org/cofiring/main.html>, consultado en Abril, 2012.
- Uche, F. J. (2001) "*Método de ensayo para el cálculo del consumo específico de la C.T. de Teruel. Manual Técnico de la Aplicación*" Fundación CIRCE.
- Valero, A., Lerch, F., Serra, L., Royo, J. (2002). "*Structural theory and thermoeconomic diagnosis. Part II: Application to an actual power plant*" Energy Conversion and Management 43, pp. 1519-1535
- Van Dijen, F. (2006) "*Biomass Gasification Ruien*" Presented to Thermalnet, Lille, April 2006 (disponible en <http://www.thermalnet.co.uk/>)
- Van Loo, S., Koppejan, J. (2002) "*Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*" Ed. Van Loo and Koppejan, The Netherlands, ISBN 90-36517-7-37
- Van Ree, R. (2000) "*Biomass Cofiring Potencial and Experiences in The Netherlands*" Netherlands Energy Research Foundation ECN, ECN-RX—00-035, November
- Van Ree, R. R. Korbee, R. Meijer, T. Konnings, F. Van Aart (2001) "*Operational experiences of (in)direct co-combustion in coal and gas fired power plants in Europe*" ECN/KEMA contribution to Power-Gen Europe 2001, 29-31 May, Brussels, Belgium.
- Vassilev, S.V., Baxter D., Andersen, L.K., Vassileva, C. G. (2010) "*An overview of the chemical composition of biomass*" Fuel 89 pp. 913–933.
- Vattenfall Europe (2006) "*Co-combustion in VE-G power plants*" (disponible en http://www.3_cip.com/set/704/02Lipa_en.pdf, consultado en Marzo, 2006.
- Veijonen, K., Vainikka, P., Järvinen, T., Alakangas, E. (2003) "*Biomass Co-firing – An Efficient way to reduce greenhouse gas emissions*" European Bioenergy Networks - EUBIONET. Disponible en http://ec.europa.eu/energy/renewables/studies/doc/bioenergy/0000_cofiring_eu_bionet.pdf
- Vom Berg, W., H.J. Feuerborn (2005) "*Present situation and perspective of CCP management in Europe*" World of Coal Ash, April 11-15, Lexington, Kentucky, USA.
- Waldron, D.J., Saimbi, S. (2006) "*Dedication to co-firing at Fiddlers Ferry*" Modern Power Systems, n° Fev., pp. 11-12
- Walsh, P.M., Xie, J., Douglas, R.E., Battista, J.J., Zawadzki, E.A. (1994) "*Unburned carbon loss from pulverized coal combustors*" Fuel, Vol. 73, n° 7, pp. 1074-1081.
- Wang, S., Baxter, L. (2007) "*Comprehensive study of biomass fly ash in concrete: Strength, microscopy, kinetics and durability*" Fuel Processing Technology 88, pp. 1167-1170.
- Weisser, D. (2007) "*A guide to life-cycle greenhouse gas (GHG) emissions from electric supply technologies*" Energy 32, pp. 1543-59.
- Werther, J., Saenger, M., Hartge, E.U., Ogada, T., Siagi, Z. (2000) "*Combustión of agricultural residues*" Progress in Energy and Combustion Science 26, pp. 1-27
- Whitaker, S. (1972) "*Forced, Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cilindres, Single Spheres, and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles*". AIChE Journal, Vol 18, No. 2, pp. 361-371

- Wieck-Hansen, K. (1999) "Co-firing coal and straw in PF boilers – performance impact of straw with emphasis on SCR catalyst for deNOx catalysts", Proceedings of the 16th Annual International Pittsburgh Coal Conference, October 11-15
- Wieck-Hansen, K., Overgaard, P., Larsen, O.H. (2000) "Cofiring coal and straw in a 150 MWe power boiler experiences" Biomass and Bioenergy 19, pp. 395-409
- Willeboer, W. (1998) "The Amer demolition wood gasification project" Biomass and Bioenergy Vol. 15, n° 3, pp. 245-249
- Willoboer, W. (2000) "Amergas biomass gasifier starting operation" in Proceedings of EU Seminar on "The use of coal in mixture with waste and residues II", Cottbus, pp. 137-144
- Woods, J., Tipper, R., Brown, G. Díaz-Chavez, R. Lovell, J., De Groot, P. (2006) "Evaluating the Sustainability of Co-firing in UK" – Report for the DTI number URN 06/1960 – September
- Wynn, D. (2008) "Biomass co-firing Ferrybridge "C" Power Station" 19th Annual Meeting and Meetings of the Combustion, Coal Characterisation and Coal Conversion Division. Nottingham University – 10 April (disponible en <http://www.coalresearchforum.org/>)
- Zaleta, A. (1997) "Conceptos sobre el diagnóstico y la evaluación termoeconómica de turbinas de vapor" Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza
- Zaleta-Aguilar, A., Vega, L.F., Gallegos-Muñoz, A., Hernández-Guerrero, A. (2002) "Thermodynamic characterization of the power loss factor in steam turbines" Energy Conversion and Management 43, pp. 2369-2378.
- Zemo, B., Boylan, D., Eastis, J. (2002) "Experiences Co-firing Switchgrass at Alabama Power's Plant Gadsden", in proceedings of the International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems 2002, 2 (27) pp. 1109-1120.
- Zevenhoven, R., Kilpinen, P. (2004) "Control of pollutants in flue gases and fuel gases – Chapter 4: Nitrogen" ISBN 951-22-5527-8
- Zheng, Y., Arendt-Jensen, P., Degn-Jensen, A., Sander, B., Junker, H. (2007) "Ash transformation during co-firing coal and straw" Fuel 86, pp. 1008-1020
- Zulfiquar, M.H., Moghtaderi, B., Wall, T.F. (2006) "Co-milling of coal and biomass in a pilot-scale vertical spindle mill – Technology Assessment Report 49" CCSD – Cooperative Research Centre for Coal in Sustainable Development - The University of Newcastle – Australia – March 2006.
- Zuwala, J. (2007) "State-of-the-art of biomass co-firing - successful experiences in Europe" 1st Conference of the European Biomass Co-firing Network. Budapest 2-4 July. Disponible en <http://www.netbiocof.net>
- Zuwala, J., Sciazko, M. (2010) "Full-scale co-firing trial tests of sawdust and bio-waste in pulverized coal-fired 230 t/h steam boiler" Biomass and Bioenergy 34 – pp. 1165-1174

ANEXO I.

DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL TÉRMICA DE ESCUCHA

El trabajo presentado en esta tesis se basa en los resultados obtenidos en el proyecto de investigación "Co-combustión en la C. T. de Escucha" referencia 2FD97-0764 co-financiado por el Ministerio de Ciencia y Tecnología y la Unión Europea, a través de los Fondos FEDER. Como indica el propio nombre del proyecto la experiencia de co-combustión se llevó a cabo en la Central Térmica de Escucha, ubicada en las cercanías del pueblo turolense de Escucha, situado a 70 km de la ciudad de Teruel. Se trata de una central convencional de carbón pulverizado con una potencia instalada de 160 MW eléctricos en un solo grupo. La central se abastece principalmente de carbón subbituminoso extraído de la minas de la zona, aunque también se utiliza una parte de carbón de importación.

Esta planta presenta unas características particulares que la hicieron idónea para llevar a cabo las pruebas de co-combustión con el fin de servir como caso piloto de esta tecnología del que poder obtener experiencia y extraer resultados aplicables al resto de parque de centrales. Estas particularidades son:

- Se encuentra situada en la cercanía de grandes masas forestales, la mayoría de ellas repobladas y, por lo tanto, susceptibles de tratamientos selvícolas de limpieza y conservación de las mismas.
- Su tamaño es relativamente pequeño, muy adecuado para llevar a cabo este tipo de experiencias piloto y proyectos de investigación, ya que las inversiones necesarias son inferiores que las que se necesitarían en plantas mayores y los resultados pueden extrapolarse con sencillez.

- Por último, el tipo de combustible fósil utilizado. Su baja densidad energética le hace propicio para la aplicación de esta tecnología y un proyecto novedoso frente a otras experiencias anteriores. Además su elevado contenido en azufre, que contrasta con el bajo porcentaje de éste en la biomasa forestal, potencia los beneficios que la aplicación de la co-combustión supone para este tipo de centrales.

En este anexo se va a describir brevemente la planta con el fin de tener una visión general de la misma y ayudar a comprender alguna de las limitaciones que se han presentado en el desarrollo de la tesis.

En la Figura I.1, aparece un alzado esquemático de los principales equipos que componen la planta. Van a describirse los dos subsistemas principales en los que esta puede dividirse: el circuito aire-gases y el ciclo de vapor.

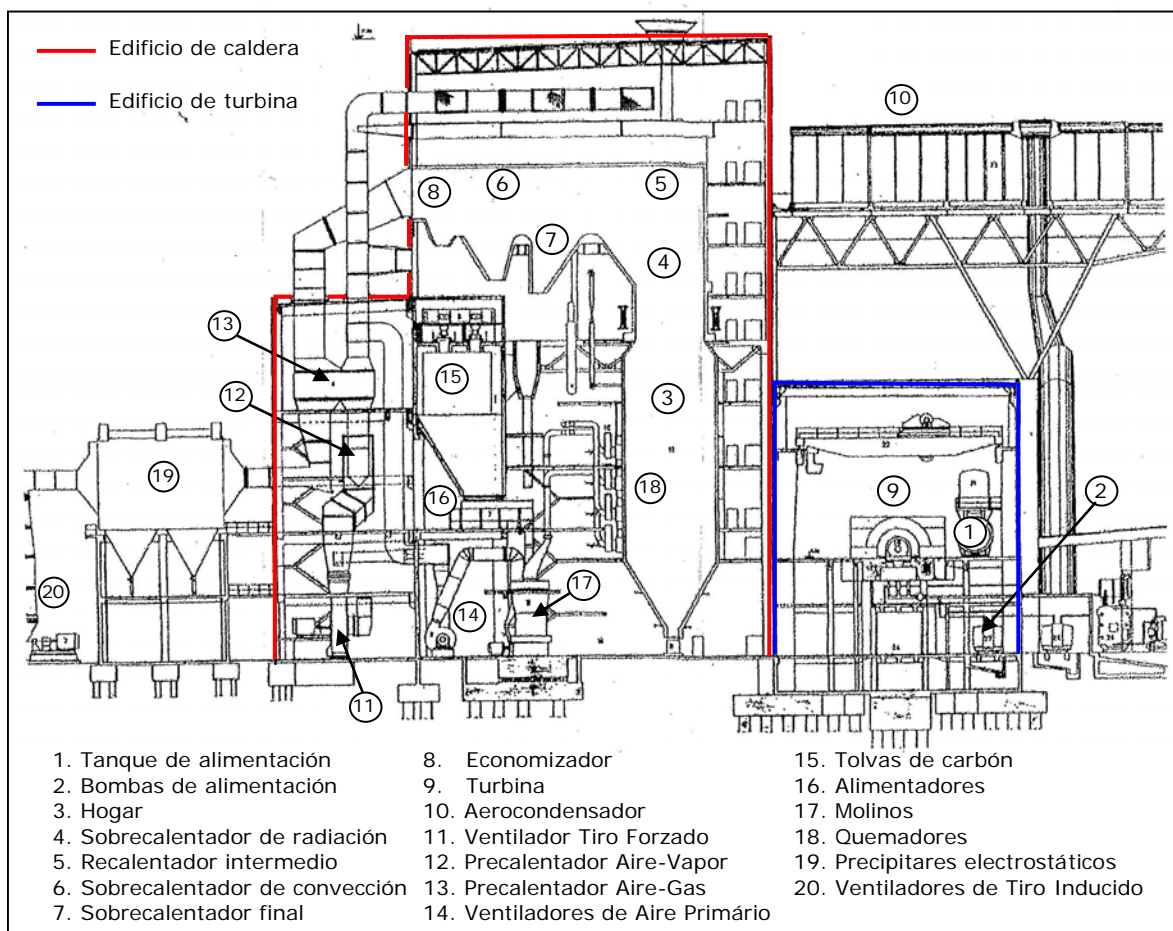


Figura I.1. Alzado de la C. T. de Escucha

El objetivo de este anexo no es profundizar en cada uno de los equipos que los componen sino tener una visión global de la planta que permita entender cómo se adaptó a la co-combustión, conocer las particularidades de la caldera y el circuito aire-gases que se han tenido en cuenta a la hora de estimar el rendimiento (apartado 4.2), así como tener una visión general de los equipos que componen el ciclo y que ha sido modelizado en el desarrollo de esta tesis (apartado 4.3). Para una información más completa sobre las características de los distintos equipos que componen la planta puede consultarse Casero y Herranz (1996) y Canalís (1997).

I.1 Descripción del Ciclo de Vapor.

De forma muy resumida, en el **ciclo de vapor**, el agua a su paso por la caldera absorbe parte de la energía generada en la combustión pasando a vapor a alta presión y temperatura. Esta energía se convierte en energía mecánica en la turbina, para transformarse finalmente en la energía eléctrica objetivo de la planta. Para describir el ciclo se va a seguir el recorrido que realiza el agua a su paso por el mismo. En la Figura I.2 se muestra un esquema completo del ciclo, en el que se ha mantenido para designar a los equipos la misma numeración que en la figura anterior.

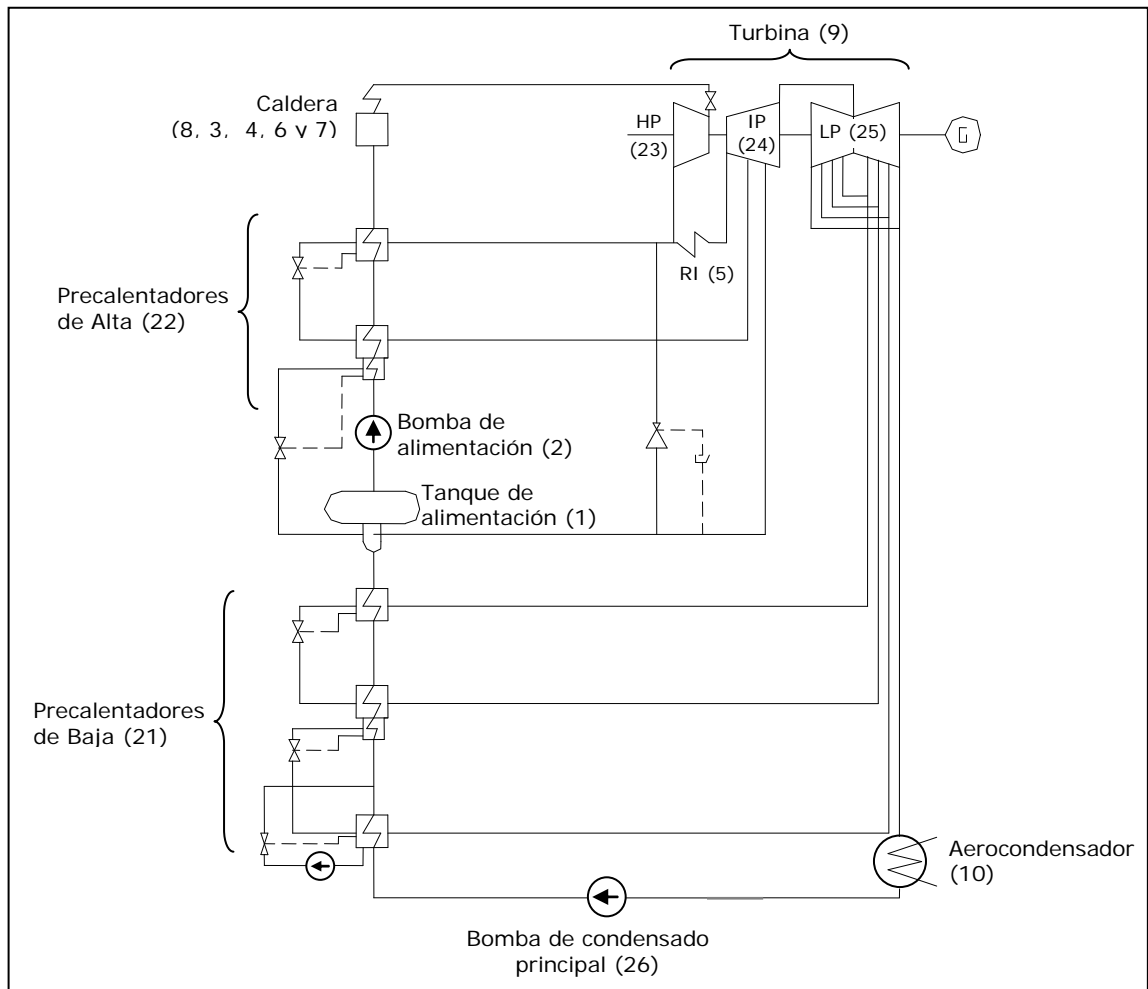


Figura I.2. Esquema del ciclo de vapor de la C. T. de Escucha

El principio del ciclo puede situarse en el *tanque de alimentación (1)* donde se almacena el agua. Ésta llega al tanque tras pasar por *tres precalentadores de baja presión (21)* donde se calienta aprovechando tres extracciones de vapor de la turbina de baja. A su vez también llega al tanque vapor proveniente de una extracción de la turbina de media y el vapor empleado en los *dos precalentadores de alta presión (22)*.

Las dos *bombas de alimentación (2)*, toman el agua del tanque de alimentación y la introducen de nuevo al ciclo a alta presión. El agua se calienta a su paso por los *dos precalentadores de*

alta presión antes de llegar a la caldera. Estas bombas de alimentación están compuestas a su vez por dos partes: una prebomba que eleva ligeramente la presión para evitar problemas de cavitación y la bomba propiamente dicha que es la que proporciona el incremento de presión necesario.

La caldera es de un solo paso o de corriente directa (también llamada *tipo Benson*), es decir, el agua cambia a fase vapor en un solo paso, sin calderín. Las principales zonas de la caldera son el *economizador (8)*, el *hogar (3)* y los *sobrecalentadores de radiación (4)*, *convección (6)* y *final (7)* y el *recalentador intermedio (5)*.

Todo el vapor a alta presión y temperatura que sale de la caldera (*vapor vivo*), se expande en la *turbina de alta presión (23)*. A la salida se extrae parte del mismo que va a uno de los precalentadores de alta, mientras que el resto vuelve de nuevo a la caldera donde se calienta en el *recalentador intermedio (5)*. Tras este paso por caldera vuelve a la *turbina de media (24)* donde entra a una temperatura próxima a la de vapor vivo (entrada a la turbina de alta), pero esta vez con menor presión. En la turbina de media existen dos extracciones: una va al segundo precalentador de alta y otra que va al tanque de alimentación. Cuando el vapor restante sale de la turbina de media se introduce directamente en la de *baja (25)*. El vapor empleado en los *precalentadores de baja presión (21)* se toma de tres extracciones de este último cuerpo de turbina.

Tras este último paso, el vapor a la salida de la turbina de baja va ya al *condensador*. En la mayoría de las centrales térmicas, la refrigeración se realiza por agua, ya sea del mar, de un río o en una torre de refrigeración. En este caso la refrigeración se realiza por aire, en un equipo denominado *aerocondensador (10)*. Se optó por él debido a la ubicación de la Central, situada en una zona de Teruel donde el agua no es muy abundante. En este equipo, el vapor que circula por unos bancos de tubos se condensa gracias al intercambio de calor con el aire que es impulsado a través de los mismos por 40 ventiladores de 70 kW cada uno. El elevado consumo eléctrico de este sistema supone una penalización importante para el consumo propio de la planta. Por otro lado, realizar la refrigeración con aire a temperatura ambiente implica también que las condiciones climatológicas influyan directamente en el funcionamiento de este equipo y como consecuencia en el de la planta. De esta forma, en épocas estivales cuando la temperatura ambiente es elevada, el intercambio de calor entre el aire y el agua resulta muy difícil, lo que supone que en ocasiones no sea posible trabajar a plena carga durante las horas más calurosas del día.

El líquido saturado obtenido a la salida del condensador se lleva al *tanque de condensado principal*, de donde las *bombas de condensado principal (26)* lo impulsan de nuevo hasta el tanque de alimentación, a través, como ya se ha señalado, de los precalentadores de baja.

Dentro del Capítulo 4, el apartado 4.3 se ocupa en profundidad de esta parte de la planta, en él se presenta el modelo de ciclo desarrollado en esta tesis para la simulación de su comportamiento y la obtención del calor absorbido por el vapor a su paso por la caldera. En dicho apartado se profundiza también en aspectos concretos de alguno de los equipos que aquí se han descrito someramente.

I.2 Descripción del Circuito Aire-Gases.

Se considera **circuito aire-gases** aquel que recorre por una parte el aire, desde su aspiración de la atmósfera a su entrada a la caldera, y por otra, los gases de combustión desde la caldera hasta la chimenea. El objetivo a conseguir es doble, por un lado se pretende aumentar la temperatura del aire que va a introducirse en la caldera, y por otro lado se quiere disminuir la temperatura del gas que sale de la misma antes de enviarlo a la atmósfera. El circuito como tal, está formado, además de por conductos, colectores y compuertas, por los siguientes equipos: precalentadores aire-gas, precalentadores aire-vapor, ventiladores y el sistema de molienda. La Figura I.3 muestra un esquema del mismo para el caso particular de la Central Térmica de Escucha en el que aparecen representados los principales equipos que lo componen (se ha mantenido, de nuevo, la misma numeración que en la Figura I.1).

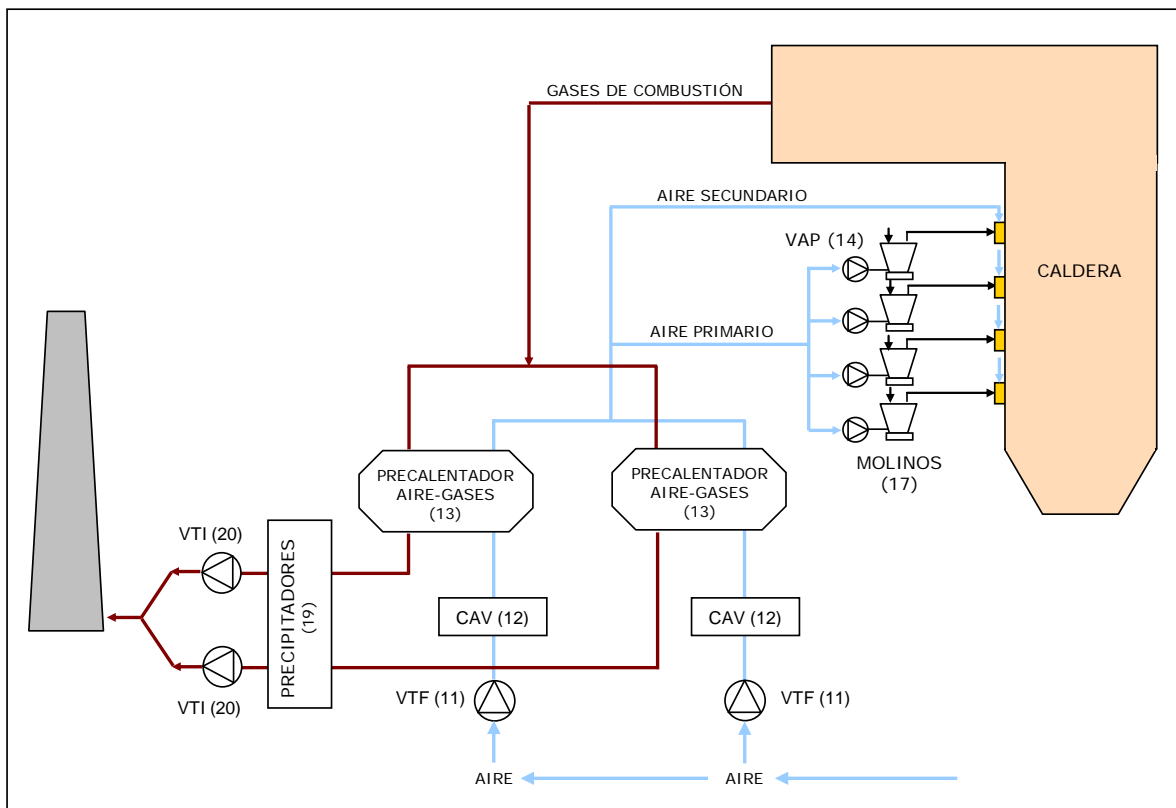


Figura I.3. Esquema del circuito aire-gases de la C. T. de Escucha

En esta planta, resulta significativo que gran parte del circuito aire-gases se encuentra ubicado dentro de un edificio (edificio de caldera, ver Figura I.1). Los dos *Ventiladores de Tiro Forzado (11) (VTF)* se encargan de suministrar a la caldera todo el aire necesario para la combustión y a la presión adecuada. Este aire se toma del interior del edificio, de la parte superior del mismo. De esta forma, a la entrada al circuito el aire tiene ya una temperatura mayor que la ambiente, consiguiéndose una mejora en la eficiencia de la caldera. Dentro del Capítulo 4, el apartado 4.2 aborda cómo calcular el rendimiento en el caso particular de este tipo de calderas.

Tras ser impulsado por los ventiladores de tiro forzado el aire se calienta en los precalentadores. Primero pasa por los *precalentadores aire-vapor (CAV) (12)*, de tipo Luvo, que utilizan vapor del ciclo para elevar la temperatura del aire cuando sea necesario (por ejemplo, durante los arranques). Cada precalentador está formado por dos bancos de tubos elípticos aleteados, a

través de los cuales pasa el aire. El vapor entra por la parte superior de los mismos y el condensado se recoge por la parte inferior. Normalmente no se utiliza a su máxima capacidad, sino que sólo está en funcionamiento el 40% (uno de los bancos de tubos). La temperatura del aire puede aumentar entre 20 y 40°C aproximadamente en función de cómo esté trabajando este equipo. En la Figura 1.4 está representada como evoluciona la temperatura del aire a la entrada y salida del precalentador ($T_{a,ante,CAV}$ y $T_{a,tras,CAV}$ respectivamente) según el funcionamiento del mismo. En la primera parte, el precalentador estaría parado, en la segunda funcionaría al 100%, consiguiéndose así el máximo incremento de la temperatura del aire, mientras que en la tercera, sólo estaría en marcha el 40%, por lo que el salto de temperatura estaría entorno a los 20°C. A la hora de comparar el rendimiento de caldera en dos situaciones diferentes es necesario tener en cuenta cómo estaba funcionando este equipo, ya que influye directamente en las condiciones de entrada del aire (Capítulo 5).

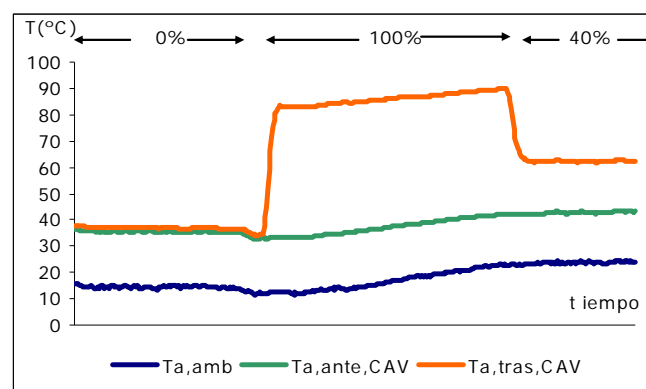


Figura 1.4. Evolución de la temperatura del aire en el precalentador Aire-Vapor (CAV) en función del modo de funcionamiento.

Posteriormente se encuentran los *precalentadores de aire-gases* (13). Se trata de dos precalentadores regenerativos de tipo Ljungström, que recuperan parte de la energía de los humos de salida para elevar la temperatura del aire hasta el punto deseado. Básicamente se compone de una caja dividida en dos compartimentos, en donde los gases calientes de la combustión están confinados en uno de los lados, mientras que el aire a calentar se encuentra en el lado opuesto. Una masa con movimiento de rotación lento (el rotor con los elementos de calefacción) pasa por la corriente de los gases absorbiendo calor. Luego continúa girando por una sección sellada hasta llegar al sector de la corriente de aire en donde cede calor. Después sigue la rotación por una segunda sección sellada para regresar nuevamente a la sección atravesada por la corriente de los gases. En cada rotación se cierra un ciclo completo de intercambio de calor. El aire aumenta de forma considerable su temperatura ($\approx 250^{\circ}\text{C}$) saliendo del precalentador aproximadamente a 320°C .

Tras el precalentador aire-gases, el aire se divide en dos ramas: aire primario y aire secundario. Este último lleva la presión adecuada para llegar directamente a la caldera, mientras que el aire primario, por su parte, pasará a través de los molinos para transportar el carbón. Debido a la pérdida de carga adicional que esto supone, es necesaria la presencia de los *Ventiladores de Aire Primario* (14) (VAP). Éstos aumentan la presión del aire antes de entrar en los molinos, de forma que el caudal de aire más carbón llegue también a la presión adecuada a la caldera.

El circuito de aire-gases se encuentra íntimamente vinculado con el **sistema de molienda**, entendiéndose como tal el conjunto de elementos relacionados con el tratamiento del carbón, desde su salida de las tolvas de consumo diario hasta su entrada a los quemadores. El carbón se encuentra almacenado en el parque situado junto a la central. Desde allí, a través de una serie de cintas transportadoras se alimenta a cuatro *tolvas* (15) que almacenan el carbón que se consume diariamente. Se dispone de cuatro *molinos verticales de rodillos* (17) que reciben el carbón de cuatro *alimentadores* (16) (uno por molino) que proviene, a su vez, de cada una de las cuatro tolvas señaladas anteriormente. El carbón se alimenta por la parte superior del molino y cae en unas mesas donde las ruedas se encargan de machacarlo hasta pulverizarlo. El transporte neumático del carbón pulverizado desde el molino hasta los quemadores se realiza, como ya se ha señalado, con el aire que impulsan los cuatro Ventiladores de Aire Primario por la parte inferior del molino. La función de este aire no solo es transportar el carbón, sino que además debe de secarlo y aumentar su temperatura (la mezcla carbón-aire sale aproximadamente a 75 °C, temperatura del selector del molino).

Cada uno de los molinos se encarga de alimentar a una de las cuatro filas de *quemadores* (18), compuesta a su vez por cuatro quemadores de premezcla (hasta un total de dieciséis). La Figura I.5 muestra un esquema de la entrada a uno de estos quemadores. El aire primario junto con el carbón llega a caldera por un conducto intermedio, mientras que por el externo se introduce el aire secundario que es el necesario para que tenga lugar la combustión. En todos los quemadores existe un conducto interior adicional. En la primera y tercera fila este conducto aloja la lanza de gasóleo que se utiliza como combustible de arranque, mientras que en la segunda y la cuarta se aprovecha para introducir cierta cantidad de aire denominado terciario que se extrae del conducto de secundario que llega a cada quemador. Este conducto interno es el que se ha utilizado en dos de los dieciséis quemadores para la alimentación de la biomasa, transformándolos así en quemadores mixtos (ver apartado 3.3.4).

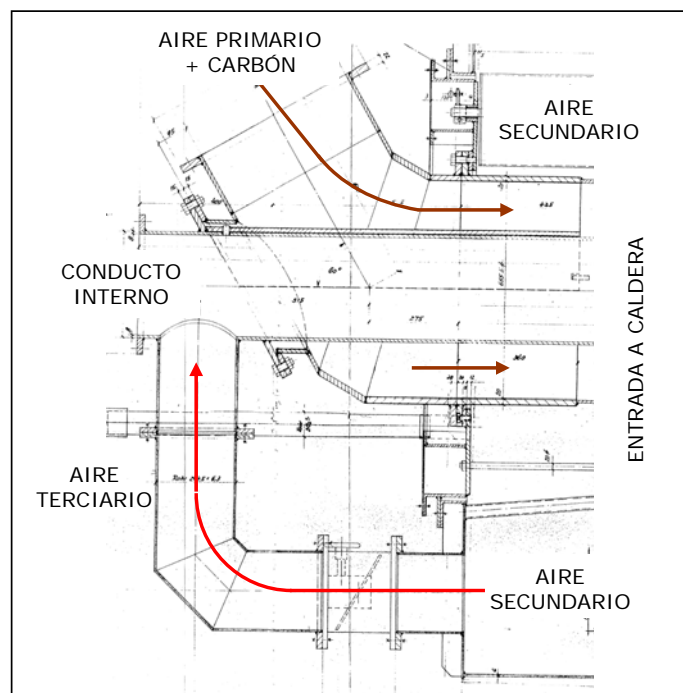


Figura I.5. Detalle de la entrada al quemador de premezcla.

Por último, los gases productos de la combustión salen de la caldera aproximadamente a 350 °C. Antes de ser evacuados a la atmósfera, pasan por el precalentador aire-gases, donde ceden calor hasta disminuir su temperatura aproximadamente 200 °C. Luego atraviesan los *precipitadores electrostáticos (19)*, donde gran parte de las partículas que llevan los humos en suspensión son retiradas (la eficiencia en diseño, definida como la capacidad de captación de polvo, es de un 97,5%). Finalmente, son impulsados por dos *Ventiladores de Tiro Inducido (20) (VTI)* hacia la chimenea, por donde son evacuados a la atmósfera.

Adicionalmente a los equipos señalados, existe otra serie de elementos que forman parte del circuito aire-gases y que ayudan a regular su funcionamiento. Así, por ejemplo, con el fin de controlar la temperatura del aire primario y evitar una posible autocombustión del carbón, existen unas tomas en la impulsión de los Ventiladores de Tiro Forzado (antes de pasar por los precalentadores de aire) que, en caso de ser necesario, permiten atemperar el aire que circula por los molinos. Para regular y controlar el caudal y la presión en los distintos puntos del circuito existen también una serie de compuertas que pueden cerrar o abrir en función del objetivo buscado.

ANEXO II.

CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE PRETRAMIENTO

Una de las particularidades de la co-combustión frente a otras tecnologías de aprovechamiento de biomasa es que se utiliza un sistema que no fue diseñado para este combustible. Aunque la inversión específica a realizar se reduzca considerablemente al utilizar gran parte de la infraestructura ya existente, lo que supone una de las principales ventajas de esta tecnología, es imprescindible adecuar el combustible y seleccionar correctamente el punto de alimentación para optimizar dicho aprovechamiento y conseguir así su viabilidad.

En el caso de la co-combustión en calderas de carbón pulverizado, caracterizadas por tiempos de residencia muy reducidos, es necesario pretratar el combustible renovable hasta tamaños de partícula y porcentajes de humedad que permitan su aprovechamiento en estas calderas sin penalizar de forma considerable el rendimiento. En este sentido, dentro del proyecto "Co-combustión en la C.T. de Escucha" se diseñó una planta experimental de pretratamiento con el fin de obtener biomasa con distintos grados de humedad y tamaños de partícula y poder analizar, a partir de los resultados obtenidos en las pruebas llevadas a cabo en la planta, la influencia de dichos parámetros sobre la viabilidad de esta tecnología.

En este anexo se van a describir los sistemas de secado y molienda que se instalaron en la planta de pretratamiento atendiendo a las especificaciones definidas: se partía de astillas de madera de aproximadamente 40 mm y al 40% de humedad, y se pretendía obtener un tamaño de partícula final entre 1 y 5 mm y una humedad máxima del 15%.

II.1 Sistema de secado

Los equipos para el secado forzado de la biomasa se denominan de forma genérica secaderos (López y Sebastián, 2010). Normalmente, para este tipo de aplicación se usan aquellos que utilizan gases calientes para el secado. Estos puede ser a su vez de dos tipos: los que queman un combustible auxiliar y los que utilizan gases calientes de otros procesos. En el caso de la tecnología de co-combustión los más utilizados son los primeros, debido a que en las centrales térmicas a las que se acoplan estos sistemas no existen gases calientes utilizables, ya que en caso de existir, se usarían para aumentar el propio rendimiento de la planta. Por otro lado se puede distinguir, en función de cómo se realice la transferencia de calor, entre directos e indirectos. En los primeros, el calentamiento se produce por convección al estar en contacto directo el material húmedo con los gases calientes, mientras que en los segundos, se realiza un intercambio previo de calor por conducción entre los gases de combustión y el aire que se encargará de secar la biomasa. La humedad del combustible a la salida de estos equipos es función, principalmente, del contenido en humedad a la entrada, de la variación de la temperatura del flujo secante a lo largo del secadero y de la relación biomasa/flujo secante.

Entre los secaderos que utilizan un combustible auxiliar, los más utilizados son los de tipo rotativo. En éstos los gases o el aire caliente se pone en contacto con la biomasa dentro de un cilindro o tambor horizontal giratorio. Éste lleva en su interior una serie de deflectores cuyo objetivo es elevar el combustible que cae sucesivamente de uno a otro mientras se ve arrastrado por el flujo secante (Figura II.1)

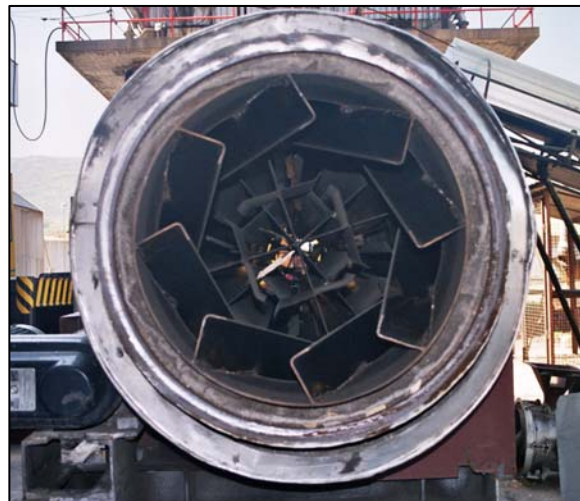


Figura II.1 Detalle del interior del secadero rotatorio.

Pueden ser también a contracorriente, es decir, la biomasa y el agente secante van en dirección contraria, lo que a priori supone una mayor eficiencia desde un punto de vista energético. Sin embargo, el hecho de tener que controlar e incluso disminuir la temperatura de los gases o el aire con el fin de evitar la autocombustión, unido a la aparición de contracciones en la partícula de biomasa que conlleva que parte de la humedad se quede en el seno de la misma, hace que la eficiencia real del equipo disminuya. Para la instalación de pretratamiento de la biomasa que se utilizaría en las pruebas se adquirió, finalmente, un secadero rotativo de corrientes paralelas.

Las particularidades que lo hacían idóneo para esta aplicación son las siguientes:

- ✓ No es necesario reducir previamente el tamaño de partícula, salvo la operación de astillado habitual.
- ✓ Son los más adecuados para trabajar en continuo debido a su gran versatilidad.
- ✓ Por su configuración, el tiempo de residencia en el equipo es mayor cuanto mayor es el tamaño de partícula, consiguiéndose de esta forma un secado homogéneo.
- ✓ Permiten regular la humedad de salida dentro de un rango estrecho.

El sistema de secado completo (Figura II.2) estaba compuesto por:

- *Alimentador* regulable con una capacidad de almacenamiento inicial de 6 m³. Con el fin de conseguir una mayor autonomía se prolongaron los laterales, aumentando esta capacidad hasta aproximadamente 9 m³.
- *Equipo generador de calor*. Se trataba de un sistema de combustión con propano (quemador, cámara de combustión e intercambiador aire/gases) para generar el aire caliente que se utilizaba como flujo secante. Se eligió este tipo de equipo, y no uno que utilizara biomasa, por tratarse de una instalación experimental que luego debía llevarse a otra ubicación.
- *Equipo de secado*, en el que podían distinguirse tres partes: la *tolva de alimentación*, con sonda de temperatura de entrada y compuertas de inspección, el *tromel secador*, formado por cuatro sectores (admisión, homogeneización, subdivisión y salida) y el *sistema de extracción* (cámara de expansión y evacuación con esclusa de salida, ciclón para decantación de polvo y turboventilador para aspiración a través del ciclón)

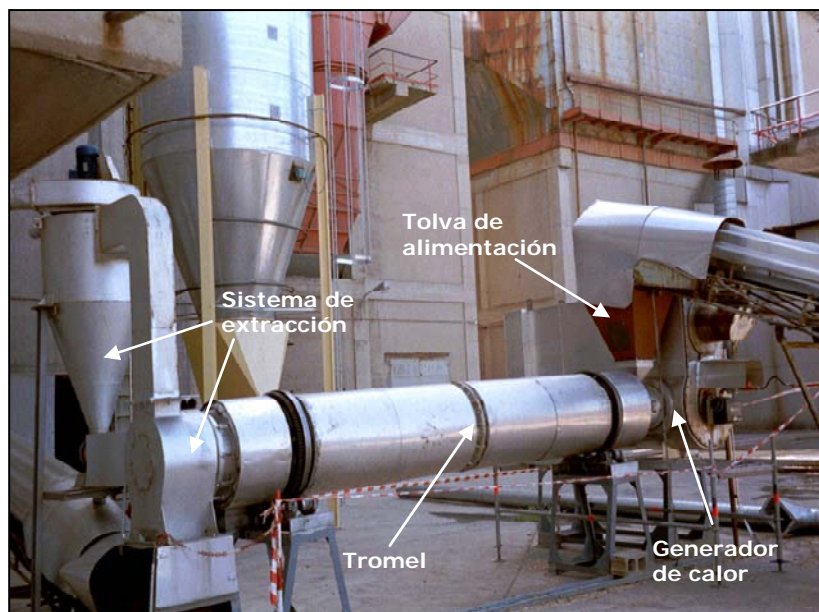


Figura II.2. Imagen del sistema de secado instalado en planta.

En la Tabla II.1 aparecen recogidas las especificaciones técnicas del sistema de secado.

Tabla II.1 Especificaciones técnicas del sistema de secado

Características de la biomasa a la entrada	Tamaño de partícula \approx 40 mm Humedad \approx 40%
Características de la biomasa a la salida	Tamaño de partícula \approx 40 mm Humedad \approx 10%
Combustible	Propano o gas natural
Capacidad de procesamiento	\approx 250 kg/h biomasa húmeda \approx 150 kg/h biomasa seca

II.2 Sistema de molienda

Cuando, como es el caso de la co-combustión directa en calderas de combustible pulverizado, se necesita que la biomasa tenga un tamaño de partícula reducido (en este caso inferior a 5 mm) es necesario llevar a cabo una etapa de molienda del material para conseguirlo (Gil, 2010). De cara a seleccionar un molino para una aplicación cualquiera hay cinco parámetros fundamentales que se deben determinar previamente:

- Tamaño máximo de las partículas que debe procesar el equipo. Esto influirá, entre otros parámetros de diseño, en la abertura para la entrada del material.
- Humedad del material a procesar: Es necesario fijar esta condición de diseño para evitar problemas por apelmazamiento y definir el consumo.
- Tamaño de partícula final.
- Cantidad de biomasa que debe procesarse: Es necesario conocer tanto el flujo medio como el máximo.
- Tipo de biomasa: Propiedades como la dureza o la densidad del recurso van a influir directamente en los requerimientos del molino.

Para el caso del aprovechamiento energético de la biomasa forestal, los molinos habitualmente empleados son los de martillos aunque también existen instalaciones con molinos de cuchillas. Los molinos de martillos son máquinas bastante resistentes y con bajos costes de mantenimiento. Normalmente la biomasa se alimenta por la acción de la gravedad a través de una gran abertura en la parte superior. La acción de los martillos contra la carcasa de rotura es la que produce el corte del material que finalmente se muele entre los martillos y el tamiz inferior. Los molinos de cuchillas, por su parte, tienen la ventaja de poder manejar piezas más grandes obteniéndose astillas pequeñas con un consumo de potencia razonable. Tienen el inconveniente de que los bordes afilados de las cuchillas son muy sensibles a las partículas metálicas, piedras, arena, etc. que puedan encontrarse entre la biomasa forestal, no siendo además muy adecuados por su poca resistencia para procesar la corteza.

A partir de las ofertas recibidas para este equipo, y debido a que se querían conseguir tamaños de partícula de hasta 1 mm en un único equipo, se decidió adquirir un molino de martillos con una etapa previa de cuchillas que trataba el material grueso evitando su entrada directa a la de martillos (Figura II.3).

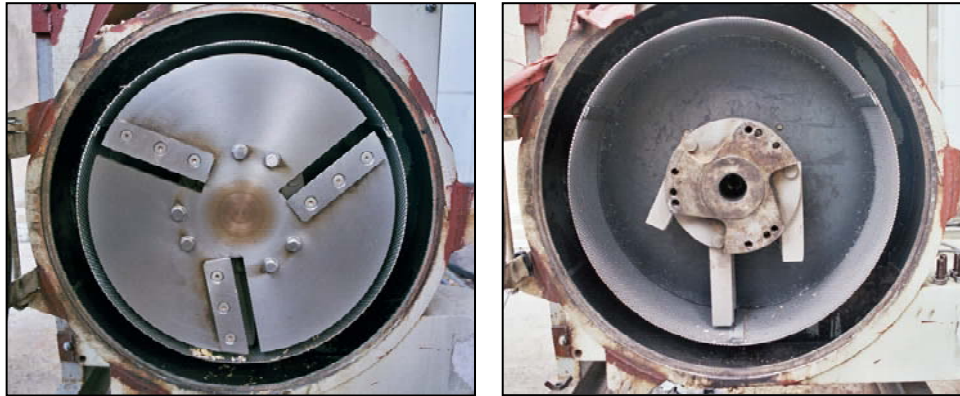


Figura II.3. Destalle del interior del molino. Imagen de la izquierda etapa de cuchillas, a la derecha etapa de martillos.

La Figura II.4 muestra una imagen del sistema de molienda completo instalado en la planta experimental de pretratamiento. Este sistema estaba formado por los siguientes equipos:

- Molino. Compuesto a su vez, por el motor de accionamiento, la cámara de trituración y una parrilla o criba para evitar la salida de gruesos.
- Cernedor o tamiz. Su función era cribar el producto y recircular al molino los gruesos, mediante un tornillo sinfín. El tamaño máximo de las partículas de biomasa se fijaba en la luz de las mallas dispuestas en los cuatro tamices de este equipo.
- Transporte neumático. Estaba dividido, a su vez, en dos etapas: la primera (1) tenía como objetivo extraer el material del molino hacia el cernedor alimentándolo mediante un ciclón, la segunda (2) debía impulsar la biomasa, que ya cumpliera las especificaciones, hacia el silo de almacenamiento.



Figura II.4. Imagen del sistema de molienda instalado en la planta.

En la Tabla II.1 aparecen recogidas las especificaciones técnicas del sistema de molienda.

Tabla II.2 Especificaciones técnicas del sistema de molienda

Características de la biomasa a la entrada	Tamaño de partícula \approx 40 mm Humedad \approx 10%
Características de la biomasa a la salida	Tamaño de partícula mínimo \approx 1 mm Humedad \approx 10%
Capacidad de procesamiento	\approx 150 kg/h biomasa seca

II.3 Instalación de pretratamiento completa.

En la Figura II.5 aparece una vista aérea de la instalación de pretratamiento completa.

Además del sistema de secado y molienda, en la imagen aparece también la astilladora, que suponía una etapa de reducción de tamaño previa al secado. En la parte superior de la imagen se aprecia el estado de la biomasa tal y como se almacenaba en la planta antes de su pretratamiento.

En la misma imagen puede verse el silo donde se almacenaba la biomasa una vez pretratada, así como parte del sistema neumático de alimentación a caldera que se encontraba fuera del edificio.



Figura II.5. Vista aérea de la instalación de pretratamiento y del sistema neumático.

ANEXO III.

SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN PARA LA BIOMASA

A la hora de adaptar una planta de carbón ya existente a la co-combustión, es necesario analizar las distintas opciones que pueden utilizarse para la alimentación de biomasa. En el caso de la experiencia llevada a cabo en la C. T. de Escucha, las características particulares de los combustibles utilizados que tenían una densidad energética similar, lo que abría la posibilidad de utilizar el sistema de alimentación del carbón para la biomasa, y el porcentaje de sustitución con el que se había previsto llevar a cabo las pruebas ($\approx 5\%$ en energía), permitieron plantearse cualquiera de las opciones de co-combustión directa presentadas en el Capítulo 2 de esta memoria (la indirecta se desechó desde el principio). Atendiendo a la clasificación general que se ha expuesto en dicho capítulo y teniendo en cuenta tanto las características de la planta, como que se trataba de un proyecto de investigación, las opciones que se sometieron a estudio, bien por su sencillez bien por su representatividad para futuras experiencias, fueron:

- Opción 1: Biomasa mezclada con el carbón antes de los molinos (a.1).
- Opción 2: Alimentación independiente de la biomasa utilizando una de las líneas de carbón (b.1).
- Opción 3: Alimentación independiente de la biomasa a través quemadores específicos (b.2).
- Opción 4: Alimentación independiente de la biomasa a través de los quemadores de carbón (b.1).

La opción finalmente elegida fue esta última, cuyas particularidades, así como el trabajo de adaptación realizado en la planta se encuentra recogido en el Capítulo 3. En este anexo se presenta cómo se habría adaptado la planta en el caso de elegir cualquiera de las otras tres

opciones, las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas, así como las razones que llevaron a desestimarlas. Para comprender mejor lo que se expone a continuación puede resultar conveniente revisar el Anexo I en el que se describe detalladamente el circuito aire-gases de la planta.

III.1 Opción 1: Biomasa mezclada con el carbón antes de los molinos.

Debido a la baja densidad energética del carbón utilizado habitualmente en la planta, similar a la de la biomasa forestal, y a las características del propio sistema de alimentación que tenía capacidad suficiente para absorber el incremento de volumen que podía suponer el cambio de combustible, se estudió la posibilidad de alimentar de forma conjunta el carbón y la biomasa. El combustible renovable se almacenaría en el parque de carbones donde también se prepararía la mezcla, en las proporciones definidas. Esta se descargaría directamente sobre las cintas que transportan el carbón para proceder al llenado de la tolva correspondiente. Con este procedimiento, la tolva (o tolvas) contendría ya la mezcla de combustibles que debería procesar su fila de quemadores. Dicha mezcla atravesaría el sistema de molienda y sería impulsada por el aire primario hasta el interior del hogar, donde tendría lugar la combustión. La Figura III.1 representa un esquema del circuito de alimentación a caldera mediante este método.

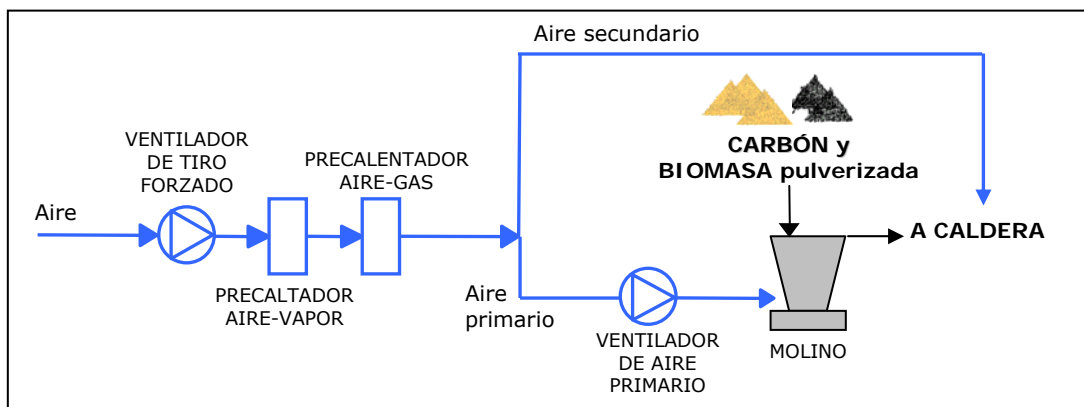


Figura III.1. Esquema del sistema de alimentación de la biomasa mezclada con el carbón antes de molinos.

Una de las ventajas más importantes de esta forma de alimentar la biomasa era que no se requería ninguna modificación en el sistema de alimentación del combustible a la caldera y no se necesitaban equipos especiales para la biomasa, como tolvas, conductos, etc., lo que reducía de forma considerable el coste. Las pruebas podían llevarse a cabo de forma casi inmediata y reversible, dado que los sistemas de la planta no se veían alterados. Por contra, presentaba también una serie de inconvenientes relacionados directamente con la forma de realizar la mezcla y con el paso de la biomasa por el molino de carbón:

- La dosificación del combustible (proporción carbón/biomasa) debería realizarse en el parque de carbones de forma prácticamente manual. Eso suponía una cierta dificultad en el control del llenado de la tolva sobre la que descargara la mezcla. Como la granulometría de ambos combustibles en ese momento sería muy distinta, debido a que la biomasa estaría ya pretratada mientras que el carbón se encontraría en pedazos de mayor tamaño, es probable que las partículas de biomasa se deslizaran a través de los

huecos que dejara el carbón hasta la parte inferior de la tolva, haciendo que la mezcla de los dos combustibles no fuera homogénea. De esta manera, al ir descargando el combustible sobre la tolva se tendría inicialmente una gran proporción de biomasa que iría después disminuyendo conforme se fuera vaciando. Este hecho dificultaría, además, el control de la cantidad de combustible que llega al alimentador en cada momento, y por tanto al molino. Por otro lado, el transporte de la biomasa pulverizada por las cintas de carbón, que en muchos tramos no estaban cubiertas y teniendo en cuenta que estaba previsto realizar pruebas con tamaño de partícula de 1 mm podía originar problemas por la formación de nubes de polvo, que ya se habían detectado en experiencias similares (Aerts et ál. (1997), Boylan et ál. (2000)). Este polvillo en el ambiente podía ocasionar problemas respiratorios al personal de la planta, además de aumentar el riesgo de autocombustión.

- Además de lo que acaba de señalarse, los principales problemas que presentaba esta opción estaban asociados al paso de la biomasa por los molinos de carbón. A partir de los resultados obtenidos en experiencias similares llevadas a cabo anteriormente, resultaba obligado cuantificar, para el porcentaje de sustitución, la influencia sobre el consumo del molino y los posibles cambios en la granulometría del combustible a la salida, aunque estos efectos sean menores en los molinos verticales de rodillos que en otros tipos, según se explica en el Capítulo 2 de esta tesis. Con esta opción también era necesario valorar la posibilidad de autocombustión de la biomasa dentro del molino. La temperatura del aire primario en condiciones normales de operación estaba próxima a su temperatura de ignición, por lo que debían extremarse las precauciones. Si la biomasa no se acumulaba en el molino, al ser su tiempo de residencia en el interior bastante reducido, resultaba difícil que este fenómeno tuviera lugar y existía la posibilidad de rebajar la temperatura de entrada del aire al molino mientras se garantizara el correcto secado del carbón. Sin embargo, la diferencia de humedad de los dos combustibles, unida al carácter higroscópico de la biomasa, favorece la aglomeración de la mezcla de combustibles en la mesa de molienda, por lo que podría suceder que el aire primario no pudiera arrastrarla y hacerla pasar por el clasificador existente a la salida del molino, quedando atascada en su interior, lo que aumentaría el tiempo de residencia y por tanto el riesgo de autocombustión.

Todos estos problemas hicieron que, a pesar del coste prácticamente nulo que suponía esta opción, fuera desestimada.

III.2 Opción 2: Alimentación independiente de la biomasa utilizando una de las líneas de carbón

Debido a la problemática planteada por la mezcla de combustibles, se estudiaron distintas opciones en las que ambos combustibles se alimentaban de forma independiente. En este sentido, la siguiente opción que se sometió a estudio fue descargar la biomasa, una vez seca y pulverizada, sobre la tolva de carbón correspondiente a un único plano de quemadores, que sería necesario seleccionar. Esta tolva solo contendría biomasa. Se trataba de aprovechar la posibilidad que tiene esta planta de trabajar a plena carga con solo tres filas de quemadores y sus correspondientes molinos. De esta forma, el carbón se introduciría por tres filas que en las

pruebas procesarían el 95% del combustible, y se reservaría la otra para introducir exclusivamente biomasa. Para cada prueba se descargaría la biomasa necesaria en la tolva correspondiente y desde allí a caldera pasando previamente por el molino, que no necesitaría estar en carga (Figura III.2).

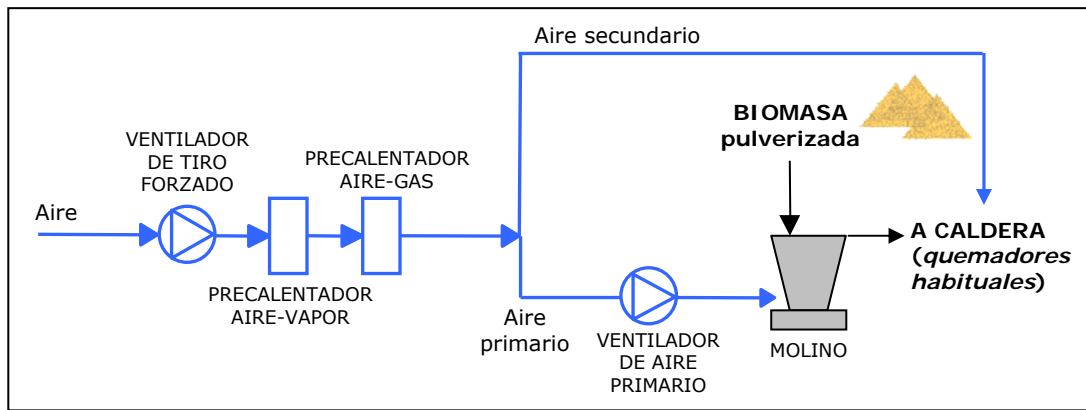


Figura III.2. Esquema del sistema de alimentación de la biomasa de forma independiente utilizando una de las líneas de carbón.

Con esta opción se evitaba la heterogeneidad de la distribución de combustibles en las tolvas, puesto que ahora cada tolva solo contenía un tipo de combustible y el control del sistema resultaba relativamente sencillo, dada la independencia de los sistemas de carbón y biomasa. Como en el caso anterior seguían sin necesitarse equipos especiales para la alimentación de la biomasa pero además se conseguía eliminar, o al menos reducir, los riesgos de autocombustión y atascos en los molinos actuales, aunque habría que ajustar su funcionamiento para las características del nuevo combustible.

Debido a lo reducido del porcentaje de la biomasa (5% en energía) sería suficiente utilizar uno o dos de los cuatro quemadores disponibles en una fila, por lo que el resto habría que aislarlos y dejarlos fuera de funcionamiento. Esto implicaba algunas dificultades ya que se iba a variar la distribución de caudales y no se tenía experiencia para valorar *a priori* las consecuencias que ello podía tener sobre el funcionamiento de la caldera y sobre la uniformidad de la llama en la misma. Además esta forma de alimentación suponía que los quemadores de la fila elegida procesarían exclusivamente biomasa, combustible para el que no fueron diseñados. Por consiguiente, sería necesario evaluar las posibles incidencias que esto pudiera ocasionar.

Tanto las incertidumbres causadas por el uso de los quemadores exclusivamente para biomasa, como el hecho de que siguiera siendo necesario almacenar la biomasa finamente pulverizada en las tolvas, con el consiguiente riesgo de inflamación, supusieron que esta opción también se desestimara.

III.3 Opción 3: Alimentación independiente de la biomasa a través de quemadores específico en las paredes laterales de caldera.

Para independizar todavía más el sistema de alimentación de los dos combustibles se estudió la posibilidad de instalar quemadores específicos para la biomasa. Estos podían colocarse en las paredes laterales de caldera, a la altura de la segunda fila de quemadores, aprovechando las mirillas de inspección existentes. A esa altura existían también unos conductos, que

habitualmente no se utilizan, pero por los que podía circular aire caliente que serviría como aire secundario para la biomasa (Figura III.3).



Figura III.3. Detalle de la pared lateral de caldera en la que instalar los quemadores

En la Figura III.4 aparece un esquema general de cómo quedaría en este caso el sistema de alimentación de los dos combustibles.

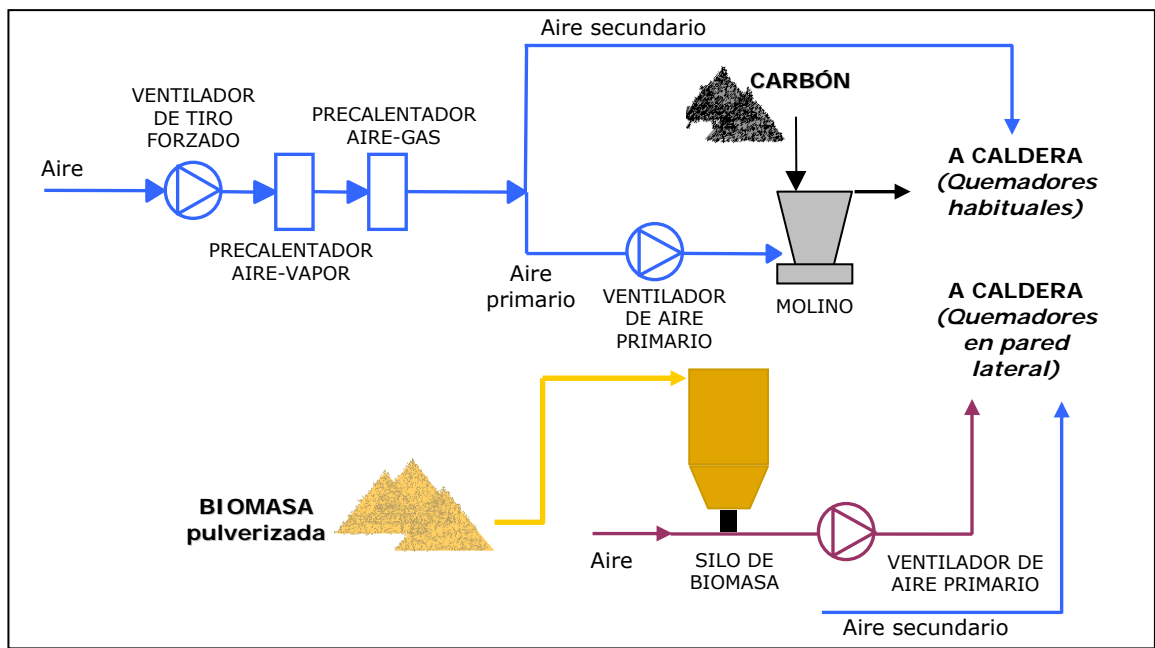


Figura III.4. Esquema del sistema de alimentación de la biomasa por quemadores laterales independientes.

La biomasa pretratada se almacenaría en un silo y sería necesario dimensionar el sistema neumático que debía conducir el combustible desde este hasta el punto de la caldera en el que se situaran definitivamente los quemadores. Entre las ventajas de esta opción, hay que destacar las derivadas de la mayor independencia de los sistemas del carbón y la biomasa, lo que supone que tanto la dosificación del combustible como el control del sistema resulten sencillos y fiables, por lo que se plantearían menos problemas de operación. Además se evitaría la heterogeneidad de la distribución de combustibles en las tolvas, eliminándose los importantes riesgos de autocombustión y/o atascos en los molinos de carbón que podían aparecer en el caso

de otras opciones. Por el contrario, esta alternativa también presentaba otra serie de desventajas. Era necesario realizar obras de adaptación en la planta que, si bien eran de pequeña importancia, suponían un mayor coste, además de implicar indisponibilidad de la planta durante el tiempo que duraran las obras. Además el sistema neumático necesario para el transporte de la biomasa, pero sobre todo la necesidad de construir o adquirir dos quemadores independientes para la biomasa, encarecía sustancialmente el coste de una instalación planteada únicamente para realizar pruebas experimentales. Este factor hizo que esta opción fuera desechada dentro del marco del proyecto, aunque se barajó como alternativa para una implantación definitiva de la co-combustión en esta planta en caso de no servir la opción analizada finalmente, ya que se encuentra avalada por distintas experiencias en otras plantas como se puede comprobar en la información recogida en el Capítulo 2.

ANEXO IV.

RESUMEN DE LOS DATOS RECOGIDOS DURANTE LAS PRUEBAS DE CO-COMBUSTIÓN

En el proyecto "Co-combustión en la C.T. de Escucha" se llevaron a cabo diecisiete pruebas con la planta funcionando de forma habitual. En cada una de ellas se siguió el protocolo que se describe en el capítulo 3. Durante las mismas y con el doble objetivo de poder controlar *in situ* lo que ocurría en la planta y analizar *a posteriori* la viabilidad de la co-combustión se recogieron datos en cuatro puntos de la planta:

- En el sistema de alimentación de biomasa.
- En la sala de control de la central.
- En caldera.
- En el analizador de gases situado a la salida de caldera.

En este anexo aparecen, una vez tratados, los principales datos recogidos en cada una de las pruebas. Esta información pretende ser complementaria a la que se presenta en los capítulos 3, 4 y 5 de esta tesis, de forma que los datos, análisis o conclusiones que se incluyen en dichos capítulos puedan ser contrastados y corroborados con la información de este anexo que, no hay que olvidar, es la que se obtuvo durante la realización de las pruebas.

Esta información se ha organizado, para cada una de ellas, en seis tablas, cuyo contenido se explica a continuación.

Tabla 1.- Datos generales sobre la prueba

En este apartado se incluyen los datos relacionados con el momento en el que se llevó a cabo la prueba, el tiempo aproximado que duró cada etapa y aquellas posibles incidencias que acaecieron en el transcurso de la misma y que pudieron influir en los resultados. Se incluye también la gráfica con la evolución de la carga del grupo y un breve análisis de la misma. Este dato se registraba en continuo en el Sistema de Adquisición de Datos (SAD) disponible en sala de control y se tomaba como referencia durante la prueba para confirmar que se estaban cumpliendo los objetivos marcados.

Tabla 2.- Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

El SAD registró en continuo el valor de la temperatura en distintos puntos del circuito aire-gases, así como el porcentaje de oxígeno en caldera y en chimenea. Durante las pruebas se disponía también de la temperatura a la salida de caldera registrada por el analizador de gases. De todos los datos disponibles del circuito aire-gases, en esta tabla se incluyen las gráficas con su evolución en el tiempo así como un breve comentario sobre las mismas, de:

- El porcentaje de oxígeno a la entrada del precalentador aire-gases (salida de caldera, $O_{2,ent}$) y del porcentaje de oxígeno a la salida del precalentador (chimenea, $O_{2,sal}$) dada la influencia de ambos valores en el rendimiento y en las emisiones.
- La temperatura de gases a la salida del precalentador ($T_{g,sal}$), que se utiliza en el cálculo del rendimiento.
- La temperatura ambiente ($T_{a,amb}$), cuyo valor influye directamente sobre el rendimiento e indirectamente sobre el funcionamiento del ciclo.

Además se detalla cómo estaba trabajando el precalentador aire-vapor durante la etapa de co-combustión, información que se ha obtenido a partir de la evolución de la temperatura del aire a la entrada y salida de este equipo ($T_{a,ante,CAV}$ y $T_{a,tras,CAV}$ respectivamente) y que resulta necesario conocer para la comparación del rendimiento de caldera estimado entre distintos periodos.

Tabla 3.- Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

En el SAD también se registró el valor de la presión y la temperatura en distintos puntos del ciclo. Estos valores se utilizaron para el ajuste del modelo del ciclo que se presenta en el capítulo 4. Para cada prueba se ha representado en este anexo la evolución de la presión de vacío (salida de la última etapa de turbina, p_{LP4s}) y de las temperaturas de vapor vivo (entrada a la turbina de alta presión, t_{HPe}) y de vapor recalentado (entrada a la turbina de media presión, t_{IPe}) que son los tres valores que, junto con la carga del grupo (W_{grupo}) se han utilizado como entrada en dicho programa. Además de las gráficas se incluye un breve comentario sobre su variación a lo largo de la prueba y de si hubo algún factor que pudo influir sobre estos valores y que hubiera sido detectado durante el desarrollo de la prueba.

Tabla 4.- Evolución de las emisiones en gases.

En esta tabla se muestran las gráficas con la evolución de las emisiones de CO, NO_x, SO₂ y partículas. Los valores representados son los obtenidos una vez filtrados los datos recogidos, según se expone en el apartado de análisis de emisiones del Capítulo 3.

Las emisiones de CO, NO_x y SO₂ fueron registradas por el analizador de gases situado a la salida de caldera por lo que solo se dispone de estos valores en los periodos de prueba. En el caso de las partículas sí que se dispone del valor en continuo, dado que fueron registradas por el SAD, aunque solo se representa su evolución durante las pruebas.

Además de las gráficas se incluye un breve comentario sobre su evolución y su relación con las condiciones particulares de cada prueba en caso de que se haya podido encontrar.

Tabla 5.- Análisis de combustibles.

En esta tabla aparece recogida la información sobre los combustibles utilizados en cada una de las pruebas, tanto del carbón como de la biomasa. Los análisis son en base húmeda. Sobre esta última, en aquellas pruebas en las que se realizó análisis granulométrico de las muestras se incluye también el resultado del mismo.

Tabla 6.- Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Por último se presentan los resultados del análisis de las muestras de residuos sólidos (cenizas volantes y escorias) que se recogieron a lo largo de cada una de las pruebas. Señalar que, además de los valores correspondientes al análisis inmediato, la última columna hace referencia al porcentaje total de inquemados en la muestra (Inq), valor que se utiliza para el cálculo del rendimiento y que es el resultado de sumar el porcentaje de carbono fijo y de volátiles en cada muestra según se explica en el Capítulo 3.

IV.1 Prueba 1

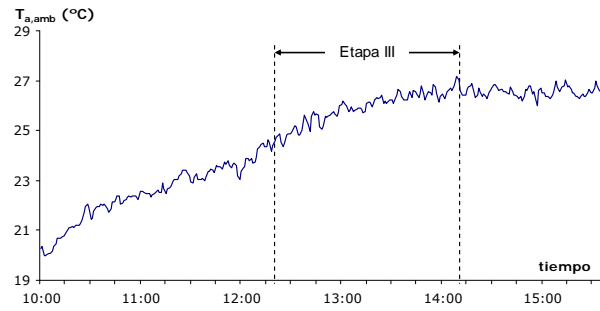
IV.1.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 2 de Octubre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 10:00 h. - Inicio bajada de carga con carbón: 12:00 h. - Inicio alimentación de biomasa: 12:22 h. - Final alimentación de biomasa: 14:12 h. - Inicio subida de carga con carbón: 14:33 h. - Hora de finalización de la prueba: 15:35 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 1 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Prueba por la mañana. • Soplado de caldera durante el periodo de co-combustión. • Problemas con el vacío por aumento de la temperatura ambiente.
<p>- Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Carga estable durante todo el periodo de la prueba. • Menor durante el periodo de co-combustión que en las dos etapas a plena carga con solo carbón. • Se disminuyó en promedio 10 MW, mientras que solo se alimentó biomasa para subir aproximadamente 8 MW, lo que sí que se consiguió. 	

IV.1.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<p>- Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Similar en las tres etapas a plena carga con solo carbón y en co-combustión. • Sube en las etapas de baja carga, de forma algo más pronunciada en la primera, pero mucho menos que en otras pruebas como se verá posteriormente. 	
<p>- Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Evolución similar al oxígeno en caldera. • Consigna: Mantener el O_2 en chimenea constante adecuando la cantidad de aire necesaria en cada caso. También en etapas a media carga. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Temperatura elevada durante toda la prueba.
 - Aumentó progresivamente pasando de los 20° iniciales a los 27° finales.

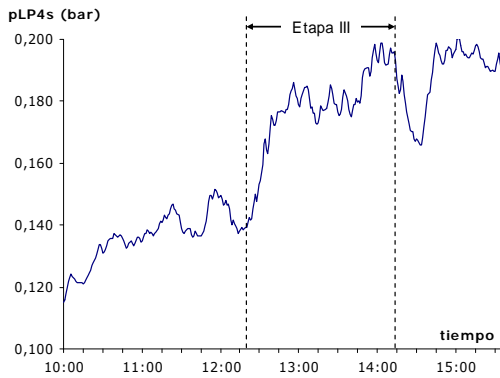


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

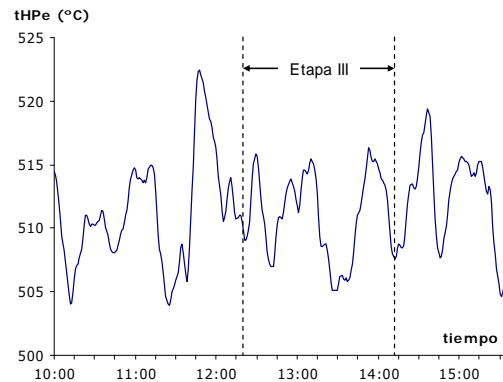
NO estaba en funcionamiento

IV.1.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Presión elevada respecto a otras pruebas. Aumentó durante toda la prueba debido al efecto de la temperatura ambiente.



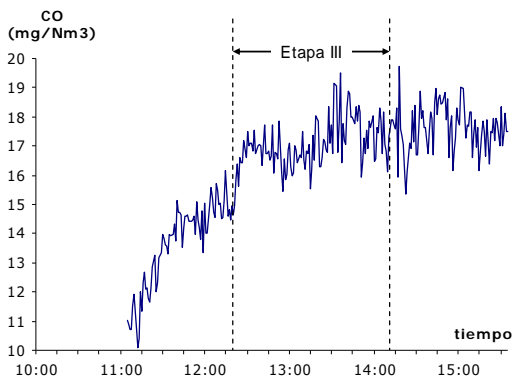
- Temperatura de vapor vivo (tHPe). Variable pero dentro de un rango estrecho durante toda la prueba.



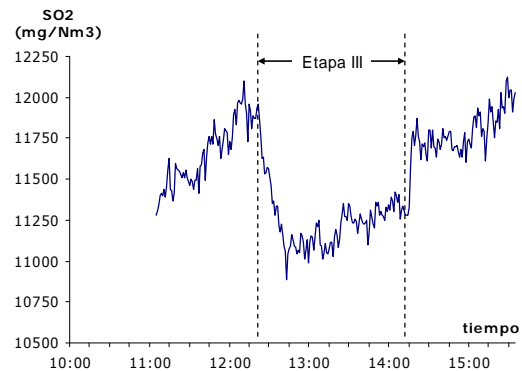
- Temperatura de vapor recalentado.

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

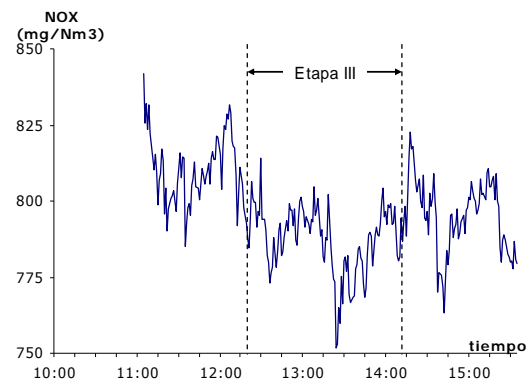
IV.1.4 Evolución de las emisiones en gases.



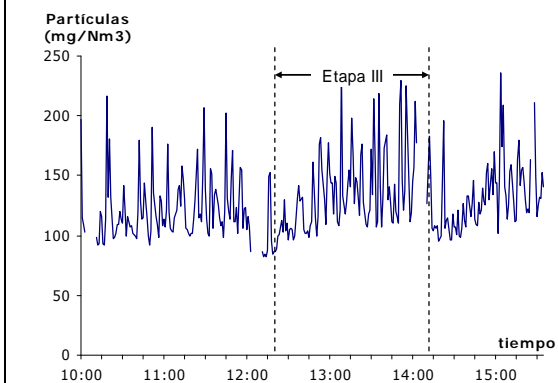
- CO. Inferior antes de iniciar la alimentación de biomasa, y aproximadamente constante a partir de allí. Evolución diferente al resto de pruebas.



- SO₂. Bajada muy pronunciada en la etapa de co-combustión.



- **NOx.** Menor en la etapa de co-combustión y de forma más pronunciada en segunda mitad.



- **Partículas.** Se mantienen dentro del mismo rango de variación.

IV.1.5 Análisis de combustibles.

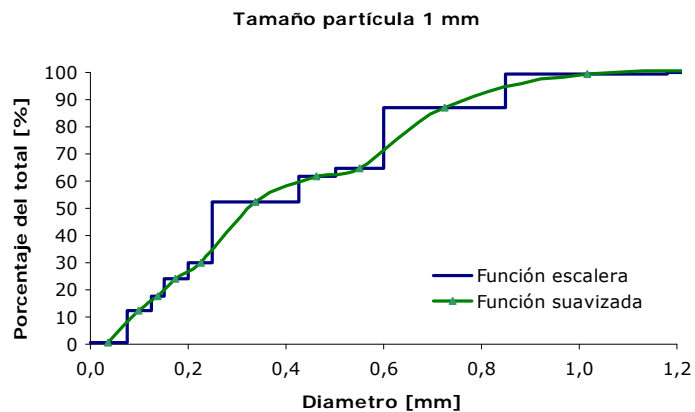
SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.578	4.375	6,22	0,46	74,31	19,01	0,01	48,21	3,13	0,13	41,83
Muestra 2	4.562	4.409	6,23	0,48	74,94	18,35	0,01	48,26	2,14	0,12	42,76
Muestra 3	4.585	4.323	6,46	0,75	73,86	18,93	0,01	48,03	4,27	0,14	40,33
Promedio	4.575	4.369	6,30	0,56	74,37	18,76	0,01	48,17	3,18	0,13	41,64

Resultados del análisis granulométrico

Peso muestra	100,0
% muestra recuperada	97,5
D > 1.18	0,3
1.18 > D > 0.85	12,2
0.85 > D > 0.60	21,7
0.60 > D > 0.50	3,3
0.50 > D > 0.425	9,1
0.425 > D > 0.250	21,9
0.250 > D > 0.200	5,5
0.200 > D > 0.150	6,5
0.150 > D > 0.125	4,8
0.125 > D > 0.074	11,7
0.074 > D	0,5



SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.514	4.310	5,19	30,5	25,25	39,06	4,69	46,82	3,38	0,71	8,7
Muestra 2	4.319	4.123	4,73	32,13	24,79	38,35	4,39	46,05	3,31	0,73	8,66
Muestra 3	4.505	4.308	4,46	31,48	25,16	38,9	4,69	46,78	3,33	0,72	8,54
Muestra 4	4.535	4.330	5,22	30,41	25,27	39,1	4,49	47,23	3,41	0,72	8,52

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.810	3.602	14,04	31,59	21,91	32,46	3,70	39,89	2,44	0,55	7,79

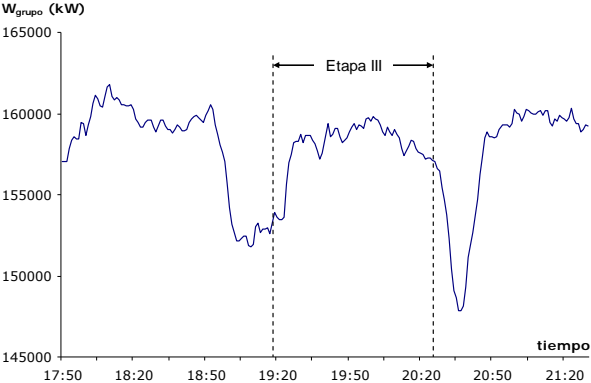
IV.1.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba

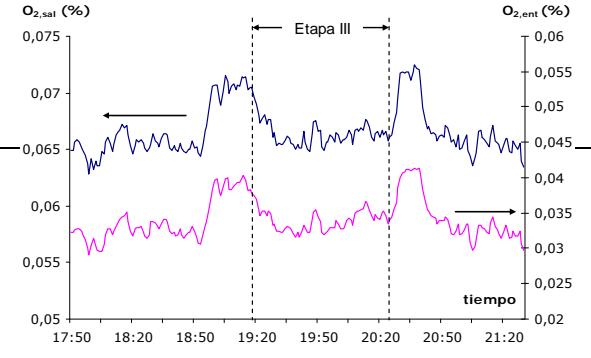
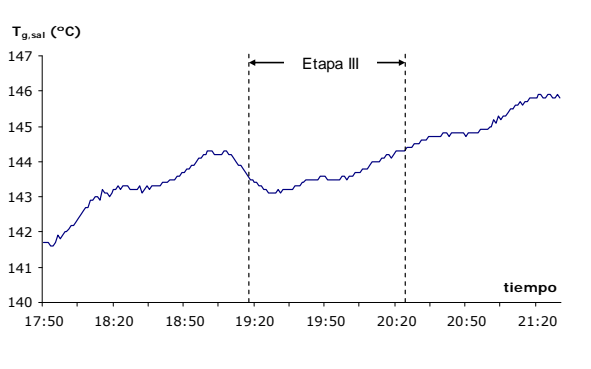
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,09	99,23	0,64	0,04	0,68
	Muestra 2	0,04	99,67	0,29	0	0,29
	Muestra 3	0,18	99,45	0,36	0,01	0,37
Cenizas volantes	Muestra 1	0,32	98,44	1,13	0,11	1,24
	Muestra 2	0,31	98,43	1,07	0,19	1,26
	Muestra 3	0,37	98,58	1,02	0,03	1,05
	Muestra 4	0,13	98,48	1,22	0,17	1,39

IV.2 Prueba 2

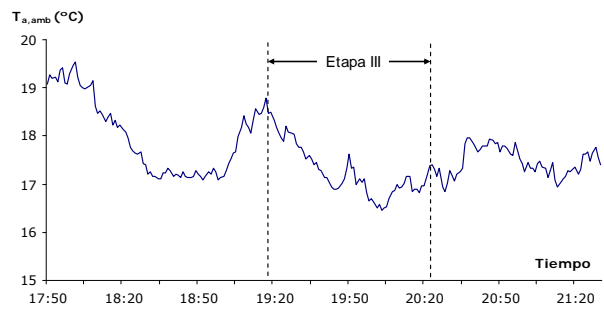
IV.2.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 18 de Octubre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 17:50 h. - Inicio bajada de carga con carbón: 18:52 h. - Inicio alimentación de biomasa: 19:18 h. - Final alimentación de biomasa: 20:26 h. - Inicio subida de carga con carbón: 20:40 h. - Hora de finalización de la prueba: 21:30 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 1 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Prueba por la tarde. • Soplado de caldera durante la segunda parte del periodo de co-combustión. • La caldera estaba más sucia de lo habitual porque llevaban trabajando toda la semana con tres molinos.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> • Carga estable durante todo el periodo de la prueba. • Carga similar en los tres periodos a plena carga, aunque algo inferior en co-combustión. • Etapa IV a baja carga corta, sin estabilizar. 	

IV.2.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> • Sube mucho en las etapas a baja carga. • En co-combustión algo más alto que en los periodos de funcionamiento con solo carbón. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> • Evolución similar al oxígeno en caldera, aunque baja algo menos en co-combustión. • Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	

- Evolución de la temperatura ambiente.
 - Variable durante toda la prueba, pero en un rango inferior a 3 °C

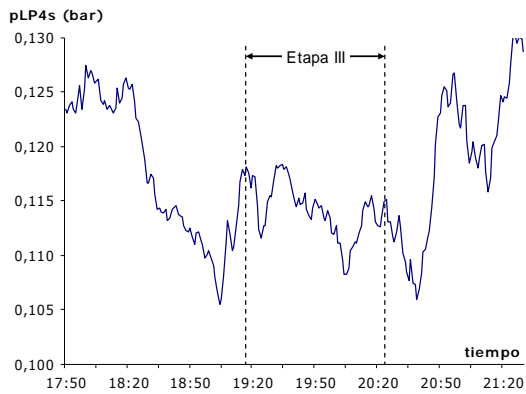


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

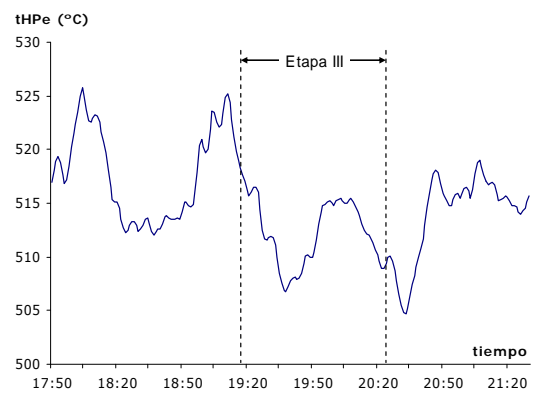
NO estaba en funcionamiento

IV.2.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Inferior en el periodo de co-combustión.



- Temperatura de vapor vivo (tHPe). Inestable en las subidas y bajadas de carga.

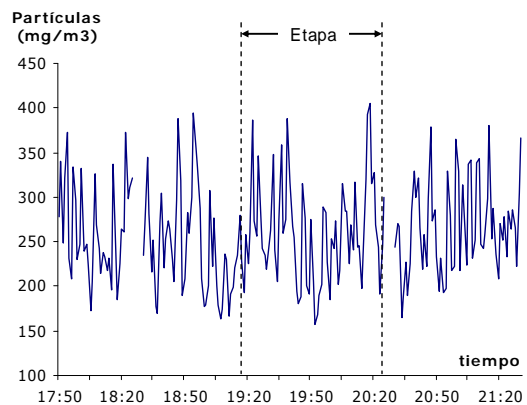


- Temperatura de vapor recalentado.

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

IV.2.4 Evolución de las emisiones en gases.

El analizador se paró durante el desarrollo de la prueba debido a que la sonda se ensució. Solo se dispone de datos para las emisiones de partículas dado que estas se registraban en el ordenador del SAD disponible en sala de control.



- **Partículas.** Prácticamente constantes durante toda la prueba, dentro del mismo rango de variación.

IV.2.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.681	4.425	5	0,69	75,42	18,89	0,02	49,43	4,31	0,19	40,36
Muestra 3	4.670	4.417	5,23	0,51	75,73	18,53	0,02	49,25	4,23	0,16	40,6
Promedio	4.675	4.421	5,12	0,60	75,58	18,71	0,02	49,34	4,27	0,18	40,48

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.723	4.546	6,14	28,25	26,58	39,03	4,71	50,15	2,76	0,8	7,18
Muestra 2	4.871	4.703	4,11	28,28	27,98	39,63	5,24	50,44	2,82	0,8	8,3
Muestra 3	4.650	4.477	5,43	29,12	27,07	38,38	5,11	49	2,76	0,76	7,82

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.816	3.602	14,04	31,59	21,91	32,46	3,70	39,89	2,44	0,55	7,79

IV.2.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba

		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,12	99,63	0,25	0,00	0,25
	Muestra 2	0,12	99,58	0,30	0,00	0,30
	Muestra 3	0,12	99,63	0,21	0,04	0,25
Cenizas volantes	Muestra 1	0,13	98,76	0,94	0,17	1,11
	Muestra 2	0,11	98,74	1,05	0,1	1,15
	Muestra 3	0,12	98,58	0,96	0,34	1,30

IV.3 Prueba 3

IV.3.1 Datos generales sobre la prueba.

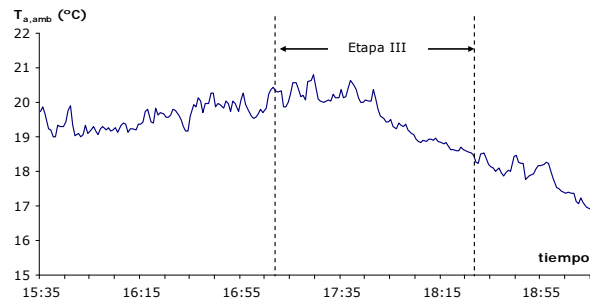
<p>Fecha: 22 de Octubre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 15:35 h. - Inicio bajada de carga con carbón: ----- - Inicio alimentación de biomasa: 17:10 h. - Final alimentación de biomasa: 18:28 h. - Inicio subida de carga con carbón: ----- - Hora de finalización de la prueba: 19:15 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 1 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Planta trabajando en condiciones particulares. Solo tres molinos en marcha y presión de vacío elevada. Había problemas para dar la plena carga. ● Caída de un terrón al inicio del periodo de co-combustión que desestabilizó la caldera.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● Carga estable durante todo el periodo de co-combustión después del incidente del terrón. Mayor a la de funcionamiento con carbón. ● Subida de carga con biomasa. Entre 6 y 8 MWe. ● Carga con solo carbón similar antes y después etapa III. 	

IV.3.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Inferior en el periodo de co-combustión que en las etapas de funcionamiento solo con carbón. ● Tendencia a aumentar en la etapa de co-combustión con un pico en la zona intermedia que no está relacionado con la carga. ● Siguió aumentando en la última etapa solo con carbón (etapa V). 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera, con cambios menos pronunciados. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	

- Evolución de la temperatura ambiente.

- Disminución progresiva a partir de la mitad de la prueba.
- Máxima temperatura en la primera parte de la etapa de co-combustión.

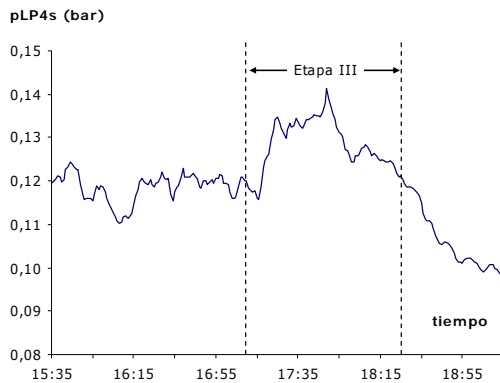


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

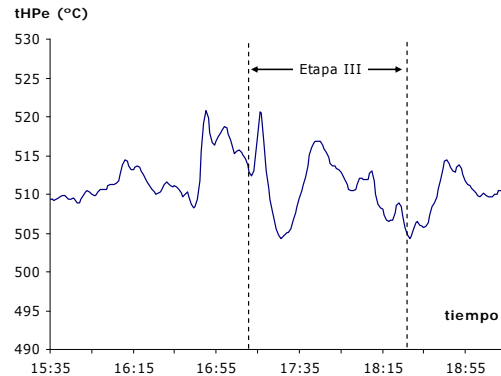
NO estaba en funcionamiento

IV.3.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s): Aumento significativo al inicio del periodo de co-combustión, relacionado con la maniobra de subida de carga. La tendencia final pudo deberse a la disminución de la temperatura ambiente.



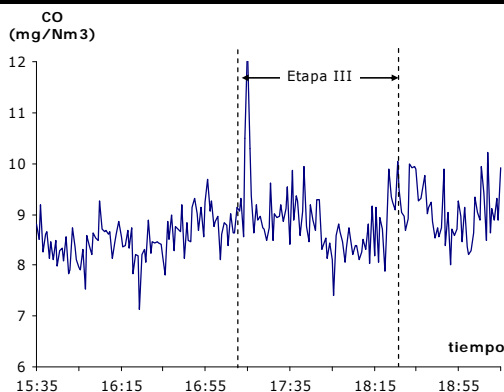
- Temperatura de vapor vivo (tHPe): Disminución significativa al inicio inducida por la inestabilidad que supone la caída del terrón.



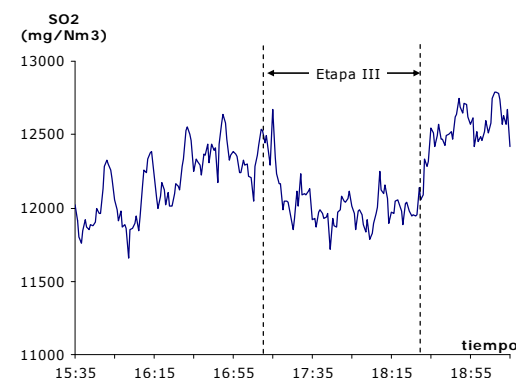
- Temperatura de vapor recalentado

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

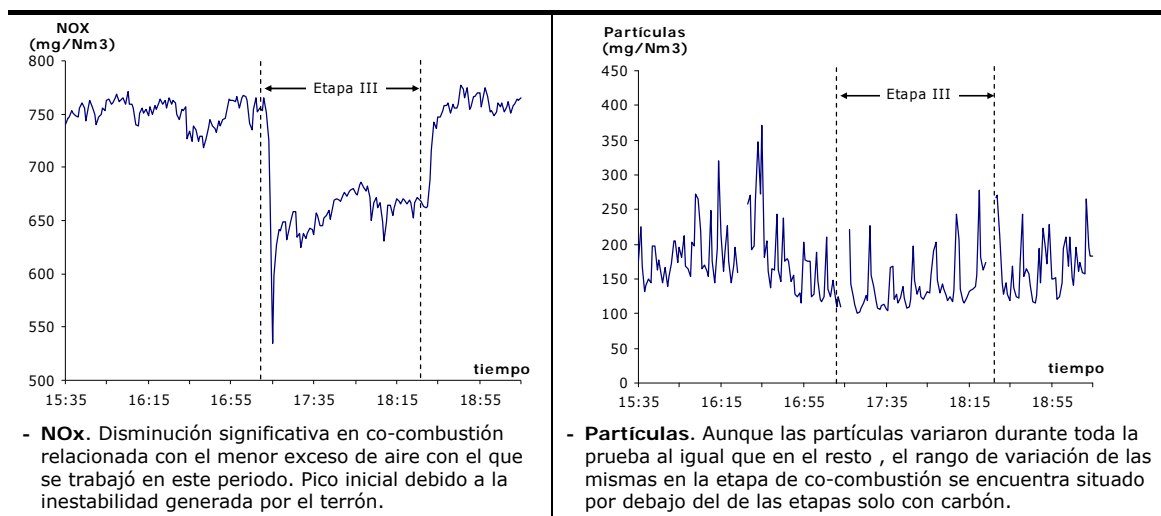
IV.3.4 Evolución de las emisiones en gases.



- CO. Mismo rango de variación durante toda la prueba. Pico inicial que pudo estar inducido por la inestabilidad que supone la caída de un terrón.



- SO₂. Disminución en el periodo de co-combustión aun cuando la carga fue mayor que en las etapas anterior y posterior.



IV.3.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.639	4.387	5,59	0,5	75,6	18,31	0,02	49,17	4,17	0,08	40,46
Muestra 2	4.654	4.426	5,34	0,53	75,77	18,36	0,02	49,11	3,72	0,12	41,16
Muestra 3	4.656	4.421	5,56	0,55	75,1	18,79	0,01	49,04	3,84	0,1	40,89
Promedio	4.650	4.411	5,50	0,53	75,49	18,49	0,02	49,11	3,91	0,10	40,84

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.693	4.521	5,39	29,23	25,99	39,39	4,14	49,71	2,73	0,82	7,98
Muestra 2	4.426	4.253	5,74	31,81	24,96	37,49	4,27	47,45	2,71	0,73	7,28
Muestra 3	4.571	4.398	5,08	31,61	24,76	38,55	4,32	48,04	2,81	0,75	7,38

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	4.036	3.809	15,69	26,53	23,67	34,11	4,29	43,13	2,64	0,73	7,00

IV.3.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,17	99,43	0,39	0,01	0,40
	Muestra 2	0,17	99,47	0,34	0,02	0,36
	Muestra 3	0,22	99,49	0,24	0,05	0,29
Cenizas volantes	Muestra 1	0,22	97,64	1,39	0,75	2,14
	Muestra 2	0,17	97,73	1,28	0,82	2,10
	Muestra 3	0,26	97,55	1,34	0,85	2,19

IV.4 Prueba 4

IV.4.1 Datos generales sobre la prueba.

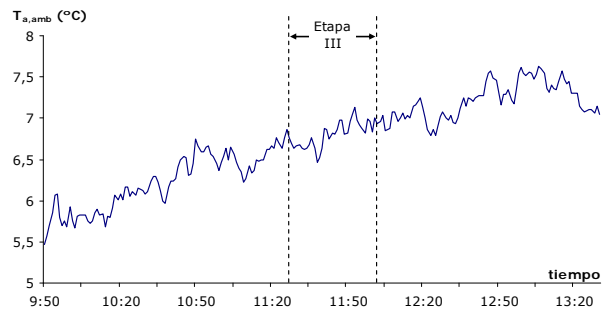
<p>Fecha: 12 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 09:50 h. - Inicio bajada de carga con carbón: 11:00 h. - Inicio alimentación de biomasa: 11:26 h. - Final alimentación de biomasa: 12:08 h. - Inicio subida de carga con carbón: 12:24 h. - Hora de finalización de la prueba: 13:30 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 2 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● La planta había estado parada por la noche. Arrancó sobre las cinco de la mañana.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● Carga similar en los dos periodos a plena carga con solo carbón. En el periodo de co-combustión menor carga. ● En co-combustión se produce una primera subida más pronunciada. A mitad del periodo se estabiliza. ● Las dos bajadas de carga son rápidas y pronunciadas. 	

IV.4.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Con la consigna de mantener el aire constante, se comprueba como sube mucho en las etapas a baja carga. ● En co-combustión se mantuvo más alto que en el periodo con solo carbón inicial. ● En la etapa final el O_2 aunque disminuyó no llegó a los valores iniciales. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante, sube en coco porque no se llega a dar la carga. 	

- Evolución de la temperatura ambiente.

- Temperatura inferior a 8°C durante toda la prueba.
- Aumentó progresivamente durante toda la prueba (incremento inferior a 2°C)

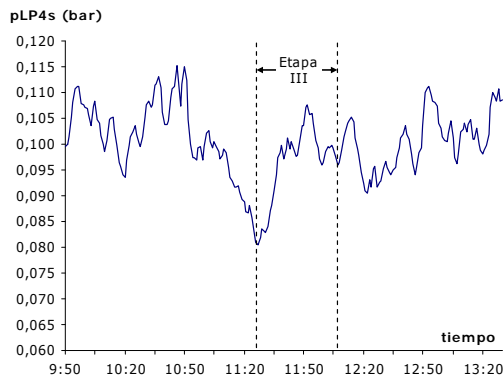


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

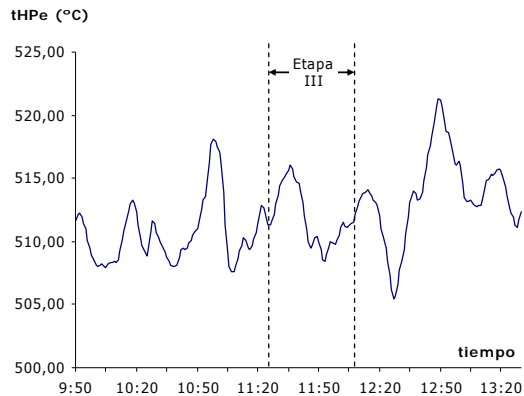
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 20^\circ\text{C}$

IV.4.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío: Bastante estable excepto en la zona de la primera bajada de carga solo con carbón.



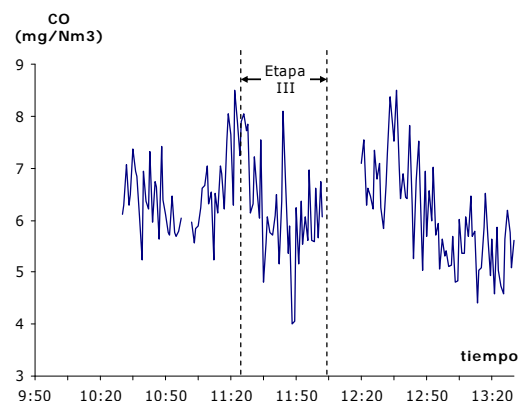
- Temperatura de vapor vivo: Variable dentro del mismo rango durante toda la prueba. Pico en la última etapa coincidiendo con la mayor carga.



- Temperatura de vapor recalentado

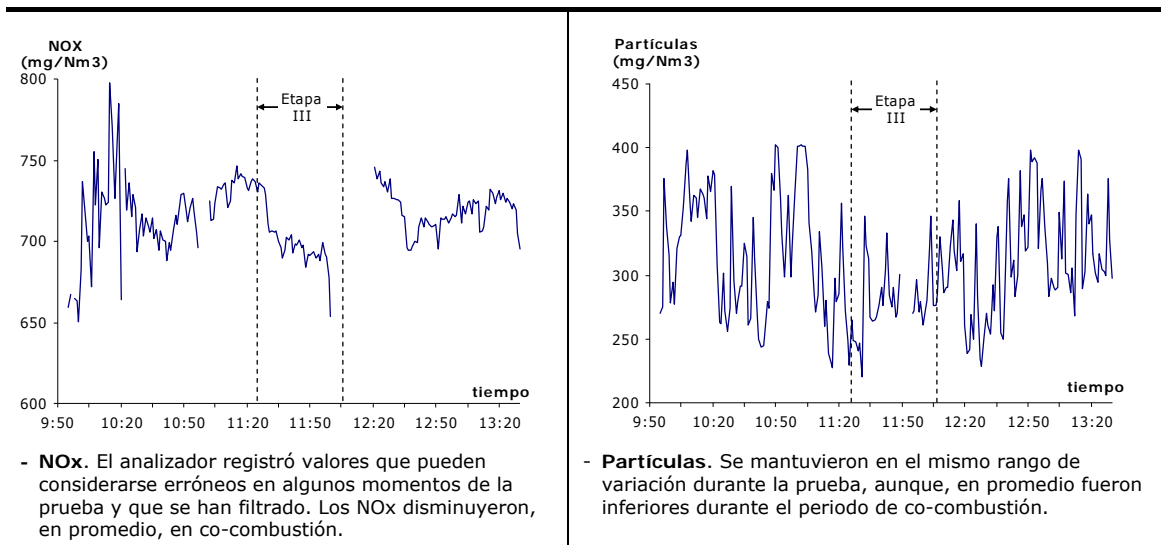
- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

IV.4.4 Evolución de las emisiones en gases.



- **CO**. El analizador registró valores que pueden considerarse erróneos en algunos momentos de la prueba y que se han filtrado. Las emisiones de CO se mantuvieron dentro del mismo rango de variación y algo menores en la última etapa con solo carbón.

- **SO₂**. No se registró correctamente.



IV.4.5 Análisis de combustibles.

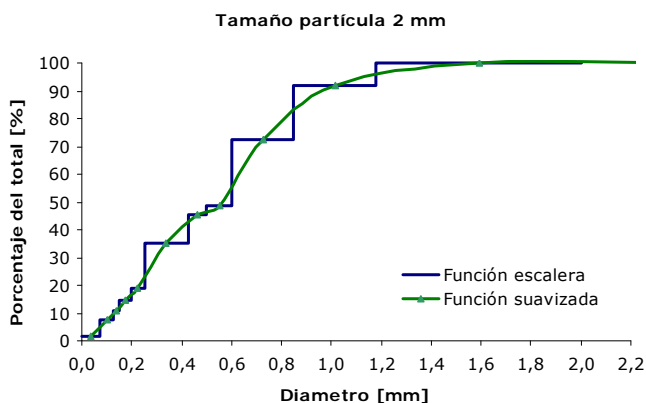
SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.687	4.376	3,73	0,49	76,74	19,04	0,02	49,28	5,55	0,13	40,79
Muestra 2	4.706	4.396	3,93	0,39	76,92	18,76	0,03	49,26	5,51	0,12	40,75
Promedio	4697	4386	3,83	0,44	76,83	18,90	0,03	49,27	5,53	0,13	40,77

Resultados del análisis granulométrico:

Peso muestra	100,0
% muestra recuperada	98,1
3,2>D>2,0	0,0
2,0>D>1,18	7,8
1,18>D>0,85	19,3
0,85>D>0,60	23,3
0,60>D>0,50	3,3
0,50>D>0,425	10,0
0,425>D>0,250	16,0
0,250>D>0,200	4,0
0,200>D>0,150	4,0
0,150>D>0,125	3,0
0,125>D>0,074	5,6
0,074>D	1,8



SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.447	4.272	5,93	32,11	26,37	35,59	5,47	44,64	2,74	0,59	8,52
Muestra 2	4.529	4.359	4,78	30,44	26,88	37,9	6,44	47,11	2,78	0,68	7,77
Muestra 3	4.502	4.325	7,01	28,09	26,67	38,23	5,57	46,6	2,65	0,69	9,4

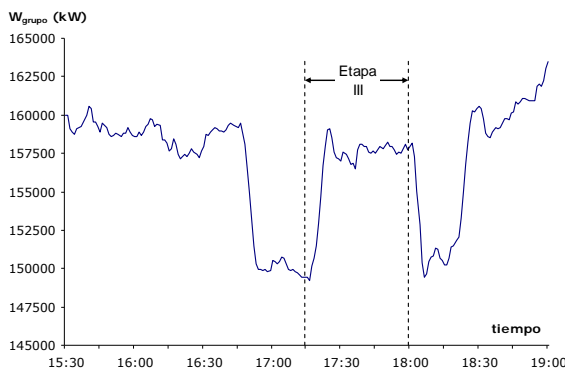
Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)											
	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.971	3.754	15,49	27,99	22,99	33,53	4,08	41,64	2,48	0,6	7,73

IV.4.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

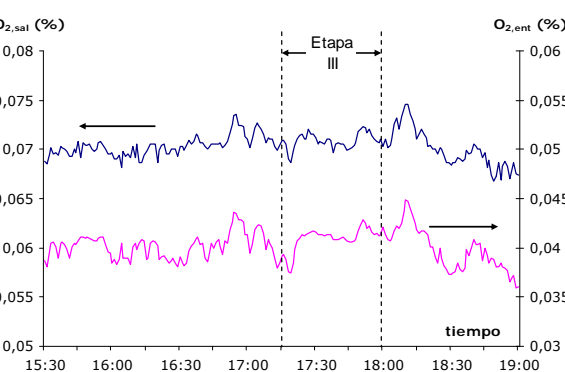
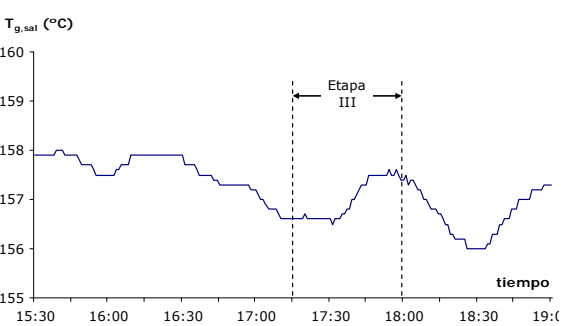
Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,2	98,84	0,97	0,00	0,97
	Muestra 2	0,18	98,92	0,86	0,04	0,90
	Muestra 3	0,1	99,26	0,53	0,11	0,64
Cenizas volantes	Muestra 1	0,08	98,3	1,13	0,49	1,62
	Muestra 2	0,23	98,46	1,21	0,1	1,31
	Muestra 3	0,2	97,79	1,26	0,75	2,01
	Muestra 4	0,17	98,41	1,02	0,4	1,42

IV.5 Prueba 5

IV.5.1 Datos generales sobre la prueba.

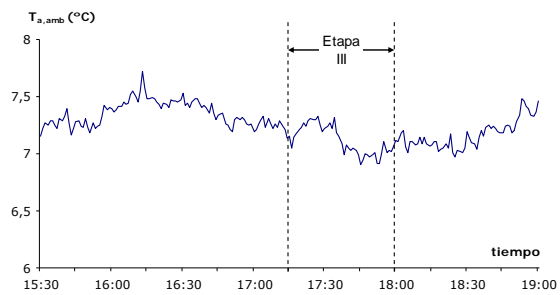
<p>Fecha: 12 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 15:30 h. - Bajada de carga: 16:46 h. - Inicio alimentación de biomasa: 17:16 h. - Final alimentación de biomasa: 18:00 h. - Subida de carga: 18:16 h. - Hora de finalización de la prueba: 19:00 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 2 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Por la mañana se había realizado la prueba 4. ● Soplado de caldera antes de iniciar la bajada de carga con carbón (etapa II), por eso la primera etapa fue más larga de lo habitual.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, se produce una subida pronunciada al principio del periodo. Después se estabiliza la carga con un valor similar a la del comienzo de la primera etapa. ● En la etapa V la carga sube progresivamente por encima de los valores de partida. ● Las dos bajadas de carga fueron suficientemente largas y estables, sobre todo la primera. 	

IV.5.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Sube en los dos periodos de baja carga pero menos que en la prueba anterior. ● El porcentaje de O_2 se mantiene prácticamente igual en el periodo de co-combustión respecto a la etapa I y es mayor que en la etapa V donde este disminuye debido al incremento de la carga. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante, al dar carga similar no hay cambios bruscos en el O_2. 	

- Evolución de la temperatura ambiente.

- Prácticamente constante durante toda la prueba.

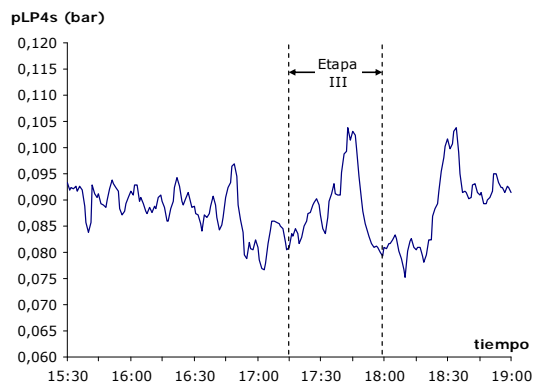


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

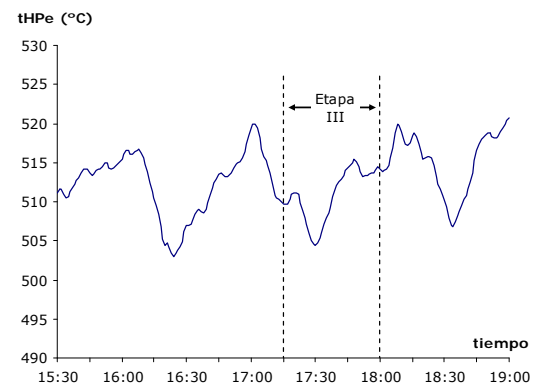
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 20^{\circ}\text{C}$

IV.5.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s): Estable, excepto por dos picos cuyas causas no han podido ser identificadas.



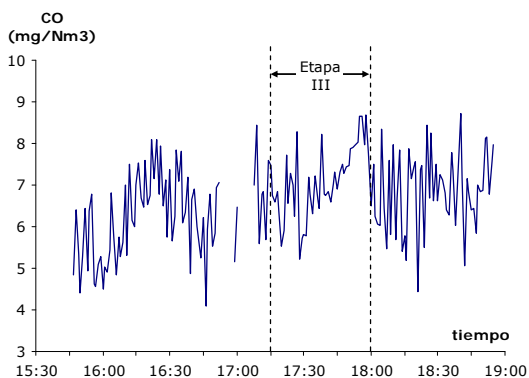
- Temperatura de vapor vivo (tHPe): Estable, dentro del mismo rango de variación durante toda la prueba.



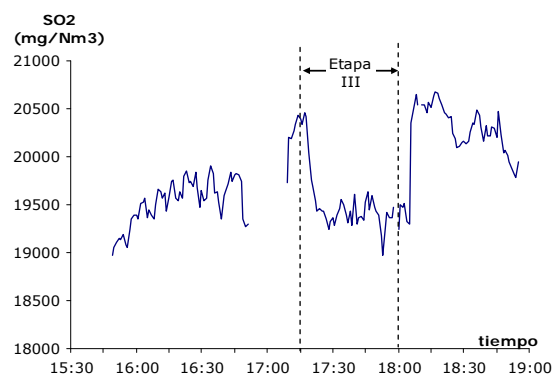
- Temperatura de vapor recalentado

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

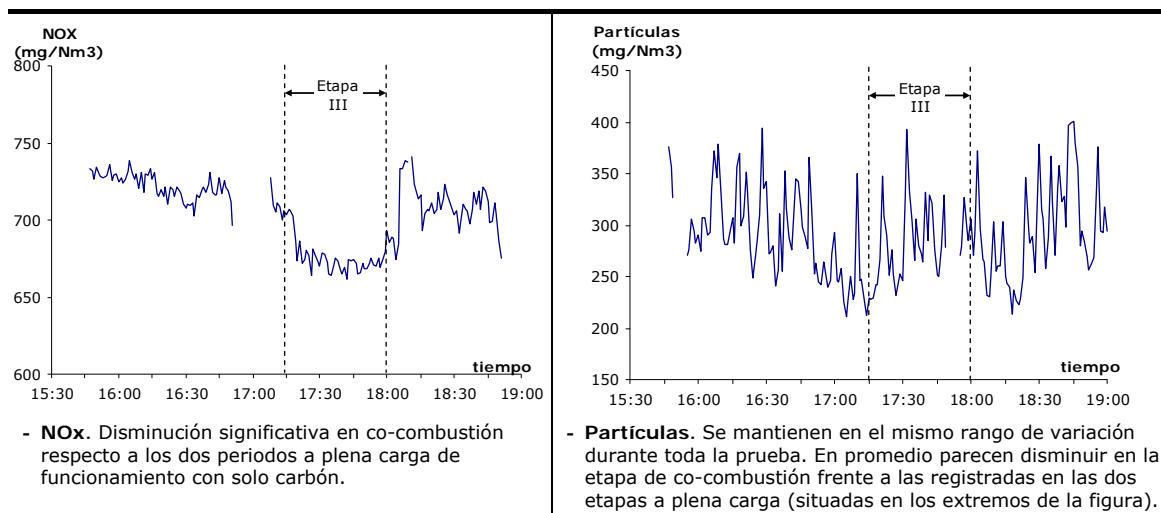
IV.5.4 Evolución de las emisiones en gases.



- CO. Mismo rango de variación durante toda la prueba, aunque algo mayores en el periodo de co-combustión.



- SO₂. En promedio menor en el periodo de co-combustión respecto de la primera etapa y significativamente menor respecto de la última.



IV.5.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.715	4.390	3,93	0,55	76,82	18,7	0,02	49,2	5,81	0,12	40,37
Muestra 2	4.737	4.416	3,62	0,54	76,81	19,03	0,04	49,21	5,77	0,12	40,7
Muestra 3	4.706	4.380	4,06	0,69	75,89	19,36	0,02	49,35	5,8	0,14	39,93
Promedio	4.719	4.395	3,87	0,59	76,51	19,03	0,03	49,25	5,79	0,13	40,33

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.433	4.254	7,51	29,6	26,43	36,46	5,42	45,92	2,64	0,66	8,25
Muestra 2	4.365	4.191	6,05	31,11	26,33	36,51	6,06	46,2	2,7	0,65	7,24
Muestra 3	4.333	4.152	7,54	30,39	25,81	36,26	5,54	45,79	2,68	0,64	7,41

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.971	3.754	15,49	27,99	22,99	33,53	4,08	41,64	2,48	0,6	7,73

IV.5.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,21	99,71	0,09	0,00	0,09
	Muestra 2	0,1	99,84	0,02	0,04	0,06
	Muestra 3	0,1	99,77	0,1	0,03	0,13
Cenizas volantes	Muestra 1	0,14	98,92	0,85	0,09	0,94
	Muestra 2	0,22	98,14	1,24	0,4	1,64
	Muestra 3	0,11	98,03	1,16	0,7	1,86
	Muestra 4	0,14	98,19	1,24	0,43	1,67

IV.6 Prueba 6

IV.6.1 Datos generales sobre la prueba.

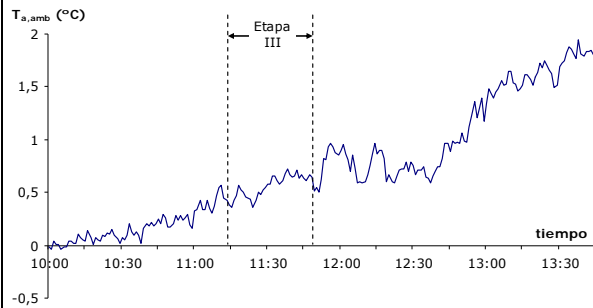
<p>Fecha: 14 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 10:00 h. - Bajada de carga: 10:50 h. - Inicio alimentación de biomasa: 11:12 h. - Final alimentación de biomasa: 11:50 h. - Subida de carga: - - Hora de finalización de la prueba: 13:45 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 2 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● Se realizó soplado de caldera, antes y después de la etapa de co-combustión.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}): <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, inestabilidad durante todo el periodo. Se produjeron dos picos muy pronunciados. Hubo problemas en la maniobra de subida de carga. ● Antes del inicio del periodo con biomasa, carga estable. La primera bajada se hizo correctamente. Sin embargo después inestabilidad, tanto en la bajada de carga como en el periodo siguiente. ● No se realizó la subida de carga propiamente dicha con carbón de la etapa V. 	

IV.6.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Sube casi un punto en la primera bajada de carga. ● En co-combustión en la primera parte se mantiene como en la etapa I, mientras que después disminuye significativamente debido al aumento de la carga. ● Tras co-combustión, el O_2 evoluciona con la carga. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante que pudo variar en la parte final de solo carbón (aumentando el aire). 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).

- Aunque puede comprobarse que aumento durante toda la prueba, el incremento no fue superior a dos grados. Temperatura ambiente baja

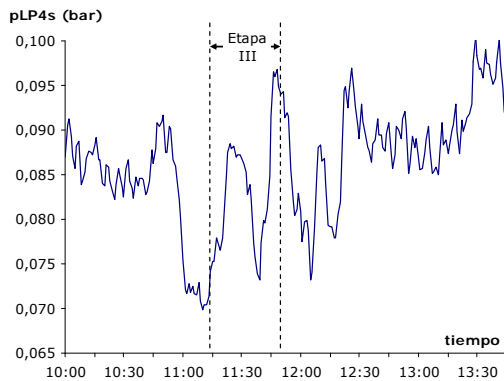


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

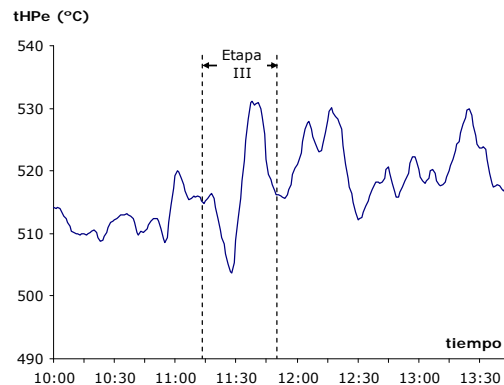
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 20^{\circ}\text{C}$

IV.6.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). En su evolución queda patente los problemas detectados en las maniobras de subida y bajada de carga a partir de la alimentación de biomasa.



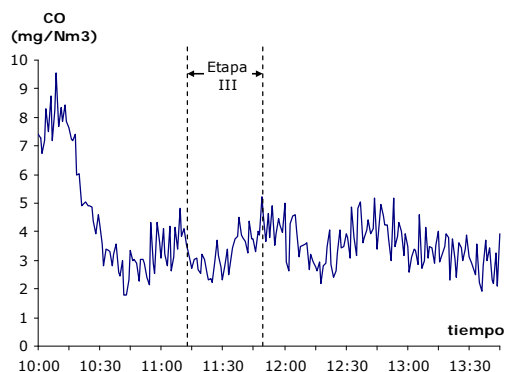
- Temperatura de vapor vivo (tHPe). Idem a pLP4s.



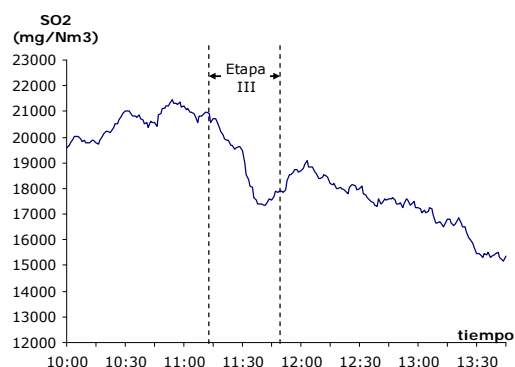
- Temperatura de vapor recalentado

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

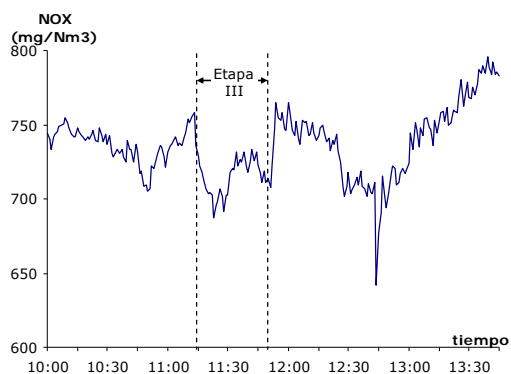
IV.6.4 Evolución de las emisiones en gases.



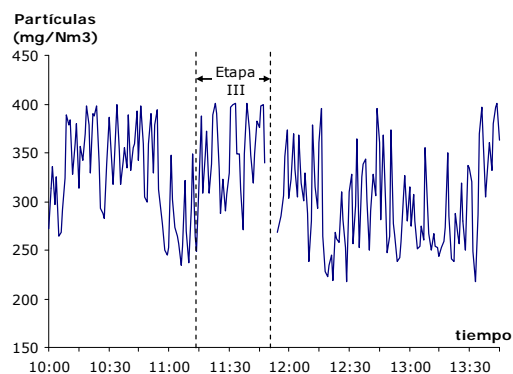
- CO. Valores al principio de la prueba muy elevados, después prácticamente constantes



- SO₂. Disminuye durante toda la prueba, siendo esta disminución más pronunciada en el periodo de co-combustión por efecto de la biomasa.



- **NOx.** Disminuye en co-combustión frente a los periodos de funcionamiento con solo carbón. Relación con el exceso de aire. No se ha encontrado un explicación para el incremento que sufre al final del periodo de prueba.



- **Partículas.** El rango de variación de las partículas en la etapa de co-combustión está por encima del de las etapas solo con carbón.

IV.6.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.682	4.434	4,45	0,54	75,87	19,14	0,02	49,36	4,21	0,19	41,23
Muestra 2	4.670	4.377	4,13	0,56	76,13	19,18	0,02	49,45	5,15	0,19	40,51
Muestra 3	4.701	4.390	4,06	0,6	75,97	19,37	0,02	49,54	5,51	0,17	40,09
Promedio	4.684	4.400	4,21	0,57	75,99	19,23	0,02	49,45	4,96	0,18	40,61

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.021	3.838	7,69	31,94	27,38	32,99	5,41	42,82	2,7	0,54	8,9
Muestra 2	3.880	3.705	6,51	34,29	27,48	31,72	5,76	41,13	2,68	0,48	9,15
Muestra 3	3.854	3.672	7,47	33,38	26,86	32,29	6,11	40,53	2,69	0,48	9,34

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3321	3099	17,89	31,18	22,15	28,78	5,01	36,52	2,29	0,51	6,6

IV.6.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,12	99,62	0,15	0,11	0,26
	Muestra 2	0,13	99,77	0,10	0,00	0,10
Cenizas volantes	Muestra 1	0,09	99,44	0,44	0,03	0,47
	Muestra 2	0,05	98,81	1,11	0,03	1,14
	Muestra 3	0	99,11	0,87	0,00	0,87

IV.7 Prueba 7

IV.7.1 Datos generales sobre la prueba.

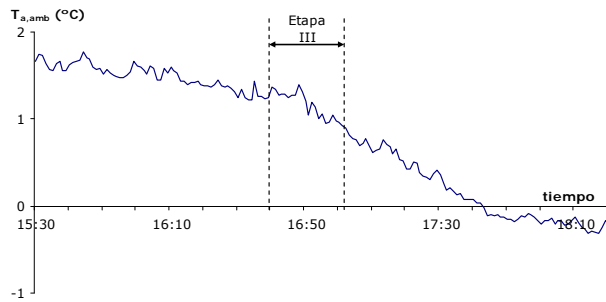
<p>Fecha: 14 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 15:30 h. - Bajada de carga: 16:10 h. - Inicio alimentación de biomasa: 16:40 h. - Final alimentación de biomasa: 17:02 h. - Subida de carga: - - Hora de finalización de la prueba: 18:20 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 2 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Se realizó soplado de caldera antes y después de la etapa de co-combustión.
<p>- Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde, biomasa a 2 mm Periodo de co-combustión corte porque se acabó la biomasa. ● En co-combustión: Se produce una primera subida después tiende a estabilizarse. Carga más alta en co-combustión que al comienzo de la prueba. ● Inestabilidad en la primera etapa con solo carbón. Primera bajada de carga lenta y prolongada. Después de dejar de alimentar biomasa la carga baja pero sube de forma brusca en cuanto se inicia la alimentación de carbón. Al final de la prueba se consigue una carga similar a la inicial. 	

IV.7.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<p>- Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Variación mucho menos marcada que en otras pruebas. ● Aumenta en las dos bajadas de carga. ● En co-combustión disminuye respecto los dos periodos a plena carga con solo carbón. 	
<p>- Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante, al dar mayor carga en co-combustión el exceso de aire disminuye. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).

- Valores bajos que fueron disminuyendo durante la prueba. Máxima diferencia de inicio a final de 2 °C.

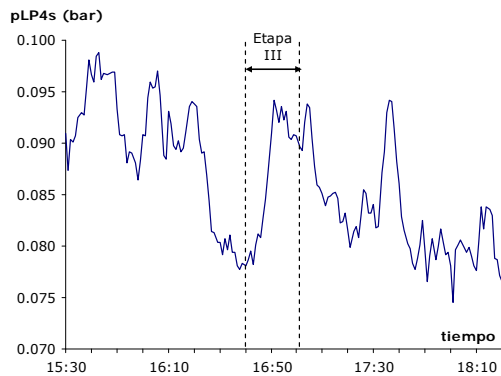


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

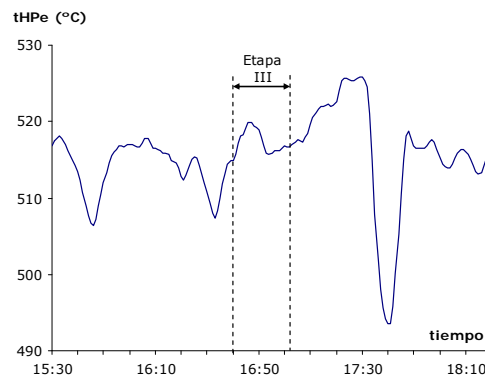
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 20^\circ\text{C}$

IV.7.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Puede comprobarse como su evolución es muy similar a la de la carga.



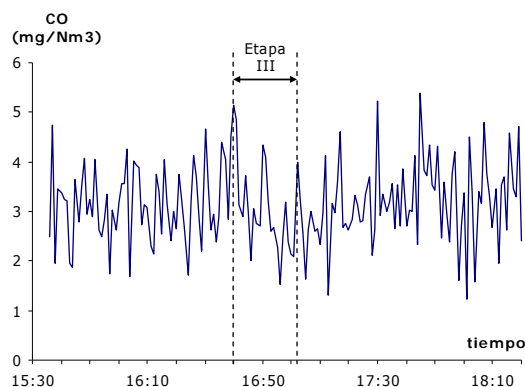
- Temperatura de vapor vivo (tHPe). La bajada brusca de temperatura que se ve tras la etapa de co-combustión se encuentra relacionada con la bajada de carga y un posible fallo en la maniobra de subida de carga.



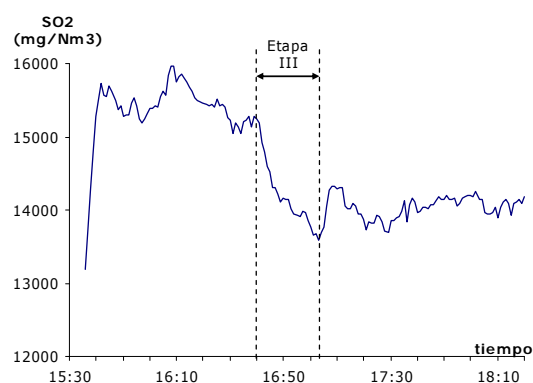
- Temperatura de vapor recalentado

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

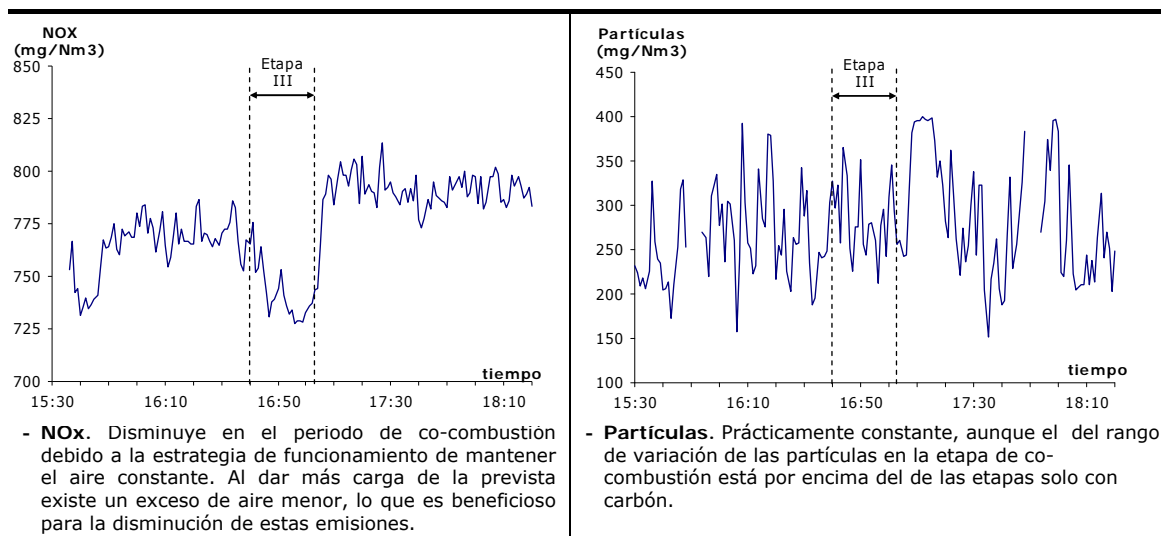
IV.7.4 Evolución de las emisiones en gases.



- CO. Niveles muy bajos y prácticamente constantes.



- SO₂. Como ya ocurrió en la prueba de la mañana, el SO₂ disminuye a lo largo de la prueba, de forma más pronunciada en la etapa de co-combustión. Tras la misma se mantiene niveles similares. ¿Variación del carbón?



IV.7.5 Análisis de combustibles.

IV.7.6 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.644	4.325	4,41	0,7	75,86	19,03	0,02	49,46	5,63	0,2	39,58
Promedio	4.644	4.325	4,41	0,7	75,86	19,03	0,02	49,46	5,63	0,2	39,58

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.133	3.953	6,28	33,05	26,74	33,93	5,4	43,72	2,8	0,57	8,18
Muestra 2	4.200	4.028	5,03	33,95	26,78	34,24	5,09	44,02	2,79	0,59	8,53
Muestra 3	4.148	3.978	5,39	34,14	26,76	33,71	5,05	44,26	2,71	0,58	7,87

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

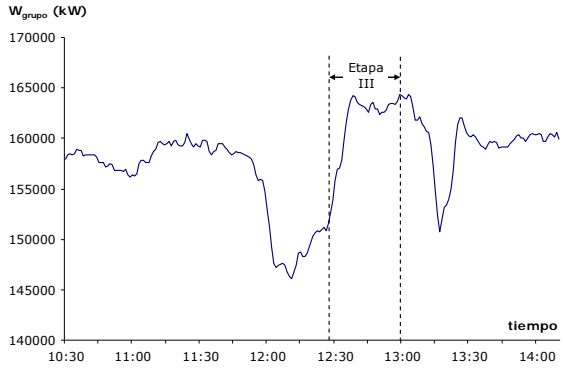
	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.321	3.099	17,89	31,18	22,15	28,78	5,01	36,52	2,29	0,51	6,60

IV.7.7 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

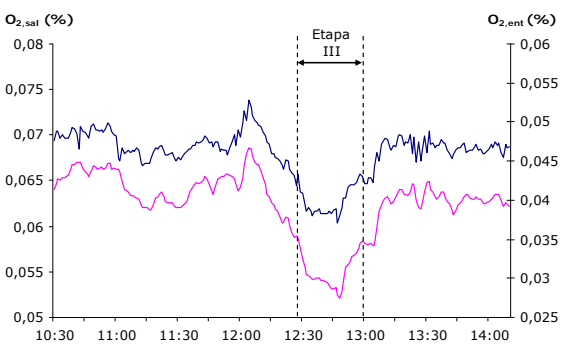
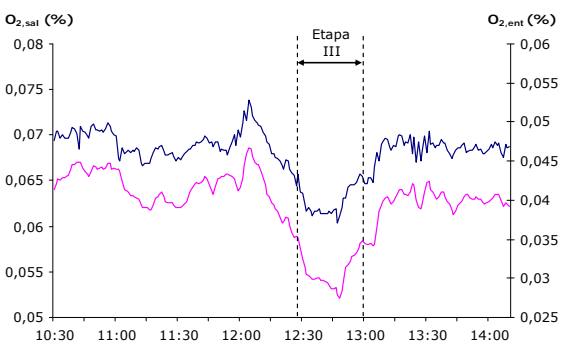
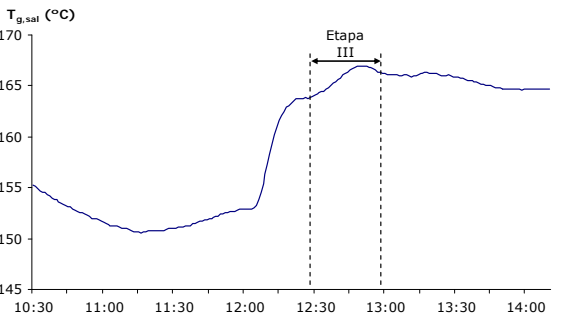
Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,14	99,67	0,11	0,08	0,19
	Muestra 2	0,14	99,19	0,51	0,16	0,67
	Muestra 3	0,12	99,41	0,32	0,15	0,47
Cenizas volantes	Muestra 1	0,01	99,09	0,9	0	0,90
	Muestra 2	0,17	98,54	1,22	0,07	1,29
	Muestra 3	0,38	98,39	1,22	0,01	1,23

IV.8 Prueba 8

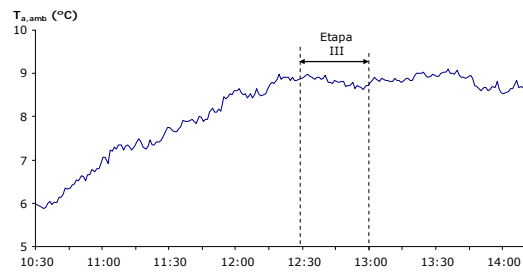
IV.8.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 23 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 10:30 h. - Bajada de carga: 11:55 h. - Inicio alimentación de biomasa: 12:27 h. - Final alimentación de biomasa: 13:02 h. - Subida de carga: 13:19 h. - Hora de finalización de la prueba: 14:10 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 3 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● Se sopló en todas las etapas excepto en los periodos de toma de muestras.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, la carga sube por encima del valor previsto inicialmente. Estable. ● Tras co-combustión la carga se mantiene por encima de los valores de la primera etapa, pero sigue siendo inferior al periodo con biomasa. ● La segunda bajada de carga, corta y pronunciada 	

IV.8.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 disminuye de forma pronunciada en el periodo de co-combustión por el efecto del incremento de carga. ● Sube cuando deja de alimentarse biomasa, pero se mantiene cuando se subió carga con carbón, debió de variarse el aire en la parte final de la prueba. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante, pero en este caso puede que se variara al final de la prueba (aumento de aire). 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la temperatura de los gases a la salida del precalentador ($T_{g,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Subida brusca de la temperatura al inicio de la bajada de carga previa a alimentar la biomasa debido a que se puso en marcha el precalentador aire-vapor. ● A partir de allí aumento con la carga, máximo al final de la etapa de co-combustión. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Aumentó progresivamente durante la prueba hasta 4 °C, manteniéndose por debajo de 10 °C.
 - En la etapa temperatura prácticamente constante.

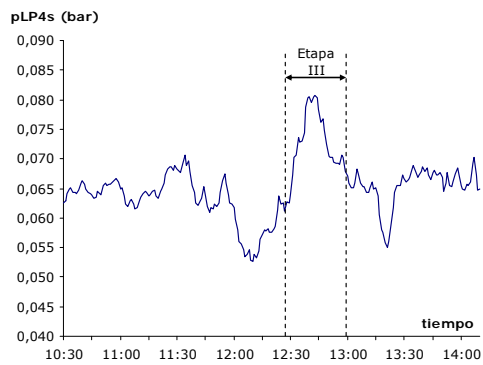


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

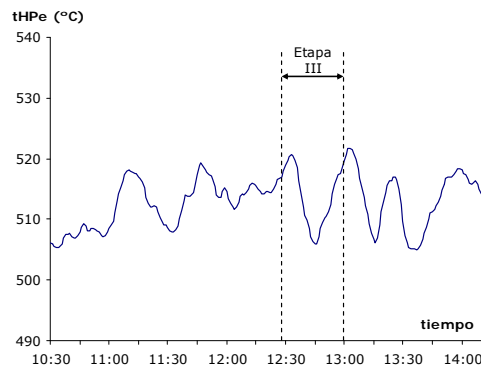
Se puso en marcha antes de la alimentación de biomasa ($\approx 20^{\circ}\text{C}$)

IV.8.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Mayor en la etapa de co-combustión.



- Temperatura de vapor vivo (tHPe). Mismo comportamiento en la etapa de co-combustión que en las de funcionamiento solo con carbón. Variación con la carga.

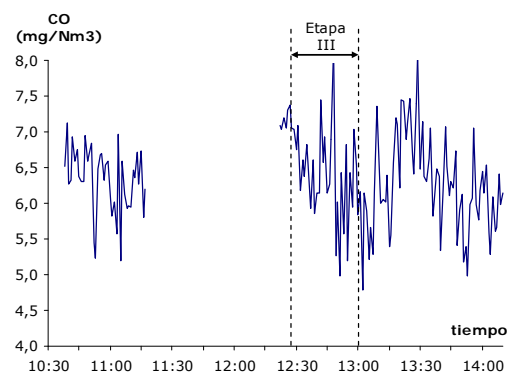


- Temperatura de vapor recalentado

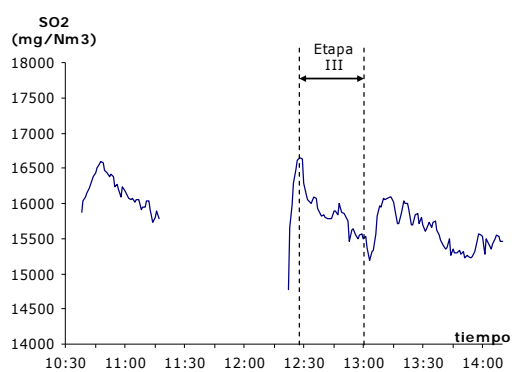
- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

IV.8.4 Evolución de las emisiones en gases.

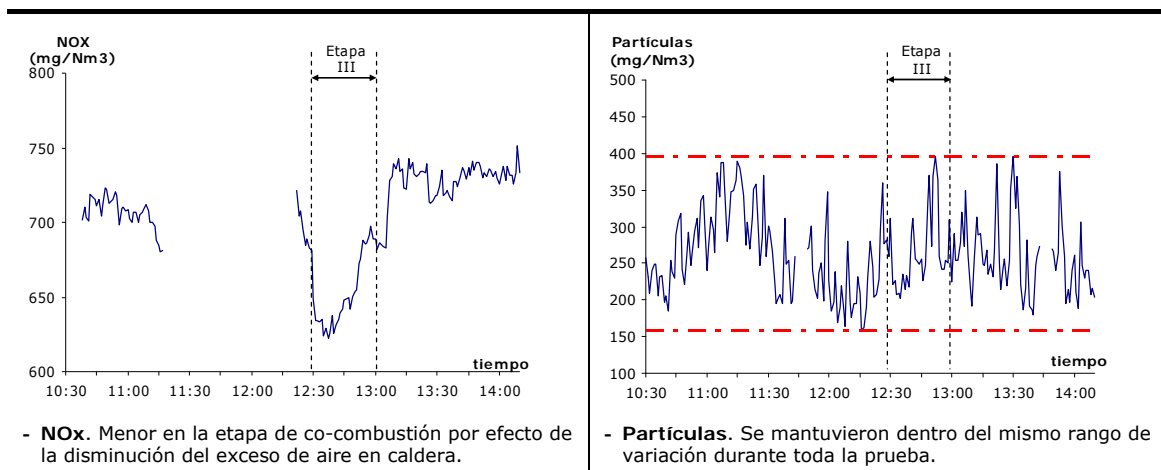
Incidencias: El analizador estuvo parado en las dos etapas previas a la alimentación de biomasa.



- **CO**. A pesar de ser variable, el rango de variación es prácticamente constante en toda la prueba.



- **SO₂**. Su valor disminuyó progresivamente a lo largo de la prueba. Revisar el contenido del carbón antes y después.



IV.8.5 Análisis de combustibles.

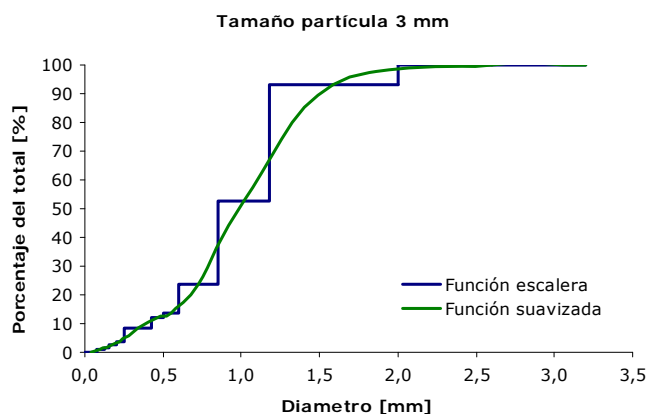
SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.621	4.285	5,36	0,42	75,72	18,5	0,03	48,86	5,89	0,23	39,22
Muestra 2	4.640	4.305	4,93	0,46	76,18	18,43	0,05	49,17	5,89	0,25	39,25
Muestra 3	4.673	4.340	5,00	0,53	75,8	18,67	0,03	49,16	5,86	0,15	39,26
Promedio	4.645	4.310	5,10	0,47	75,90	18,53	0,04	49,06	5,88	0,21	39,24

Resultados del análisis granulométrico:

Peso muestra	100,0
% muestra recuperada	98,0
D>3,2	0,0
3,2>D>2,0	6,7
2,0>D>1,18	39,7
1,18>D>0,85	28,3
0,85>D>0,60	9,7
0,60>D>0,50	1,6
0,50>D>0,425	3,6
0,425>D>0,250	5,0
0,250>D>0,200	1,0
0,200>D>0,150	1,1
0,150>D>0,125	0,5
0,125>D>0,074	0,7
0,074>D	0,1



SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.310	4.133	6,29	31,76	26,17	35,78	4,9	44,46	2,73	0,66	9,20
Muestra 2	4.292	4.116	4,97	32,44	26,96	35,63	5,06	45,47	2,86	0,65	8,55
Muestra 3	4.393	4.227	5,26	30,34	27,51	36,89	4,81	46,84	2,62	0,7	9,43

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)											
	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.805	3.594	15,36	29,99	23,72	30,93	4,15	39,92	2,36	0,59	7,63

IV.8.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,20	99,54	0,26	0,00	0,26
	Muestra 2	0,18	99,59	0,21	0,02	0,23
	Muestra 3	0,21	99,58	0,20	0,01	0,21
	Muestra 4	0,14	99,47	0,39	0,00	0,39
Cenizas volantes	Muestra 1	0,06	98,61	0,81	0,52	1,33
	Muestra 2	0,04	98,50	0,85	0,61	1,46
	Muestra 3	0,05	98,88	0,67	0,40	1,07
	Muestra 4	0,01	98,74	0,72	0,53	1,25

IV.9 Prueba 9

IV.9.1 Datos generales sobre la prueba.

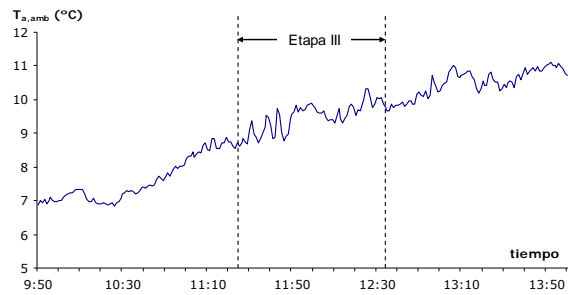
<p>Fecha: 29 de Noviembre</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 09:50 h. - Bajada de carga: 11:04 h. - Inicio alimentación de biomasa: 11:26 h. - Final alimentación de biomasa: 12:34 h. - Subida de carga: 12:50 h. - Hora de finalización de la prueba: 14:00 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 3 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● Se sopló caldera en todas las etapas, excepto en los periodos de toma de muestras.
<p>- Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, no se consiguió subir con biomasa hasta los niveles con solo carbón hasta el final de la etapa de co-combustión. A mitad de esta etapa, además, se produce una bajada de carga. ● Carga inestable tanto antes como después de alimentar biomasa. 	

IV.9.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<p>- Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 es menor en la etapa de co-combustión que en las dos etapas a plena carga con solo carbón, aunque no se llegó a dar la misma carga. Es posible que se ajustara algo el aire al inicio del periodo de co-combustión. ● Aumenta en las dos bajadas de carga. ● En la última etapa (menos carga) se tienen valores mayores a los del principio. 	
<p>- Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. Aunque es posible que se ajustara al inicio, durante todo el periodo cuando baja la carga sube el O_2. 	
<p>- Evolución de la temperatura de los gases a la salida del precalentador ($T_{g,\text{sal}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Aunque disminuye progresivamente durante toda la prueba hasta 6 °C. ● El máximo decremento es en la etapa previa a la alimentación de biomasa. ● Prácticamente constante en la etapa de co-combustión. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).

- Aumentó progresivamente durante la prueba, hasta 4 °C.

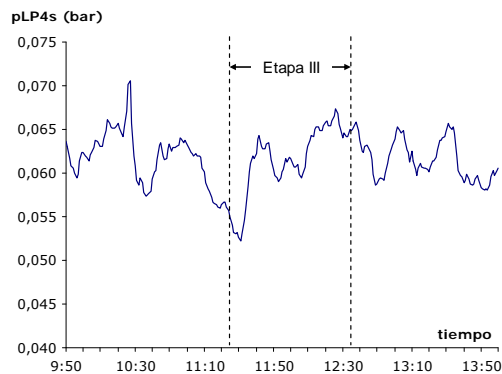


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

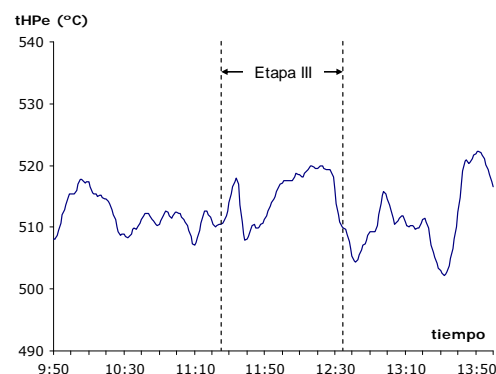
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 20^\circ\text{C}$

IV.9.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Estable a lo largo de toda la prueba. Solo disminuyó significativamente tras la primera bajada de carga.



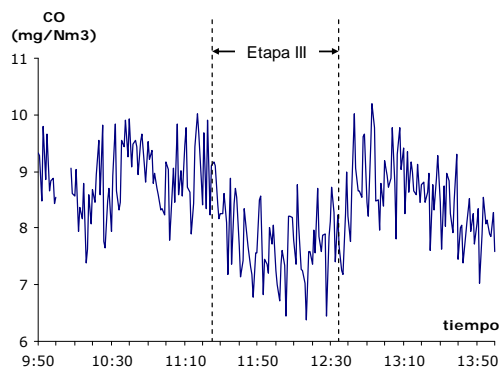
- Temperatura de vapor vivo (tHPe). Variable pero dentro de un rango estrecho durante toda la prueba.



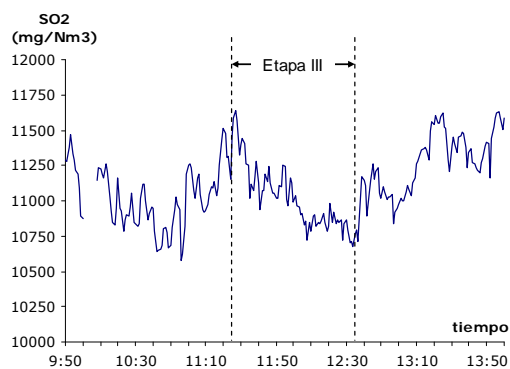
- Temperatura de vapor recalentado.

- Error en la señal. Se estimó a partir de la temperatura de vapor vivo y la relación entre ambas temperatura. Dicha relación se obtuvo utilizando los datos recogidos una vez solucionado el problema con la señal.

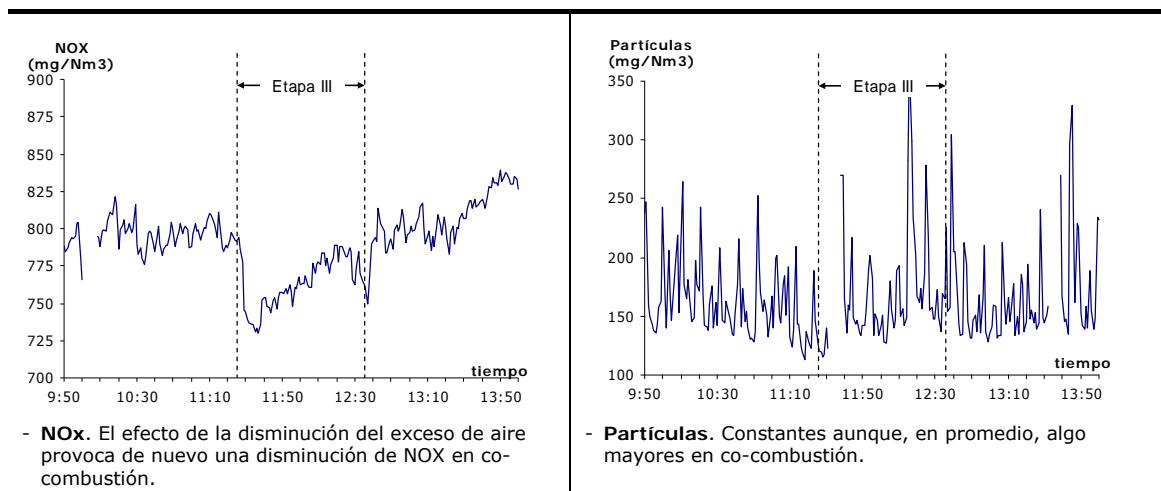
IV.9.4 Evolución de las emisiones en gases.



- **CO**. Se comprueba una ligera disminución en co-combustión. En todo momento su valor es muy pequeño.



- **SO₂**. Aunque disminuyen a lo largo de la etapa de co-combustión, los valores se encuentran dentro del mismo rango que los de la primera etapa solo carbón e inferiores a los de la segunda.



IV.9.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.644	4.264	5,25	0,43	75,92	18,40	0,04	49,33	6,75	0,22	37,98
Muestra 2	4.631	4.242	5,43	0,37	75,19	19,01	0,04	49,81	6,91	0,25	37,19
Muestra 3	4.610	4.231	5,14	0,47	75,62	18,77	0,03	49,41	6,74	0,19	38,02
Promedio	4.628	4.246	5,27	0,42	75,58	18,73	0,04	49,52	6,80	0,22	37,73

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	5.061	4.858	4,23	26,61	25,1	44,06	3,62	53,94	3,49	1,04	7,06
Muestra 2	4.299	4.107	4,79	34,20	24,65	36,36	4,54	45,19	3,21	0,74	7,33
Muestra 3	4.820	4.605	5,52	27,79	25,75	40,94	4,22	51,53	3,59	0,89	6,47

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	4.071	3.860	13,38	29,19	23,00	34,4	3,56	42,67	2,59	0,69	7,91

IV.9.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,28	99,2	0,46	0,06	0,52
	Muestra 2	0,19	98,73	1,00	0,08	1,08
	Muestra 3	0,16	98,52	1,13	0,19	1,32
	Muestra 4	0,25	98,65	1,00	0,1	1,10
Cenizas volantes	Muestra 1	0,06	97,15	1,58	1,21	2,79
	Muestra 2	0,05	97,24	1,38	1,33	2,71
	Muestra 3	0,05	97,24	1,48	1,23	2,71
	Muestra 4	0,01	98	1,33	0,66	1,99

IV.10 Prueba 10

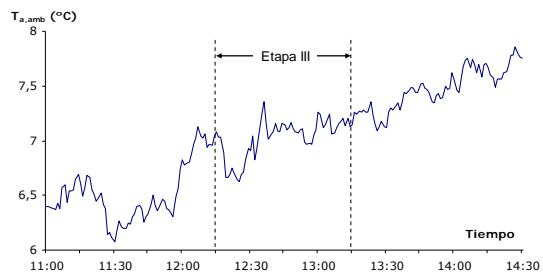
IV.10.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 14 de Enero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 11:05 h. - Bajada de carga: 11:35 h. - Inicio alimentación de biomasa: 12:15 h. - Final alimentación de biomasa: 13:15 h. - Subida de carga: 13:35 h. - Hora de finalización de la prueba: 14:30 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 4 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión se tuvo problemas para dar la carga a mitad del periodo. Empeoramiento del carbón. También pudo ser un fallo en la maniobra. ● Dos primeras etapa largas y estables. ● Etapa IV (bajada de carga tras dejar de alimentar biomasa) corta. Al final de la prueba, y tras aumentar carbón, carga estable y similar a la inicial. 	

IV.10.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 mayor en la etapa de co-combustión que en las de funcionamiento solo con carbón y estable. ● El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga, sobre todo en la etapa IV coincidiendo con la mínima carga. ● El O_2 en las etapas con carbón entre 0,01 y 0,02%, en co-combustión inferior al 0,04%. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: mantener el aire a la entrada constante. 	

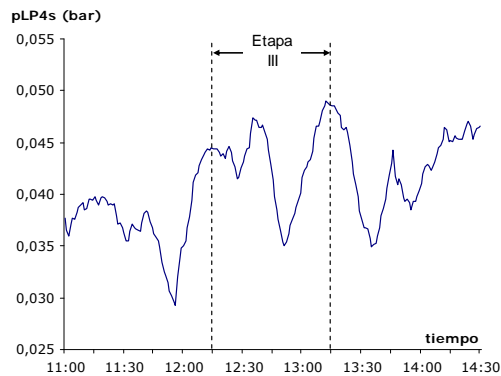
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Aumento progresivo durante la prueba aunque el incremento total no llegó a los dos grados.



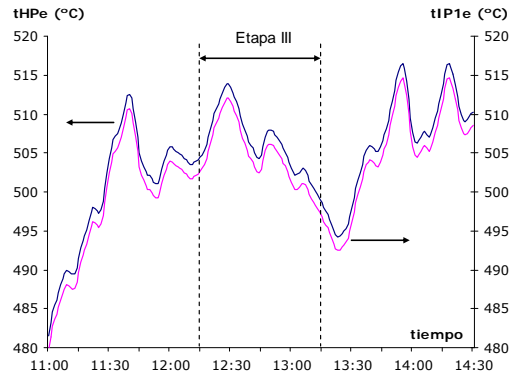
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor: NO estaba en funcionamiento

IV.10.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s): La disminución significativa en la parte central del periodo de co-combustión coincide con el pico de carga.

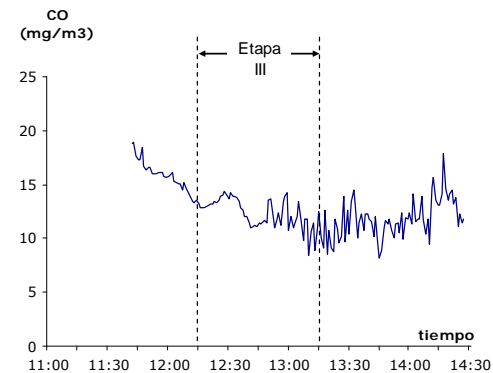


- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e): El valor inicial de estas temperaturas era muy inferior al que se mantuvo a lo largo de la prueba.

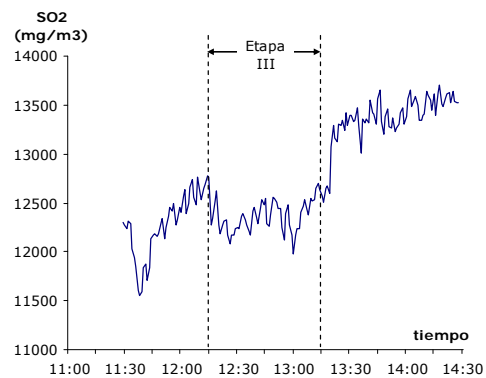


IV.10.4 Evolución de las emisiones en gases.

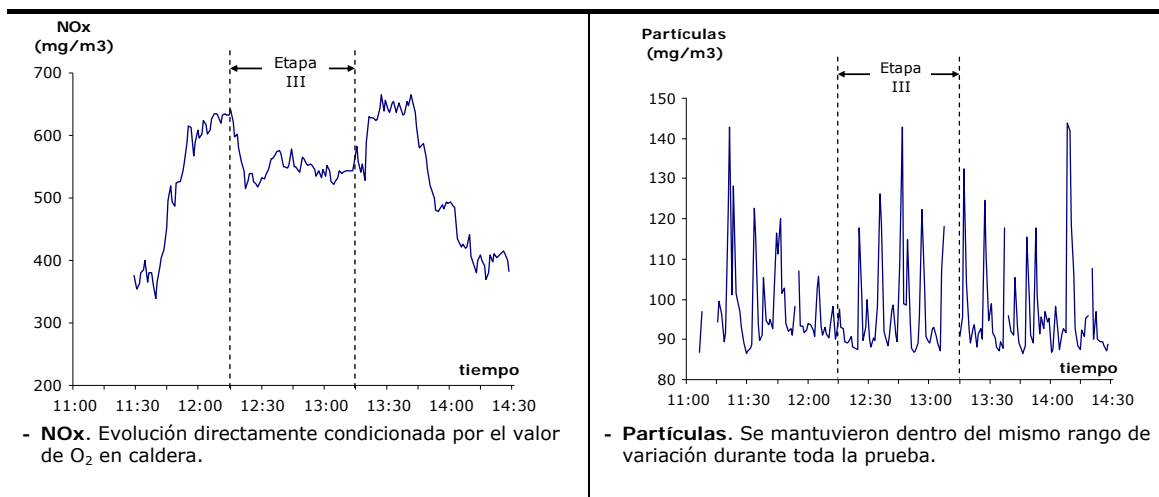
Incidencias: El analizador no funcionó correctamente en la primera parte de la Etapa I de la prueba.



- **CO.** Presenta cierta tendencia a disminuir a lo largo del periodo de co-combustión, mientras que es estable en las dos últimas etapas con carbón.



- **SO₂.** Su valor fue estable e inferior en la etapa de co-combustión que en el resto, sobretodo si se compara con los valores registrados en las últimas etapas.



IV.10.5 Análisis de combustibles.

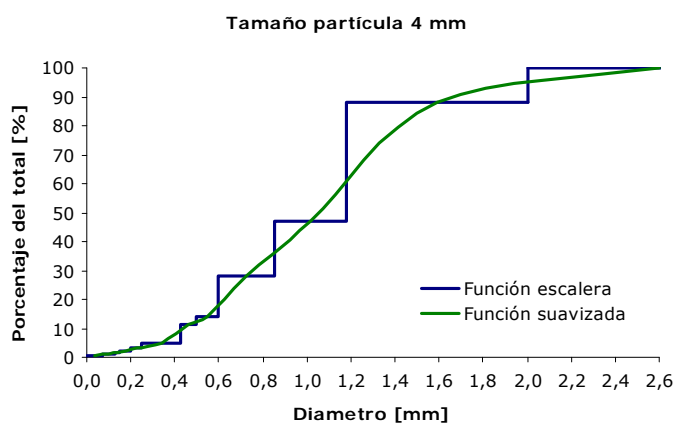
SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.685	4.354	4,52	0,6	76,66	18,22	0,03	49,75	5,87	0,19	39,04
Muestra 2	4.712	4.382	4,25	0,74	76,16	18,85	0,02	49,96	5,89	0,21	38,93
Muestra 3	4.711	4.383	4,13	0,63	76,02	19,22	0,03	50,3	5,86	0,15	38,89
Promedio	4.703	4.373	4,30	0,66	76,28	18,76	0,03	50,00	5,87	0,18	38,95

Resultados del análisis granulométrico:

Peso muestra	100,0
% muestra recuperada	97,5
D>2,0	11,5
2,0>D>1,18	40,0
1,18>D>0,85	18,6
0,85>D>0,60	13,5
0,60>D>0,50	2,7
0,50>D>0,425	6,7
0,425>D>0,250	1,4
0,250>D>0,200	0,8
0,200>D>0,150	0,9
0,150>D>0,125	0,4
0,125>D>0,074	0,6
0,074>D	0,4



SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.776	4.575	5,43	27,81	27,34	39,42	4,40	49,74	3,31	0,80	8,52
Muestra 2	4.378	4.192	5,25	32,71	25,55	36,49	4,78	45,16	3,03	0,74	8,32
Muestra 3	4.825	4.623	5,70	26,24	27,44	40,62	4,17	49,88	3,30	0,81	9,90

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)											
	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.536	3.307	17,49	30,94	22,10	29,47	3,73	36,78	2,47	0,58	8,02

IV.10.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,97	89,02	1,91	8,1	10,01
	Muestra 2	0,92	94,98	1,87	2,23	4,10
	Muestra 3	0,83	97,85	0,73	0,59	1,32
	Muestra 4	0,82	94,54	1,9	2,74	4,64
Cenizas volantes	Muestra 1	0,13	94,58	2,3	2,99	5,29
	Muestra 2	0,1	97,33	1,76	0,81	2,57
	Muestra 3	0,1	96,92	1,81	1,17	2,98
	Muestra 4	0,1	95,04	2,23	2,63	4,86

IV.11 Prueba 11

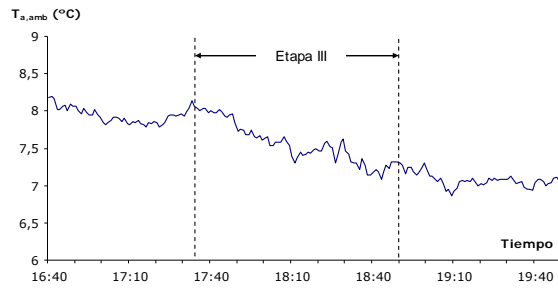
IV.11.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 14 de Enero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 16:40 h. - Bajada de carga: 17:05 h. - Inicio alimentación de biomasa: 17:35 h. - Subida con biomasa: 18:15 h. - Final alimentación de biomasa: 18:50 h. - Subida de carga: 19:10 h. - Hora de finalización de la prueba: 19:50 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 4 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, se estuvo alimentando biomasa durante más de una hora y se subió carga con este combustible en mitad de la etapa de co-combustión. En la gráfica de la derecha pueden identificarse las dos partes, ambas suficientemente estables y largas. ● También fueron estables las etapas en funcionamiento solo con carbón tanto antes como después de co-combustión. 	

IV.11.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 mayor en la etapa de co-combustión que en las de funcionamiento solo con carbón y estable. Puede comprobarse como evoluciona de forma inversa a la carga también en la etapa de co-combustión. ● El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	

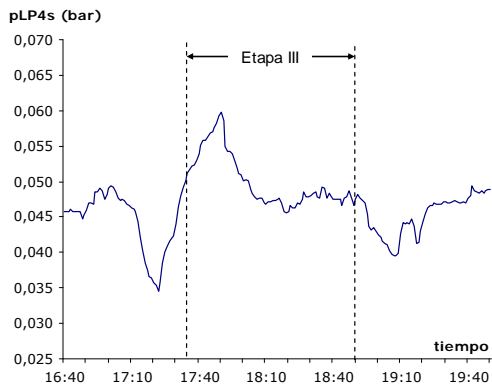
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Temperatura prácticamente constante. Variación de algo más de un grado.



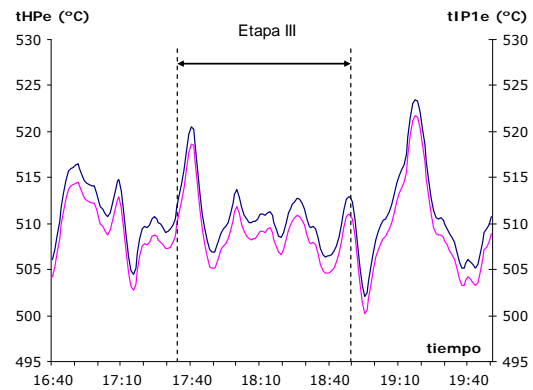
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor: NO estaba en funcionamiento

IV.11.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Estable. Solo se ha detectado un pico en la parte inicial de la etapa de co-combustión que puede estar relacionado con la maniobra de subida de carga.

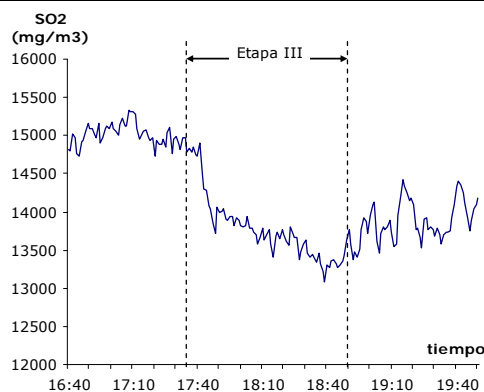


- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e): Relativamente estable, con picos relacionados con las maniobras de subida y bajada de carga.

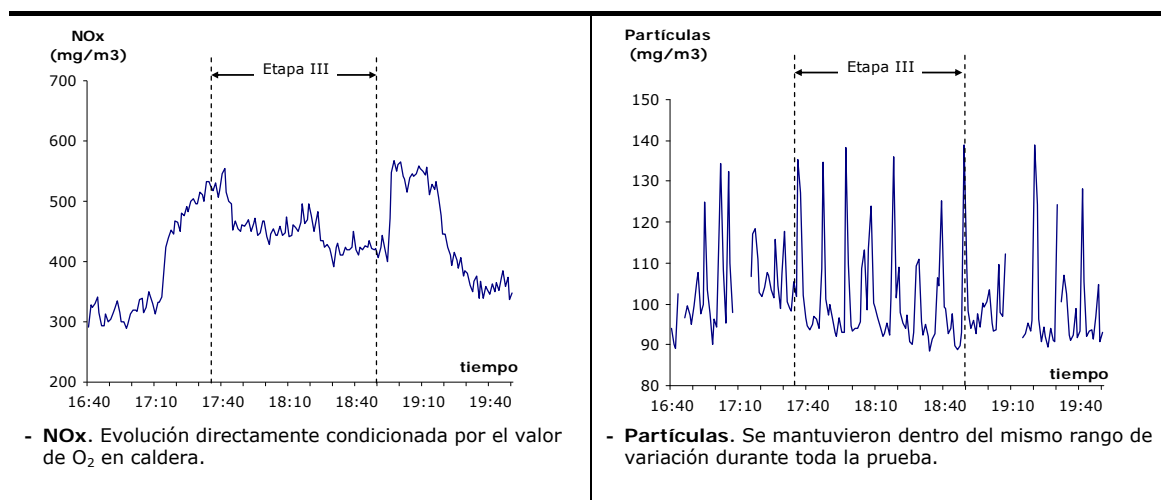


IV.11.4 Evolución de las emisiones en gases.

- CO. NO se registró correctamente.



- SO₂. Su valor fue menor en el periodo de co-combustión que en las etapas solo con carbón. Disminuyó progresivamente en la etapa de co-combustión en función del porcentaje de sustitución.



IV.11.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.708	4.382	4,05	0,76	76,29	18,9	0,03	50,00	5,82	0,18	39,15
Muestra 2	4.731	4.403	3,89	0,75	76,35	19,01	0,02	50,00	5,88	0,17	39,29
Muestra 3	4.708	4.381	4,14	0,85	76,09	18,92	0,02	50,24	5,82	0,18	38,75
Promedio	4.716	4.389	4,03	0,79	76,24	18,94	0,02	50,08	5,84	0,18	39,06

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.555	4.362	5,41	29,99	26,78	37,82	4,46	47,32	3,16	0,76	8,89
Muestra 2	4.450	4.268	4,34	33,08	25,87	36,71	5,04	45,89	3,06	0,78	7,81
Muestra 3	4.676	4.480	5,51	29,32	26,53	38,64	4,21	48,66	3,19	0,79	8,32

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

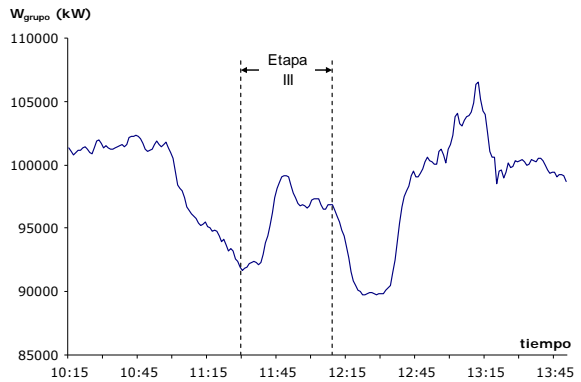
	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.536	3.307	17,49	30,94	22,10	29,47	3,73	36,78	2,47	0,58	8,02

IV.11.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

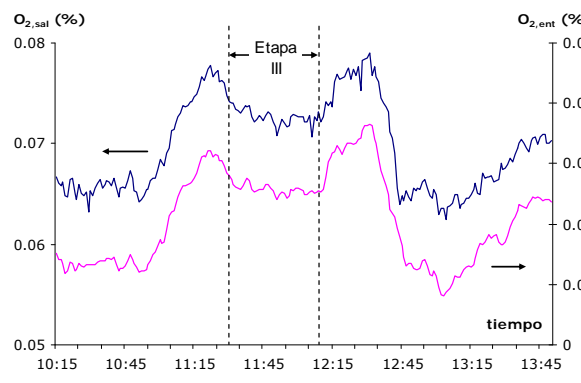
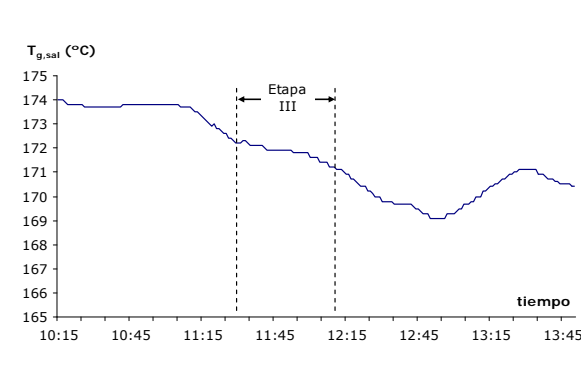
Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,97	93,79	1,49	3,75	5,24
	Muestra 2	0,92	95,61	1,33	2,14	3,47
	Muestra 3	1,05	96,47	1,26	1,22	2,48
	Muestra 4	0,43	99,17	0,40	0,00	0,40
Cenizas volantes	Muestra 1	0,08	95,82	1,77	2,33	4,10
	Muestra 2	0,1	97,68	1,36	0,86	2,22
	Muestra 3	0,09	97,75	1,35	0,81	2,16
	Muestra 4	0,14	97,21	1,53	1,12	2,65

IV.12 Prueba 12

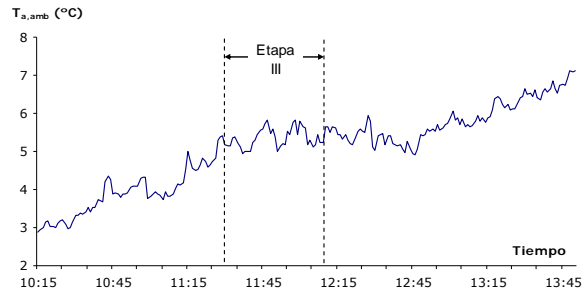
IV.12.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 17 de Enero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 10:15 h. - Bajada de carga: 11:00 h. - Inicio alimentación de biomasa: 11:30 h. - Final alimentación de biomasa: 12:10 h. - Subida de carga: 12:30 h. - Hora de finalización de la prueba: 13:50 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 4 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Prueba por la mañana. • Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. • Se realizó soplado de caldera una vez estabilizada la carga en la última etapa.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}). <ul style="list-style-type: none"> • En co-combustión se realizó una subida lenta y prolongada, con pico en la primera parte y estable en la segunda. • La Etapa II de bajada de carga con carbón también fue lenta. • La inestabilidad en la última etapa con carbón pudo estar relacionada con el soplado. • En general carga estable en las distintas etapas. 	

IV.12.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$). <ul style="list-style-type: none"> • El O_2 mayor en la etapa de co-combustión que en las de funcionamiento solo con carbón y estable. • El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga. • El O_2 en las etapas con carbón entre 0,01 y 0,02%, en co-combustión inferior al 0,03. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$). <ul style="list-style-type: none"> • Evolución similar al oxígeno en caldera. • Consigna era mantener el aire a la entrada constante. 	

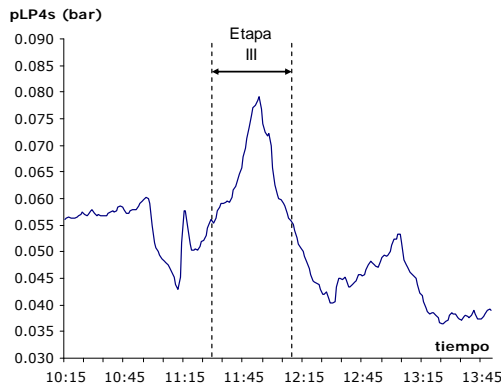
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$):
 - Aumentó progresivo durante la prueba aunque el incremento total no llegó a los 4 °C.



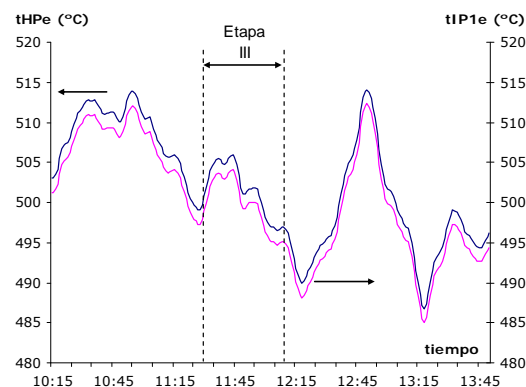
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor: NO estaba en funcionamiento

IV.12.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Aumento muy pronunciado en la parte central del periodo de co-combustión. Pudo estar relacionado con un cambio en la forma de funcionamiento del ciclo.



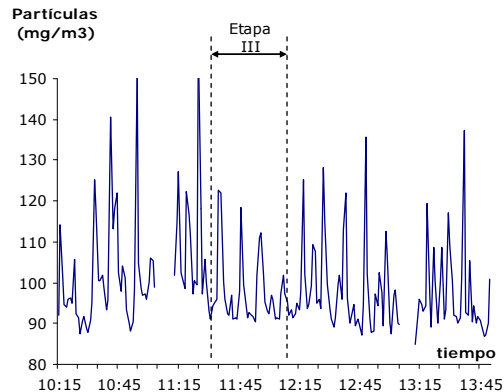
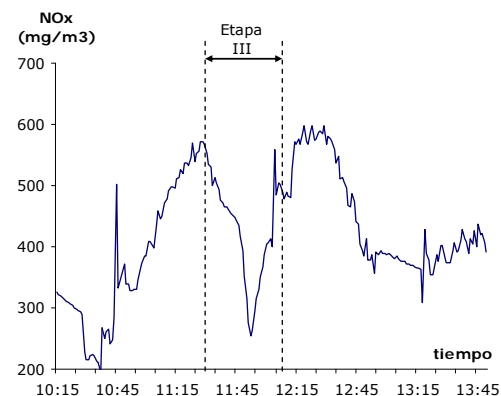
- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e). Disminución progresiva en las primeras etapas. El aumento en la parte final pudo ser consecuencia del soplado de caldera.



IV.12.4 Evolución de las emisiones en gases.

- CO. NO se registró correctamente.

- SO₂. NO se registró correctamente.



- NO_x. En promedio, menor en co-combustión aunque si se comparan los valores con los de otros días se comprueba que son más variables por lo que es posible que el analizador tampoco los registrara correctamente.

- Partículas. Aunque se mantuvieron dentro del mismo rango de variación durante toda la prueba, en promedio fueron mayores antes del inicio de la alimentación de biomasa.

IV.12.5 Análisis de combustibles.

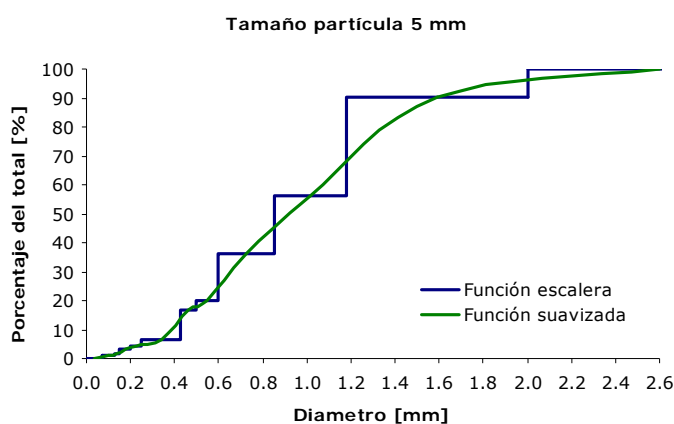
SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.662	4.324	4,51	0,50	77,31	17,68	0,03	49,74	6,02	0,24	38,97
Muestra 2	4.630	4.285	5,58	0,47	76,33	17,62	0,03	49,18	6,02	0,25	38,47
Muestra 3	4.618	4.277	5,04	0,38	77,28	17,30	0,03	49,17	6,00	0,22	39,17
Promedio	4.637	4.295	5,04	0,45	76,97	17,53	0,03	49,36	6,01	0,24	38,87

Resultados del análisis granulométrico:

Peso muestra	100,0
% muestra recuperada	95,7
D > 2,0	9,6
2,0 > D > 1,18	33,5
1,18 > D > 0,85	19,5
0,85 > D > 0,60	15,7
0,60 > D > 0,50	3,2
0,50 > D > 0,425	10,0
0,425 > D > 0,250	2,4
0,250 > D > 0,200	1,1
0,200 > D > 0,150	1,4
0,150 > D > 0,125	0,7
0,125 > D > 0,074	0,9
0,074 > D	0,0



SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.907	4.692	6,72	25,82	29,3	38,16	4,12	52,31	3,45	0,84	6,74
Muestra 2	4.515	4.314	7,11	28,41	27,98	36,5	4,51	46,92	3,11	0,77	9,17
Muestra 3	4.293	4.092	7,73	29,95	28,12	34,2	5,15	44,59	3,04	0,71	8,82

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.425	3.196	18,13	30,87	23,11	27,89	4,07	36,22	2,42	0,54	7,75

IV.12.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,34	95,57	2,08	2,01	4,09
	Muestra 2	0,33	96,02	2,52	1,13	3,65
	Muestra 3	0,5	95,69	2,02	1,79	3,81
	Muestra 4	0,39	95,06	2,31	2,24	4,55
Cenizas volantes	Muestra 1	0,44	93,95	2,80	2,81	5,61
	Muestra 2	0,09	96,69	1,65	1,57	3,22
	Muestra 3	0,19	92,18	2,37	5,26	7,63
	Muestra 4	0,15	94,24	2,07	3,54	5,61

IV.13 Prueba 13

IV.13.1 Datos generales sobre la prueba.

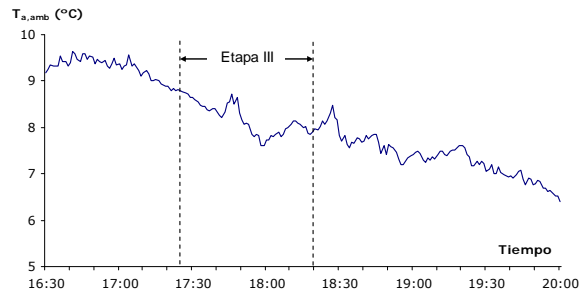
<p>Fecha: 17 de Enero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 16:30 h. - Bajada de carga: 16:50 h. - Inicio alimentación de biomasa: 17:25 h. - Final alimentación de biomasa: 18:20 h. - Subida de carga: 19:00 h. - Hora de finalización de la prueba: 20:00 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 4 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. ● En la segunda parte de la etapa de co-combustión se detectaron problemas con el sistema de alimentación de biomasa. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}): <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, la subida de carga fue lenta y prolongada, con pico en la primera parte y estable en la segunda. Prueba larga, hasta acabar la biomasa almacenada en el silo. ● La Etapa II de bajada de carga con carbón también fue lenta. ● La inestabilidad en las últimas etapas con carbón. Bajada muy pronunciada y rápida, después problemas para llegar a la carga de la primera etapa solo con carbón aun subiendo el porcentaje de alimentación del mismo. 	

IV.13.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 mayor en la etapa de co-combustión que en las de funcionamiento solo con carbón y estable. ● El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga. ● El O_2 en las etapas con carbón próximo a 0,01 en promedio, mientras que en co-combustión estaría entre al 0,03 y 0,02%, inferior en todos los casos a lo que sería adecuado para no penalizar los inquemados. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).

- Disminuyó progresivo durante la prueba aunque el incremento total no llegó a los tres grados.

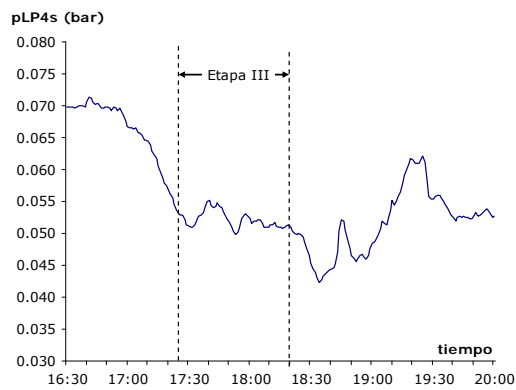


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor:

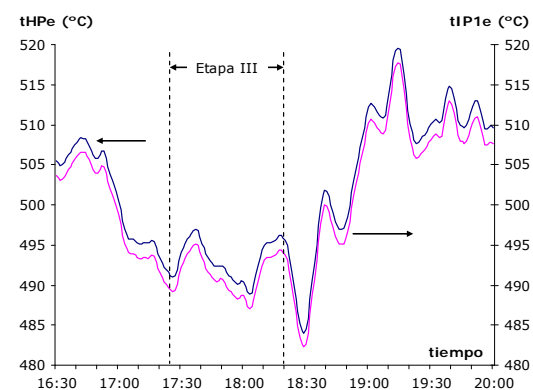
NO estaba en funcionamiento

IV.13.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

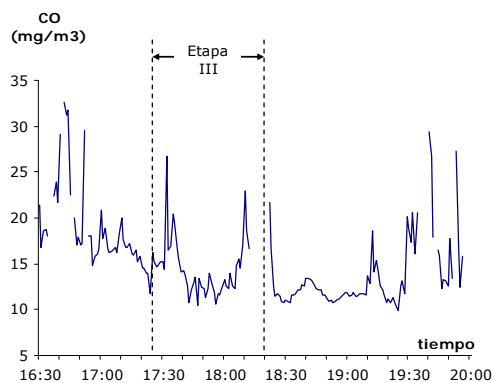
- Presión de vacío (pLP4s): Evolución con la carga. En las etapas finales, mayor inestabilidad, y sin alcanzar los valores del principio.



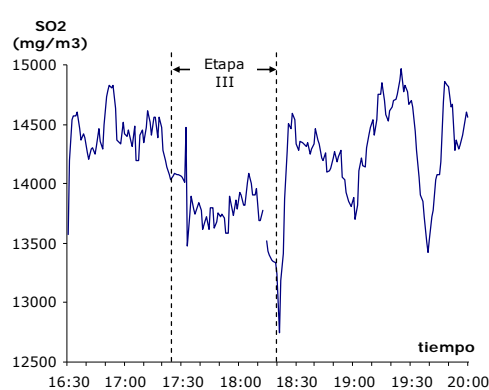
- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e): Evolución con la carga. En las etapas finales, mayor inestabilidad.



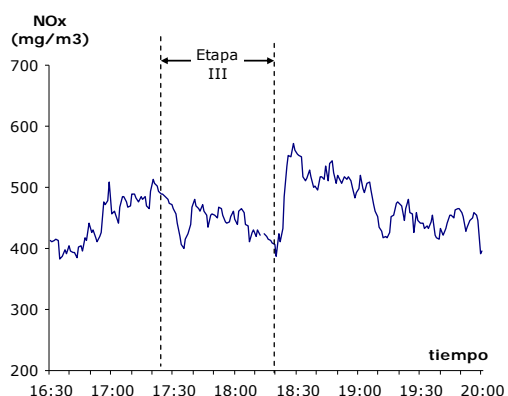
IV.13.4 Evolución de las emisiones en gases.



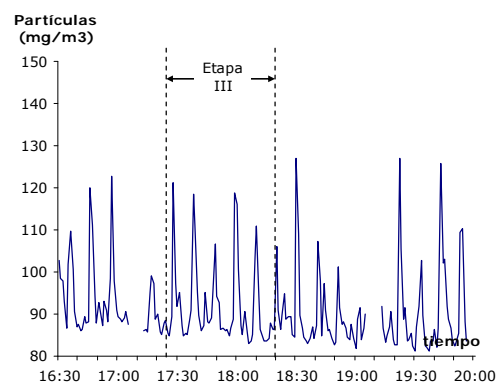
- **CO**. Durante toda la prueba los valores registrados de CO sufrieron cambios bruscos que ha sido necesario filtrar. En promedio, constante.



- **SO₂**. Inferior en promedio en la etapa de co-combustión que en el resto.



- **NOx.** Evolución similar al oxígeno en caldera. Mayor en las etapas a baja carga.



- **Partículas.** Se mantuvieron dentro del mismo rango de variación durante toda la prueba.

IV.13.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.665	4.328	4,86	0,65	76,37	18,12	0,03	49,31	5,96	0,27	38,93
Muestra 2	4.628	4.290	4,8	0,67	76,66	17,87	0,03	49,39	5,98	0,25	38,89
Promedio	4.647	4.309	4,83	0,66	76,52	18,00	0,03	49,35	5,97	0,26	38,91

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.698	4.493	5,99	26,1	30,1	37,81	4,94	49,21	3,32	0,80	9,64
Muestra 2	4.455	4.264	4,87	30,25	30,49	34,39	5,47	46,20	3,17	0,72	9,33
Muestra 3	4.248	4.039	8,27	29,15	30,33	32,25	5,14	45,07	3,15	0,67	8,56

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.425	3.196	18,13	30,87	23,11	27,89	4,07	36,22	2,42	0,54	7,75

IV.13.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (5)
Escorias	Muestra 1	0,35	96,24	1,82	1,59	3,41
	Muestra 2	0,34	96,85	1,93	0,88	2,81
	Muestra 3	0,37	97,93	1,37	0,33	1,70
	Muestra 4	0,32	98,03	1,39	0,26	1,65
Cenizas volantes	Muestra 1	0,12	94,96	1,79	3,13	4,92
	Muestra 2	0,09	96,80	1,59	1,52	3,11
	Muestra 3	0,12	97,52	1,42	0,94	2,36
	Muestra 4	0,16	94,96	1,99	2,89	4,88

IV.14 Prueba 14

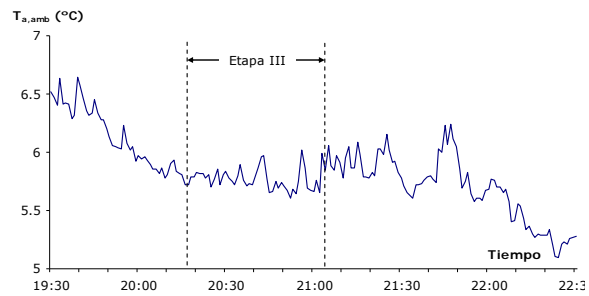
IV.14.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 24 de Enero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 19:30 h. - Bajada de carga: 20:00 h. - Inicio alimentación de biomasa: 20:35 h. - Final alimentación de biomasa: 21:10 h. - Subida de carga: 21:40 h. - Hora de finalización de la prueba: 22:25 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 3 mm Humedad estimada: 15%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}): <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión se realizó una subida de carga lenta y prolongada, con pico en la primera parte y estable en la segunda. ● Las dos etapas iniciales de funcionamiento solo con carbón fueron largas y estables. ● Mayor inestabilidad en las últimas etapas con carbón, aunque con cambios menos pronunciados que en pruebas anteriores. No se llega a dar la carga inicial. 	

IV.14.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 en la etapa de co-combustión es estable y mayor que en la primera etapa de funcionamiento solo con carbón. En la última etapa con carbón se mantiene el oxígeno similar porque no llega a darse la carga inicial. ● El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la temperatura de los gases a la salida del precalentador ($T_{g,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Disminuye a lo largo de la prueba, con un aumento en la parte final sin llegar a los valores iniciales. 	

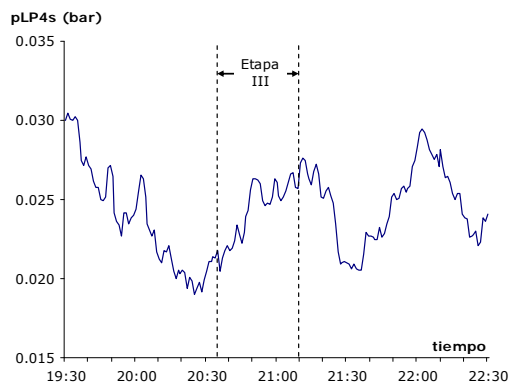
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Disminuyó progresivo durante la prueba aunque la variación no llegó a los tres grados.



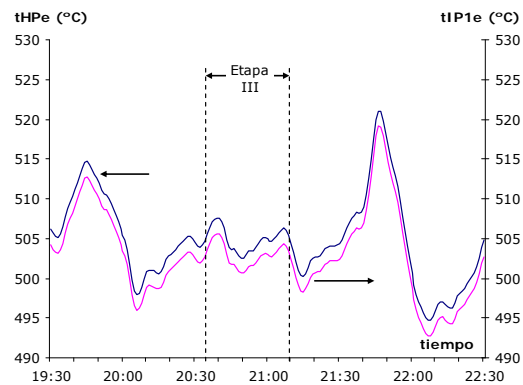
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor: NO estaba en funcionamiento

IV.14.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s): Evolución con la carga. En la parte final de la prueba, la carga disminuye y también lo hace la presión de vacío.

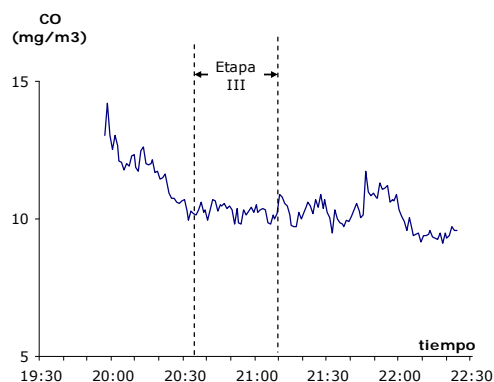


- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tP1e): Estable en la etapa de co-combustión y en las dos etapas de media carga. Los picos corresponden a las subidas de carga con carbón.

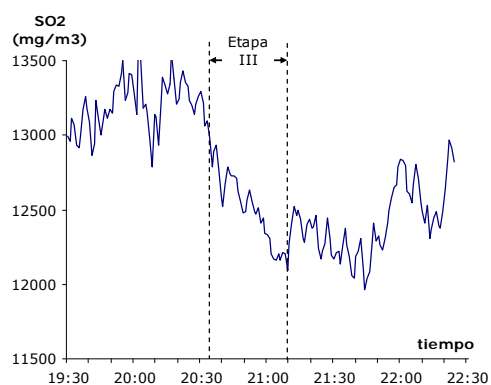


IV.14.4 Evolución de las emisiones en gases.

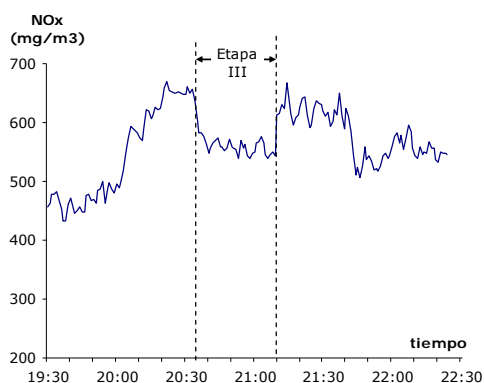
- Incidencias: La prueba se había iniciado antes pero un fallo en el analizador hizo que fuera necesario suspenderla y postponerla.



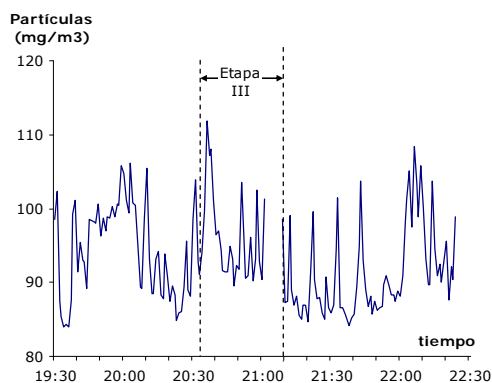
- **CO**. En la primera parte de la prueba los valores de CO recogidos eran muy superiores a lo habitual por lo que no se han tenido en cuenta. Esto pudo influir en los valores de la primera etapa mayores que los registrados a partir de la alimentación de biomasa.



- **SO₂**. Las emisiones de SO₂ disminuyeron progresivamente a lo largo de la prueba. También lo hizo el contenido en azufre del carbón.



- **NOx.** Evolución similar al oxígeno en caldera. Mayor en las etapas a baja carga.



- **Partículas.** Se mantuvieron dentro del mismo rango de variación durante toda la prueba.

IV.14.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.146	3.775	15,55	0,47	68,47	15,51	0,02	44,48	5,40	0,28	33,8
Muestra 2	4.179	3.797	15,56	0,5	68,48	15,46	0,03	44,66	5,62	0,32	33,32
Muestra 3	4.040	3.658	15,78	0,52	68,32	15,38	0,02	44,03	5,60	0,24	33,81
Promedio	4.122	3.743	15,63	0,50	68,42	15,45	0,02	44,39	5,54	0,28	33,64

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.451	4.262	4,94	32,52	25,63	36,91	4,44	47,53	3,14	0,69	6,73
Muestra 2	4.651	4.456	4,84	29,46	26,60	39,10	4,51	49,63	3,25	0,74	7,57
Muestra 3	5.246	5.049	4,58	24,5	28,14	42,78	3,61	52,89	3,31	0,82	10,29
Muestra 4	4.990	4.792	4,91	27,17	27,07	40,85	3,55	52,18	3,32	0,84	8,04

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.501	3.274	16,31	32,73	22,17	28,71	3,80	37,25	2,55	0,56	6,71

IV.14.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,21	98,12	1,00	0,67	1,67
	Muestra 2	0,13	99,20	0,49	0,18	0,67
	Muestra 3	0,20	98,62	0,88	0,30	1,18
	Muestra 4	0,19	97,8	1,18	0,83	2,01
Cenizas volantes	Muestra 1	0,16	96,77	1,53	1,54	3,07
	Muestra 2	0,12	98,15	1,50	0,23	1,73
	Muestra 3	0,21	97,46	1,80	0,53	2,33
	Muestra 4	0,19	97,15	1,94	0,72	2,66

- Nota aclaratoria:

La muestra 4 que aparece en esta prueba tanto en el caso de las escorias y cenizas volantes como en el del carbón corresponde realmente a una toma de muestras que se hizo antes de que fallara el analizador de gases y se suspendiera la primera tentativa de prueba. Se ha considerado como si fuera la cuarta porque es realmente una muestra que se tomó suficientemente lejos de las etapas de la prueba que caracterizan el resto de muestras y en funcionamiento solo con carbón.

IV.15 Prueba 15

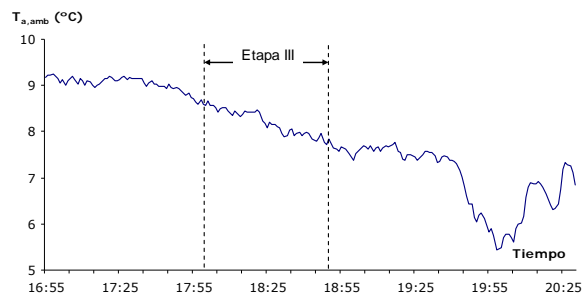
IV.15.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 7 de Febrero</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 16:55 h. - Bajada de carga: 17:30 h. - Inicio alimentación de biomasa: 18:00 h. - Final alimentación de biomasa: 18:50 h. - Subida de carga: 19:20 h. - Hora de finalización de la prueba: 20:30 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 3 mm Humedad estimada: 15%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la tarde. ● Prueba a media carga con un VTI parado. Molino 4 parado. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<p>- Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}):</p> <ul style="list-style-type: none"> ● En co-combustión, de nuevo una subida lenta y prolongada, con pico en la primera parte y estable en la segunda. Una vez que se dejó de alimentar biomasa, la carga tardó unos minutos en empezar a bajar. ● Las dos etapas iniciales de funcionamiento solo con carbón fueron suficientemente largas y estables. ● En la última etapa con carbón la carga subió por encima de lo previsto, teniendo que ajustar la alimentación de carbón. 	

IV.15.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<p>- Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 en la etapa de co-combustión es estable y similar al que se tuvo en la primera etapa de funcionamiento solo con carbón. La planta estaba trabajando con un oxígeno en caldera mayor que en el resto de pruebas a media carga. ● El mayor valor de O_2 se encuentra en las dos etapas de baja carga. 	
<p>- Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Mantener el aire a la entrada constante. 	
<p>- Evolución de la temperatura de los gases a la salida del precalentador ($T_{g,\text{sal}}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prácticamente constante a lo largo de toda la prueba. 	

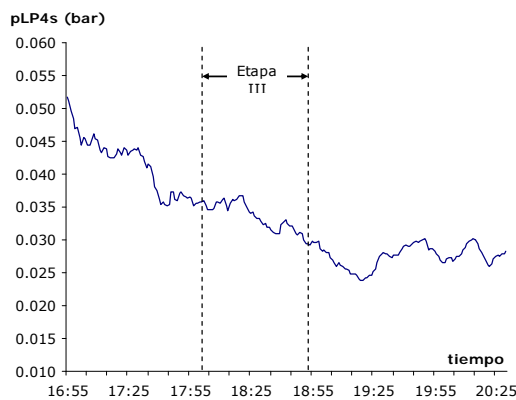
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Disminuyó progresivamente durante la prueba, de forma más pronunciada al final de la misma, aunque la variación no llegó a los cuatro grados.



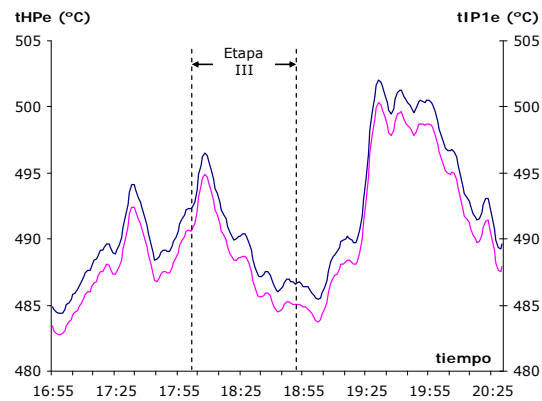
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor: NO estaba en funcionamiento

IV.15.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

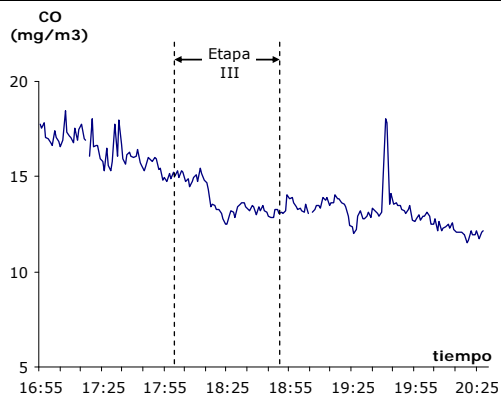
- Presión de vacío (pLP4s). Disminuyó progresivamente a lo largo de la prueba independientemente de la carga. Valor inicial muy elevado.



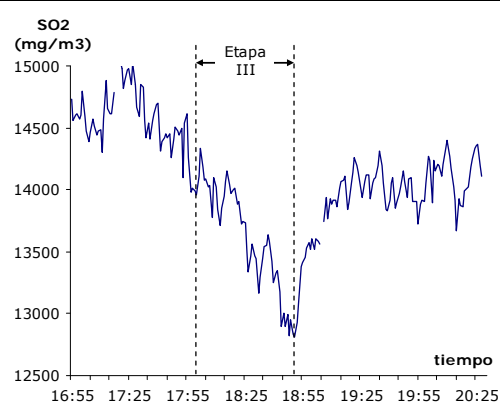
- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e). Variable con los cambios de carga pero dentro de los rangos habituales.



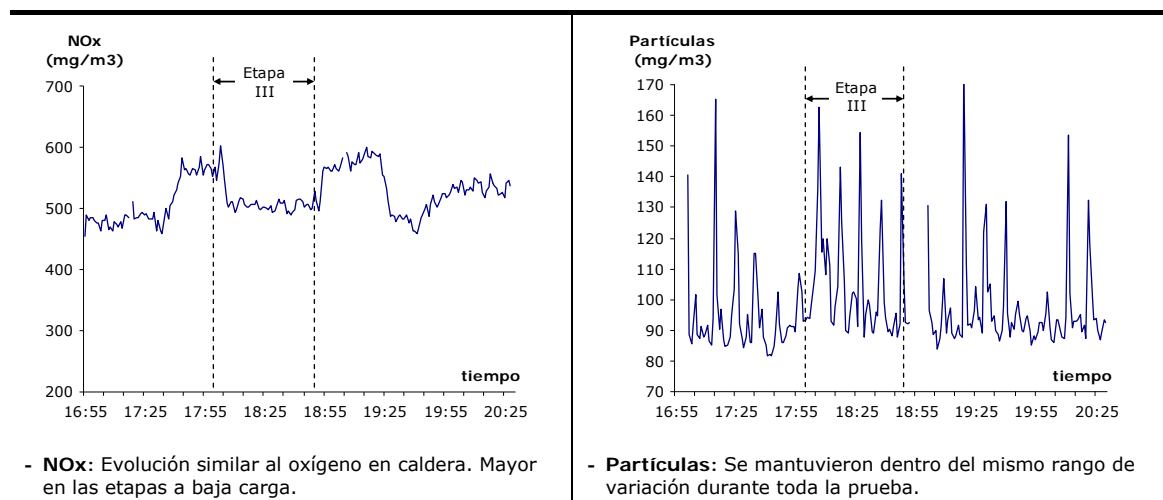
IV.15.4 Evolución de las emisiones en gases.



- CO. Disminuyeron a lo largo de la prueba, con una bajada más pronunciada en la etapa de co-combustión que se mantuvo posteriormente.



- SO₂. Las emisiones de SO₂ disminuyeron progresivamente en la etapa de co-combustión. En la etapa final con carbón las emisiones eran menores que en la primera etapa. Pudo influir el contenido en azufre del carbón.



IV.15.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.235	3.869	13,02	0,39	70,53	16,06	0,05	45,56	5,59	0,07	35,32
Muestra 2	4.255	3.883	13,39	0,32	69,86	16,43	0,04	45,39	5,66	0,08	35,12
Muestra 3	4.295	3.918	14,14	0,26	69,75	15,85	0,03	45,69	5,7	0,11	34,07
Promedio	4.262	3.890	13,52	0,32	70,05	16,11	0,04	45,55	5,65	0,09	34,84

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	5.308	5.089	5,11	22,56	32,51	39,82	4,63	54,44	3,70	0,97	8,59
Muestra 2	4.512	4.316	7,43	28,15	29,25	35,17	4,79	47,83	2,98	0,81	8,01
Muestra 3	5.432	5.214	4,46	23,55	32,24	39,75	4,71	55,93	3,76	1,00	6,58

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	3.759	3.500	18,87	27,24	29,32	24,57	5,31	39,62	2,90	0,52	5,53

IV.15.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba						
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,19	91,54	2,91	5,36	8,27
	Muestra 2	0,17	93,70	2,63	3,50	6,13
	Muestra 3	0,36	94,89	2,29	2,46	4,75
	Muestra 4	0,32	95,37	1,86	2,45	4,31
Cenizas volantes	Muestra 1	0,19	93,97	1,94	3,90	5,84
	Muestra 2	0,12	95,77	1,88	2,23	4,11
	Muestra 3	0,13	95,70	1,72	2,45	4,17
	Muestra 4	0,14	94,44	1,90	3,52	5,42

IV.16 Prueba 16

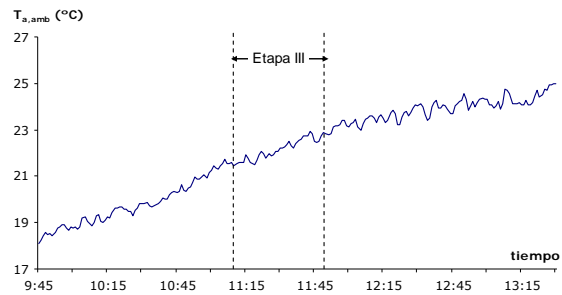
IV.16.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 30 de Mayo</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 09:45 h. - Bajada de carga: 10:50 h. - Inicio alimentación de biomasa: 11:10 h. - Final alimentación de biomasa: 11:50 h. - Subida de carga: 12:03 h. - Hora de finalización de la prueba: 13:30 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 5 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● Prueba por la mañana. ● Problemas con el sistema de alimentación de uno de los molinos de carbón que pudo influir en los cambios de carga. ● No se sopló caldera en toda la prueba.
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}): <ul style="list-style-type: none"> ● Los dos periodos de bajada de carga con mucha inestabilidad. ● El aumento con biomasa se realizó lentamente. De nuevo un máximo inicial hasta estabilizarse al final de la etapa. ● Tardó en empezar a bajar la carga una vez finalizada la alimentación de biomasa. ● Problemas para estabilizar la carga en la última etapa solo con carbón. 	

IV.16.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,\text{ent}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● El O_2 es algo mayor en la etapa de co-combustión que en las dos de funcionamiento solo con carbón, a pesar de que la carga fue similar en esta prueba. ● Aumenta en las dos etapas de baja carga de forma pronunciada. ● Los picos se encuentran directamente relacionados con la inestabilidad de la carga en esta prueba. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Evolución similar al oxígeno en caldera. ● Consigna: Todo parece indicar que se mantuvo el aire constante, aunque la inestabilidad de la carga durante toda la prueba no permite asegurarlo. 	
<ul style="list-style-type: none"> - Evolución de la temperatura de los gases a la salida del precalentador ($T_{g,\text{sal}}$). <ul style="list-style-type: none"> ● Se mantuvo entre los mismos valores durante toda la prueba con muy poca variación. ● Dos mínimos que coinciden con el final de las etapas a media carga. 	

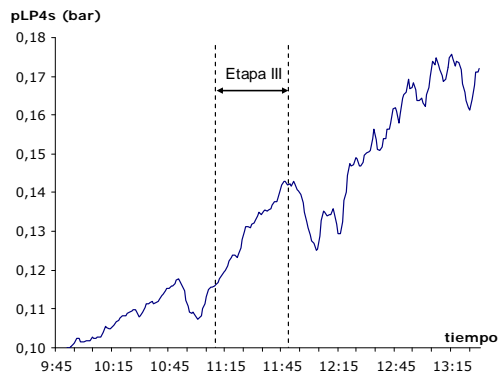
- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Temperatura elevada, por encima de 18 °C.
 - Además, aumentó progresivamente durante la prueba, hasta 7 °C.



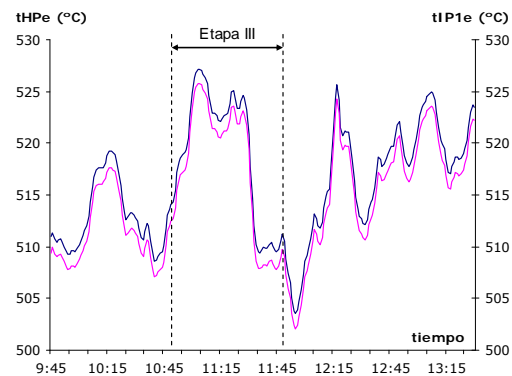
- Funcionamiento del precalentador aire-vapor En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 40^{\circ}\text{C}$

IV.16.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (pLP4s). Aumentó progresivamente durante toda la prueba, lo que muestra la relación directa entre esta presión y la temperatura ambiente. Solo dejó esta tendencia en las dos etapas de bajada de carga.

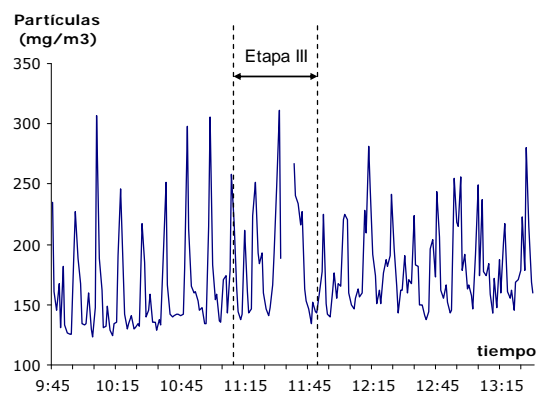


- Temp. de vapor vivo (tHPe) y Temp. de vapor recalentado (tIP1e). Evolución muy similar a la carga.



IV.16.4 Evolución de las emisiones en gases.

- El analizador no registró correctamente los datos. Solo se dispone de los valores de las emisiones de partículas dado que estas se registraban en el ordenador del SAD disponible en sala de control.



- **Partículas.** Prácticamente constantes durante toda la prueba, dentro del mismo rango de variación.

IV.16.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.541	4.205	5,83	0,47	77,39	16,31	0,02	48,40	5,80	0,21	39,27
Muestra 2	4.563	4.230	5,56	0,71	76,08	17,65	0,01	48,49	5,78	0,23	39,22
Muestra 3	4.601	4.272	5,55	0,70	76,67	17,08	0,02	48,50	5,70	0,19	39,33
Promedio	4.568	4.236	5,65	0,63	76,71	17,01	0,02	48,46	5,76	0,21	39,27

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.996	4.780	6,89	23,67	29,33	40,11	4,73	51,87	3,45	0,8	8,58
Muestra 2	5.078	4.867	5,40	23,56	28,99	42,05	4,70	53,72	3,51	0,89	8,23
Muestra 3	5.200	4.988	5,57	22,89	28,65	42,89	4,36	54,63	3,51	0,92	8,12

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	4.501	4.264	16,81	21,20	24,54	37,40	4,18	46,97	2,72	0,82	7,3

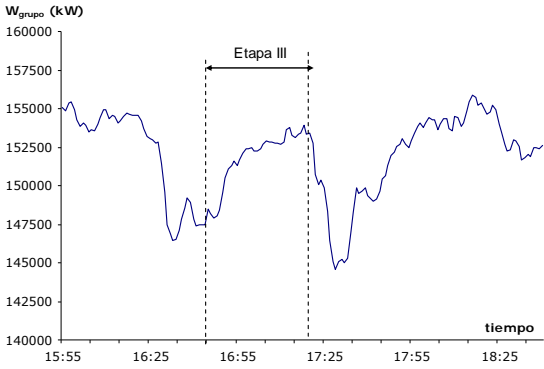
IV.16.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba

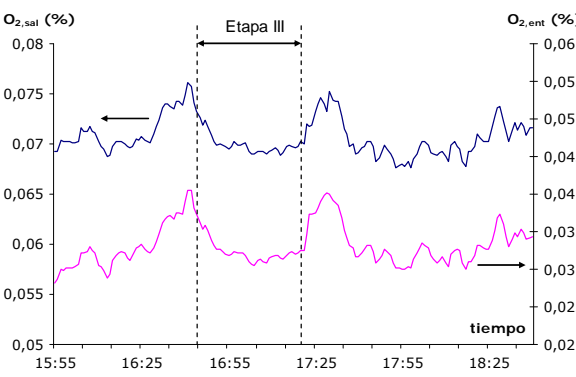
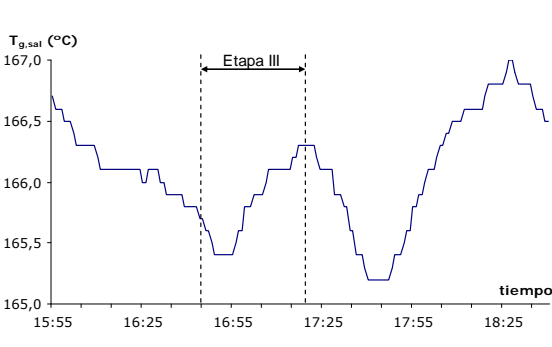
		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,11	98,94	0,54	0,41	0,95
	Muestra 2	0,14	99,45	0,41	0	0,41
	Muestra 3	0,15	99,29	0,51	0,05	0,56
Cenizas volantes	Muestra 1	0,41	95,72	3,53	0,34	3,87
	Muestra 2	0,31	96,81	2,22	0,66	2,88
	Muestra 3	0,63	93,18	5,26	0,93	6,19

IV.17. Prueba 17

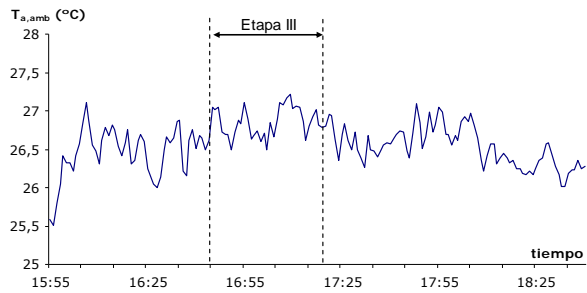
IV.17.1 Datos generales sobre la prueba.

<p>Fecha: 30 de Mayo</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hora de inicio de la prueba: 16:10 h. - Bajada de carga: 16:27 h. - Inicio alimentación de biomasa: 16:45 h. - Final alimentación de biomasa: 17:20 h. - Subida de carga: 17:34 h. - Hora de finalización de la prueba: 18:40 h. 	<p>Parámetros: Tamaño de partícula: 5 mm Humedad estimada: 5%</p> <p>Incidencias:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Prueba por la tarde. • No se sopló caldera en toda la prueba.
<p>- Evolución de la carga durante la prueba (W_{grupo}):</p> <ul style="list-style-type: none"> • En co-combustión, no se consiguió subir con biomasa hasta los niveles con solo carbón hasta el final de la etapa de co-combustión. • Las etapas de baja carga muy inestables. 	

IV.17.2 Evolución de los parámetros de operación del circuito aire-gases.

<p>- Evolución del O_2 a la salida de caldera ($O_{2,ent}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> • El O_2 es similar en las etapas de plena carga aunque algo superior en promedio en la etapa de co-combustión (no se llegó a dar la misma carga) • Aumenta en las dos bajadas de carga. 	
<p>- Evolución del O_2 en chimenea ($O_{2,sal}$).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Evolución similar al oxígeno en caldera. • Consigna: Todo parece indicar que se mantuvo constante el aire de entrada a caldera. 	

- Evolución de la temperatura ambiente ($T_{a,amb}$).
 - Prácticamente constante y bastante elevada durante toda la prueba.

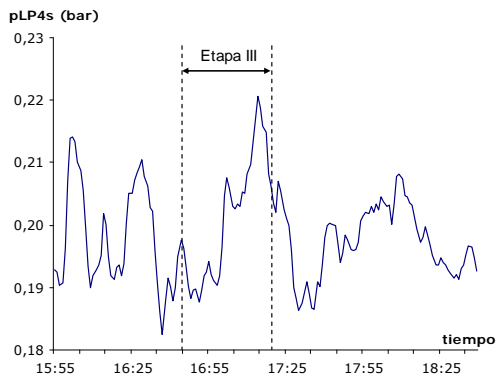


- Funcionamiento del precalentador aire-vapor

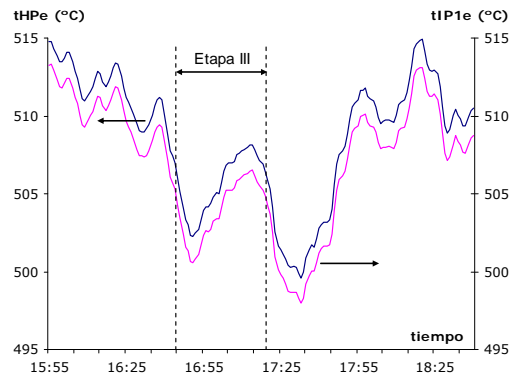
En funcionamiento, incremento de temperatura del aire $\approx 40^{\circ}\text{C}$

IV.17.3 Evolución de los parámetros de operación del ciclo.

- Presión de vacío (p_{LP4s}). Estable a lo largo de toda la prueba y algo mayor en co-combustión.

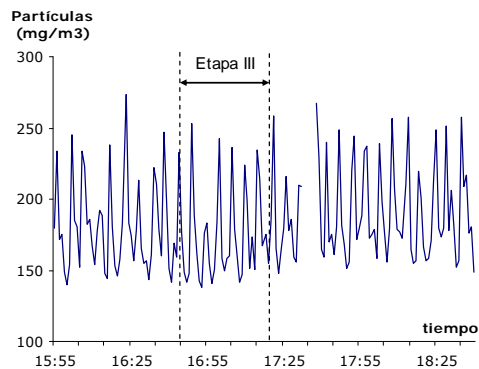


- Temp. de vapor vivo (t_{HPe}) y Temp. de vapor recalentado (t_{IP1e}). Evolucionan con la carga. Inferior en el etapa de co-combustión.



IV.17.4 Evolución de las emisiones en gases.

- El analizador no registró correctamente los datos. Solo se dispone de los valores de las emisiones de partículas dado que estas se registraban en el ordenador del SAD disponible en sala de control.



- **Partículas.** Prácticamente constantes durante toda la prueba, dentro del mismo rango de variación.

IV.17.5 Análisis de combustibles.

SOBRE LA BIOMASA:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de biomasa recogidas en la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	4.609	4.274	5,61	0,72	76,99	16,68	0,01	47,48	5,80	0,16	40,21
Muestra 2	4.527	4.195	5,91	0,64	76,91	16,54	0,01	48,23	5,72	0,32	39,16
Muestra 3	4.558	4.228	5,71	0,74	76,80	16,75	0,02	48,70	5,70	0,28	38,84
Promedio	4.565	4.232	5,74	0,70	76,90	16,66	0,01	48,14	5,74	0,25	39,40

Resultados del análisis granulométrico:

- No se realizó este análisis en esta prueba.

SOBRE EL CARBÓN:

Análisis elemental e inmediato de las muestras de carbón pulverizado recogidas durante la prueba (a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Muestra 1	5.197	4.987	5,56	22,77	28,09	43,58	4,23	54,87	3,49	0,95	8,13
Muestra 2	5.105	4.895	5,47	24,28	28,84	41,41	4,41	53,85	3,49	0,91	7,59
Muestra 3	4.888	4.682	6,09	25,34	28,58	39,99	4,85	51,36	3,33	0,83	8,19

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado el día de la prueba (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Carbón diario	4.501	4.264	16,81	21,20	24,54	37,40	4,18	46,97	2,72	0,82	7,3

IV.17.6 Análisis de las muestras de escorias y cenizas volantes.

Análisis inmediato de las muestras de escorias y cenizas volantes recogidas durante la prueba

		Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	Inq (%)
Escorias	Muestra 1	0,09	99,25	0,52	0,14	0,66
	Muestra 2	0,03	99,56	0,38	0,03	0,41
	Muestra 3	0,00	99,46	0,46	0,08	0,54
	Muestra 4	0,07	98,81	0,97	0,15	1,12
Cenizas volantes	Muestra 1	0,14	97,6	1,47	0,79	2,26
	Muestra 2	0,07	97,5	1,17	1,26	2,43
	Muestra 3	0,09	97,86	1,06	0,99	2,05
	Muestra 4	0,28	97,86	1,16	0,7	1,86

ANEXO V

MÉTODO GENERAL PARA LA CLASIFICACIÓN DE FLUJOS.

Según queda reflejado tanto en el Anexo I como en distintos capítulos de esta tesis la caldera en la que se llevaron a cabo las pruebas de co-combustión así como gran parte de los equipos que componen el circuito aire-gases de la planta se encuentran ubicados dentro de un edificio y no a la intemperie como suele ser lo habitual. Por otro lado, el aire necesario para la combustión se toma del interior de ese edificio, de forma que se encuentra a una temperatura mayor que la ambiente. A este tipo de calderas se les ha denominado, en el ámbito de esta tesis, *calderas interiores* para diferenciarlas de las que se encuentran al aire libre (calderas exteriores).

Cuando se planteó el cálculo del rendimiento de esta caldera interior aplicando la norma PTC 4.1 1964 (ASME, 1964) y su posterior revisión PTC 4-1998 (ASME, 1998), se comprobó cierta ambigüedad a la hora de cuantificar la energía que aportaba el aire a caldera. El hecho de que este no cruzara la frontera a temperatura ambiente, sino una vez que había aumentado su temperatura aprovechando las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de caldera y otros posibles flujos de calor, dificultaba el cálculo del rendimiento. En este contexto se planteó estimar el rendimiento utilizando un método que facilitara llegar a aplicar dicha normativa al cálculo de sistemas energéticos particulares y con ello, superar dicha ambigüedad. El método, que se presenta detalladamente en este anexo, se basa en una correcta definición y una asignación ordenada del tipo de flujos que atraviesan la frontera, permitiendo calcular el rendimiento energético de una unidad de generación de calor independientemente de la frontera elegida. El primer apartado recoge la definición de los distintos tipos de flujos, los pasos a seguir para aplicar el método así como la resolución de un ejemplo mediante el mismo.

En el segundo apartado se utiliza este método para el cálculo del rendimiento de calderas interiores aplicándola a distintas fronteras y se obtiene la expresión general que se usará en esta tesis para el cálculo del rendimiento de la caldera analizada.

V.1 Descripción y aplicación del método.

V.1.1 Definición.

Por su propia definición, el rendimiento energético de cualquier equipo o sistema informa de cual es el porcentaje, de toda la energía que recibe, que llega a transformarse en energía útil. Partiendo de una instalación para la obtención de una energía útil U , como la que se muestra en la Figura V.1, en la que existan una o varias unidades relacionadas entre sí y capaces de generar dicha energía, se pretende calcular el rendimiento (η) de una de ellas, a la que se denominará *unidad principal*. El resto tendrán su propio rendimiento, en este caso conocido (η').

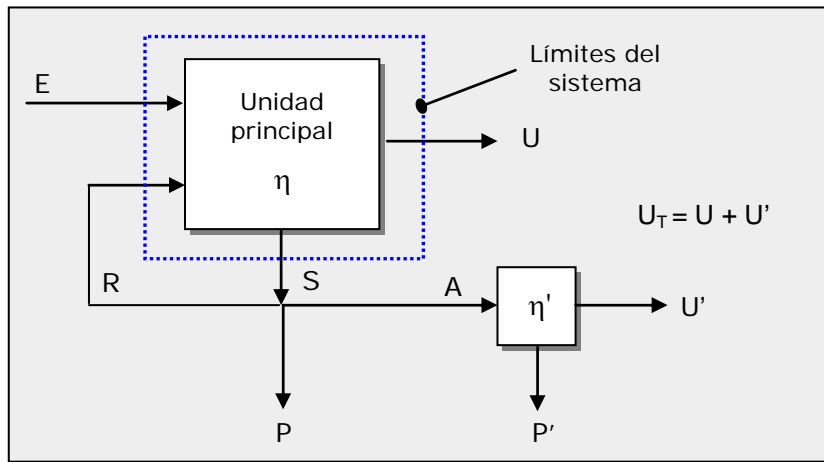


Figura V.1. Esquema general de una instalación que genera energía útil (U)

El primer paso para poder calcular el rendimiento es definir los límites del sistema, es decir, la frontera. Esta debe incluir siempre a la *unidad principal* y en ella pueden estar o no el resto de unidades o subsistemas. Para el primer análisis se va a tomar como sistema exclusivamente a la propia unidad principal (ver Figura V.1.)

El siguiente paso es analizar qué tipos de flujos de energía atraviesan esa frontera (salen o entran). Según la figura, existen unas *entradas* (E) cuya característica común es que son flujos que no han estado en contacto con el sistema previamente (por ejemplo el combustible, la energía eléctrica que acciona ciertos equipos, etc.). A través de la frontera salen, además de la *energía útil* (U), una serie de flujos que van a denominarse *salidas* (S). De estas, una parte se pierden directamente (es lo que se definirá como *pérdidas* (P)), otras vuelven al sistema sin sufrir ningún tipo de transformación (*recirculaciones* (R)) y existiría un tercer tipo, que se denominará *aprovechamientos* (A). Estos últimos flujos de salida o bien vuelven al sistema tras sufrir una transformación o bien parte o toda su energía se utiliza en otra unidad con rendimiento η' para producir también energía útil, en este caso puede o no volver de nuevo al sistema. Según estas definiciones, y atendiendo a la Figura V.1, el valor de la energía útil y de las pérdidas podrían obtenerse según las expresiones (V.1) y (V.2).

$$(V.1) \quad U_T = U + U' = E - P - P'$$

$$(V.2) \quad P = S - R - A \quad P' = A \cdot (1 - \eta')$$

El rendimiento energético puede calcularse como la relación entre la energía útil y la energía total que entra al sistema. A su vez la energía útil puede calcularse según la ecuación (V.1), es decir, como la diferencia entre la energía total y las pérdidas. El rendimiento se obtendría según la ecuación (V.3).

$$(V.3) \quad \eta = \frac{U}{E} = \frac{E-P-P'}{E}$$

Sustituyendo el valor de P y P' por las expresiones mostradas en la ecuación (V.2), la expresión final para el cálculo del rendimiento sería la ecuación (V.4).

$$(V.4) \quad \eta = \frac{E-S+R+A-A*(1-\eta')}{E} = \frac{E-S+R+A*\eta'}{E}$$

Atendiendo a las definiciones anteriores puede aplicarse la expresión (V.4) al mismo sistema pero utilizando otras fronteras. En la Figura V.2 aparecen señaladas tres posibles fronteras o límites del sistema (A, B y C). En la Tabla V.1 se muestran las entradas, salidas, recirculaciones y aprovechamiento asignados para cada una de las tres fronteras, atendiendo a las definiciones que para estos flujos de energía se han presentado anteriormente. A partir de estos valores y aplicando la ecuación (V.4) se ha calculado el rendimiento final, que, como puede comprobarse, es el mismo en los tres casos.

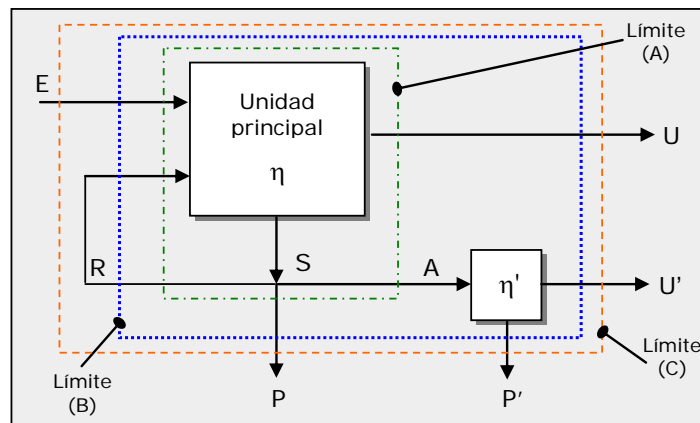


Figura V.2. Esquema general. Fronteras de cálculo

Tabla V.1. Estimación del rendimiento de la unidad principal para distintas fronteras

	Frontera A	Frontera B	Frontera C
Entradas (E₁)	E	E	E
Salidas (S₁)	P+A+R	P+P'+R	P+P'
Recirculaciones (R₁)	R	R	-
Aprovechamiento (A₁)	A	-	-
$\eta = \frac{E_1 - S_1 + R_1 + A_1 \cdot \eta'}{E_1}$	$\eta = \frac{E - P - A - R + R + A \cdot \eta'}{E}$	$\eta = \frac{E - P - P' - R + R}{E}$	$\eta = \frac{E - P - P'}{E}$
Relaciones que hay que tener en cuenta	P=S-R-A	P=S-R-A P'=A · (1-η')	P=S-R-A P'=A · (1-η')
η (de la unidad principal)	$\eta = \frac{E - S + R + A \cdot \eta'}{E}$	$\eta = \frac{E - S + R + A \cdot \eta'}{E}$	$\eta = \frac{E - S + R + A \cdot \eta'}{E}$

A la vista de los resultados mostrados en la Tabla V.1 con este nuevo método para el cálculo del rendimiento de una unidad de generación de calor, este es independiente de cómo se defina la frontera siempre que dicha unidad esté dentro de ella y se consideren todas las unidades que generan la misma energía útil, estén o no dentro de la frontera. Los pasos que debe seguirse son:

- 1° Definición de la ENERGÍA UTIL.
- 2° Definición de la UNIDAD PRINCIPAL.
- 3° Determinar OTRAS UNIDADES, relacionadas con la unidad principal, y que pueden o no generar la misma energía útil.
- 4° Elegir el SISTEMA.
- 5° Análisis de la tipología de los FLUJOS de energía que cruzan la frontera.
- 6° Aplicación de la expresión para el CÁLCULO del RENDIMIENTO (ecuación (V.4)).

Señalar que esta última expresión, cuando la unidad en la que se transforma el aprovechamiento tiene el mismo rendimiento que la unidad principal ($\eta = \eta'$), queda reducida a:

$$(V.5) \quad \eta = \frac{E - S + R}{E - A}$$

Para cada caso, resultará imprescindible analizar detenidamente de qué tipo de flujo se trata y aplicar correctamente su definición. Es precisamente este paso el que puede resultar más complicado. En la Tabla V.2 aparece recogida la definición de cada tipo de flujo.

Tabla V.2. Definición de los cuatro tipos de flujos.

ENTRADA:	Todo flujo que entra al sistema sin haber tenido interacción con él previamente.
SALIDA:	Todo flujo que abandona el sistema que no es energía útil.
RECIRCULACIÓN:	Aquella salida que vuelve a entrar al sistema directamente, es decir sin variar sus características en un equipo externo.
APROVECHAMIENTO:	Aquella salida que vuelve al sistema tras sufrir una transformación o que se utiliza en otra unidad externa

El hecho de que el resultado obtenido sea independiente de la frontera facilita el cálculo del rendimiento, ya que puede elegirse aquella frontera para la que resulte más sencillo conocer los flujos de entrada y salida. Además, una vez conocido el rendimiento se puede aplicar a otra frontera y calcular la energía de otros flujos difíciles de medir o estimar.

En el siguiente apartado se va a resolver un caso sencillo con el fin de clarificar cada uno de los términos definidos.

V.1.2 Ejemplo

Sea una planta en la que se tienen unas necesidades de agua y aire caliente para el proceso (energía útil). Se utiliza, para la obtención del agua, una caldera de gas natural en la que el aire entra a temperatura ambiente. Los gases de combustión salen a alta temperatura (T_1) y con cierto contenido en oxígeno por lo que parte de los mismos se vuelven a introducir en la caldera para aumentar la temperatura y aprovecharlos, el resto pasan a un segundo equipo. Se trata de un intercambiador aire-gases, con un rendimiento η' conocido⁴⁶, donde la energía de los gases de combustión se aprovecha para calentar aire necesario en planta. En este equipo, al igual que en la caldera de gas natural existen una serie de pérdidas de energía (L_{int}).

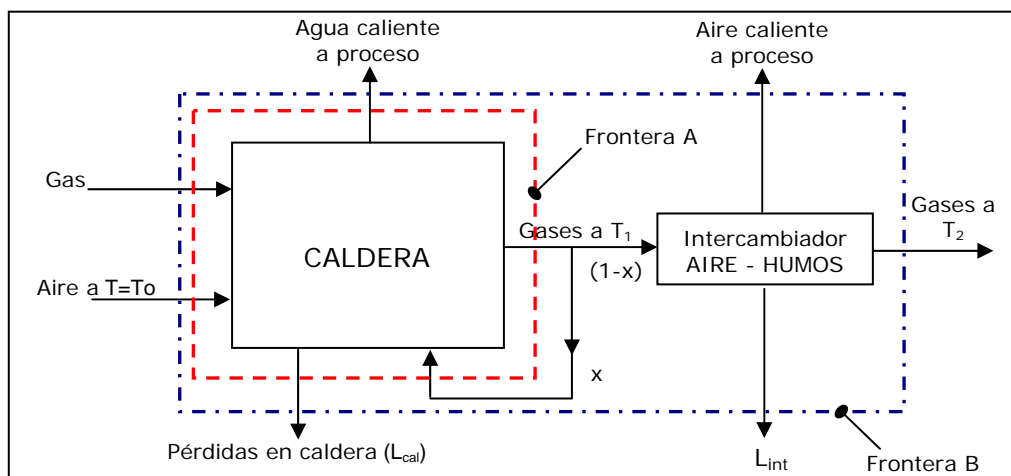


Figura V.3. Ejemplo.

La unidad principal en este caso sería la caldera, equipo del que se quiere calcular el rendimiento. Se van a definir dos posibles sistemas: uno en el que solo estaría la unidad principal, frontera A, y un segundo que incluiría a los dos equipos, frontera B. En la Tabla V.3 aparece cómo deben considerarse los flujos que cruzan cada una de las fronteras fijadas. Aplicando la ecuación (V.4) se calcula el rendimiento. Puede comprobarse como en ambos casos el resultado final es el mismo.

Se comprueba de nuevo como, si se consideran correctamente los distintos flujos atendiendo a las definiciones de *Entrada*, *Salida*, *Recirculación* y *Aprovechamiento*, el rendimiento que se obtiene para la unidad principal del sistema resulta independiente de la frontera elegida para su cálculo, lo que permitirá elegir aquella frontera para la que resulte más sencillo interpretar u obtener los flujos. Por otra parte, esto supone también que sea posible calcular la energía de ciertos flujos indirectamente. En el ejemplo anterior podría existir dificultad en medir la energía que llevan los gases a la salida de caldera por un problema de accesibilidad al conducto, pero sin embargo podría ser sencillo medir las propiedades del gas a la salida del intercambiador (en chimenea). Bastaría con calcular el rendimiento aplicando el método a la frontera B, y una vez calculado, aplicándolo de nuevo a la frontera A la única incógnita sería $G(T_1)$.

46 Se define el rendimiento energético del intercambiador como la relación entre lo que se obtiene (energía del aire caliente a proceso con respecto a una referencia) y lo que se gasta para conseguirlo (energía de los gases a T_1 respecto de la misma referencia). Los gases a T_2 no van a utilizarse por lo que se considera como una pérdida más.

Tabla V.3. Resolución de ejemplo aplicando el método de clasificación de flujos

Energía util	
Agua y aire caliente	
Unidad principal:	
Caldera para la producción de agua caliente	
Resto de unidades	
Intercambiador Aire-Gases	
Sistema a estudio:	
Caldera Frontera A: - - - - -	Caldera + Intercambiador Aire-Gases Frontera B:
Obtención de los términos (en kJ. por kg. de combustible)	
E: Energía del Gas Natural + Energía del Aire a T_0 = GN + A(T_0) S: Energía de los Gases a T_1 + Pérdidas en la caldera = G(T_1) + L_{cal} R: x * Energía de los Gases a T_1 = x * G(T_1) A: (1-x)*Energía de los Gases a T_1 * η' = (1-x) * G(T_1) * η'	E: Energía del Gas Natural + Energía del Aire a T_0 = GN + A(T_0) S: Energía de los Gases a T_2 + Pérdidas en la caldera + Pérdidas en el intercambiador = G(T_2) + L_{cal} + L_{int} R: No hay A: No hay
Cálculo del rendimiento	
$\eta = \frac{GN + A(T_0) - L_{cal} + (1-x) * G(T_1) * (\eta' - 1)}{GN + Aire(T_0)}$	$\eta = \frac{GN + A(T_0) - L_{cal} - G(T_2) - L_{int}}{GN + Aire(T_0)}$
Observaciones	
$\eta' = 1 - \frac{G(T_2) + L_{int}}{(1-x)G(T_1)} \rightarrow (1-x) * G(T_1) * (\eta' - 1) = -G(T_2) - L_{int}$	

V.2 Aplicación del método a calderas interiores.

V.2.1 Expresión general para el cálculo del rendimiento de calderas interiores.

En el capítulo 4 de esta tesis se ha explicado la ambigüedad que presenta la norma ASME PTC 4-1998 (ASME, 1998) a la hora de calcular el rendimiento de calderas interiores, es decir, aquellas calderas que se encuentran ubicadas dentro de un edificio, y en las que el aire no entra al circuito aire-gases a temperatura ambiente sino que se toma del propio edificio donde ya ha aumentado su temperatura gracias al aprovechamiento tanto de las pérdidas de radiación y convección a través de las paredes de caldera como de otros flujos. Una alternativa posible es calcular el rendimiento aplicando el método presentado en el apartado anterior. La Figura V.4 representa un esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. En esta figura están señalados los valores de los distintos flujos de energía que se van a considerar. U sería la energía que lleva el vapor y que posteriormente se aprovechará en el ciclo. $PC_{combustible}$ es la energía que entra a caldera con el combustible. B_{CAV} , B_{VTF} y B_{AUX} es energía que se aporta al aire a su paso por el ventilador de tiro forzado, por el precalentador aire gases y por el sistema de molienda respectivamente. Por último, dentro de las pérdidas se ha distinguido entre L_G que sería la energía que llevan los gases tras su paso por el precalentador aire-gases, L_β que son las pérdidas por radiación y convección a través de las paredes de

caldera y L_i que englobaría al resto de pérdidas. Además, se considerará $B_a(T_i)$ como la energía del aire en el punto en el que se esté midiendo la temperatura T_i . La frontera elegida en primer lugar para calcular el rendimiento será el propio edificio en cuyo interior se encuentran todos los equipos.

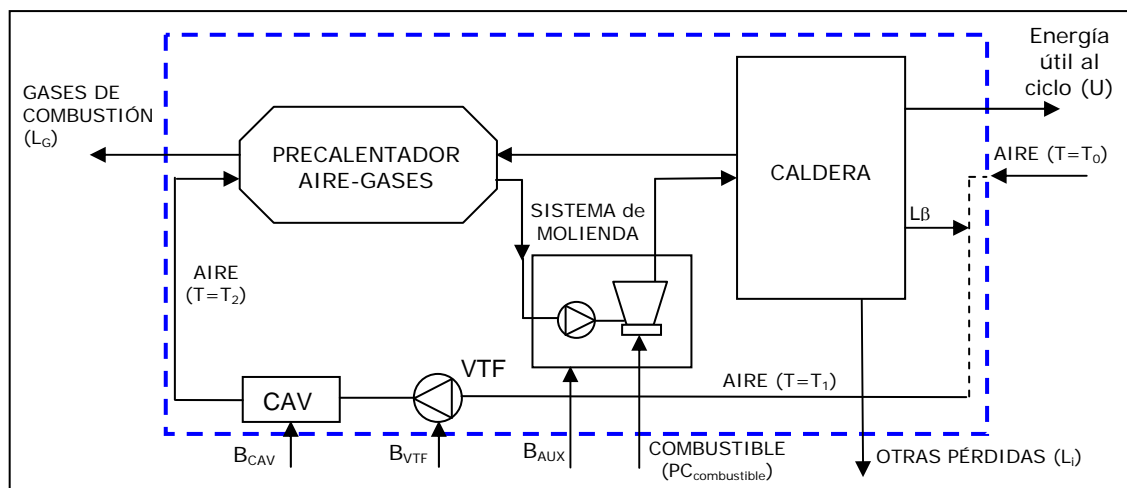


Figura V.4 Esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. Frontera Edificio de Caldera.

Siguiendo los pasos definidos en el apartado anterior el rendimiento se obtiene como:

- 1° ENERGÍA ÚTIL. Calor absorbido por el vapor del ciclo en la caldera (U).
- 2° UNIDAD PRINCIPAL. La caldera propiamente dicha.
- 3° OTRAS UNIDADES. El precalentador aire-gases, el sistema de molienda, el precalentador aire-vapor y el ventilador de tiro forzado.
- 4° SISTEMA DE CÁLCULO. En este caso se van a considerar, todos los equipos que se encuentran dentro del edificio de caldera, tomando como frontera dicho edificio.
- 5° Definición de FLUJOS:

ENTRADAS: Los flujos de energía que cruzan la frontera sin haber tenido interacción previa con el sistema son: el combustible ($PC_{combustible}$), el aire a temperatura ambiente ($B_a(T_0)$), el vapor de los precalentadores aire vapor (B_{CAV}), la energía eléctrica de accionamiento de los VTF (B_{VTF}) y la del sistema de molienda (B_{AUX}).

$$(V.6) \quad E = PC_{combustible} + B_a(T_0) + B_{CAV} + B_{VTF} + B_{AUX}$$

SALIDAS: Los flujos que abandonan el sistema cruzando la frontera son, por un lado, los gases de combustión, cuya energía coincide con las pérdidas denominadas pérdidas por calor sensible en gases (L_G), y, por otro, el término que se ha definido como resto de pérdidas. Señalar que, las pérdidas por radiación y convección no cruzan en este caso la frontera porque se considera que se utilizan íntegramente para calentar el aire, por lo que no aparecen como una salida.

$$(V.7) \quad S = L_G + L_i$$

RECIRCULACIONES: No existen, ya que ninguna de las salidas vuelve a entrar directamente al sistema.

APROVECHAMIENTOS: No existen, ninguna de las salidas se aprovecha en un equipo externo para producir energía útil, ni vuelve al sistema habiendo sufrido una transformación.

6° Cálculo del rendimiento: Aplicando la ecuación (V.4), el rendimiento quedará como:

$$(V.8) \quad \eta = \frac{E - S + R + A \cdot \eta'}{E} = \frac{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX} - L_G - L_i}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX}}$$

Si se agrupan los términos convenientemente, la expresión final obtenida para el cálculo del rendimiento queda como sigue:

$$(V.9) \quad \eta = 1 - \frac{L_G + L_i}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX}}$$

¿Cómo se aplicaría este método si se utilizara como frontera la definida por la norma ASME PTC 4-1998 (ASME, 1998)? Retomando el esquema de la planta la nueva frontera sería la señalada en la Figura V.5. Como resulta evidente, la unidad principal, el resto de unidades y la energía útil siguen siendo las mismas, lo que cambia es el sistema de cálculo y cómo considerar los flujos.

Siguiendo, por tanto, con el método expuesto:

4° SISTEMA DE CÁLCULO: En este caso el sistema lo componen la caldera, el sistema de molienda y el precalentador aire gases.

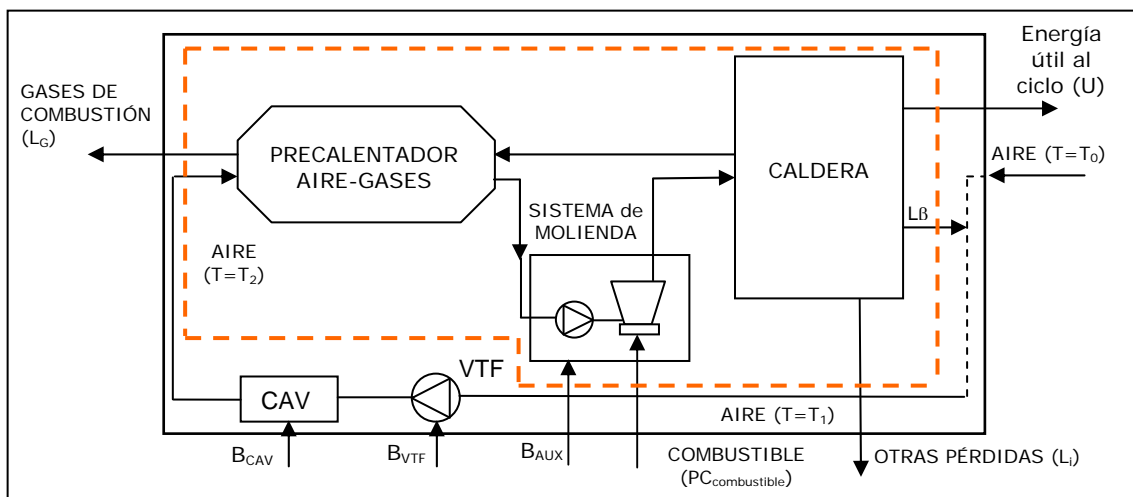


Figura V.5 Esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. Frontera ASME

5° Definición de flujos:

ENTRADAS: Los flujos de energía que cruzan la frontera sin haber tenido interacción previa son solamente: el combustible ($PC_{\text{combustible}}$), la energía eléctrica de accionamiento del sistema de molienda (B_{AUX}) y el aire, ahora a temperatura T_2 ($B_a(T_2)$),

$$(V.10) \quad E = PC_{\text{combustible}} + B_a(T_2) + B_{\text{AUX}}$$

SALIDAS: Los flujos que abandonan el nuevo sistema son los gases de combustión, las pérdidas por radiación y convección, y el resto de pérdidas.

$$(V.11) \quad S = L_G + L_\beta + L_i$$

RECIRCULACIONES: No existen, ya que ninguna de las salidas vuelve a entrar directamente al sistema.

APROVECHAMIENTOS: En este caso la pérdidas por radiación y convección (L_β) cruzan la frontera como salida, pero se utilizan para incrementar la temperatura del aire. Suponiendo que toda la energía de las pérdidas por radiación y convección llega a la caldera junto con el aire, el rendimiento con el que dicha salida se transforma en energía útil es el de la propia caldera. Hay que tener en cuenta que aunque vuelvan a la unidad principal no pueden considerarse recirculaciones, ya que no lo hacen directamente.

$$(V.12) \quad A = L_\beta$$

6° Cálculo del rendimiento: Aplicando la ecuación (V.4), el rendimiento quedará como:

$$(V.13) \quad \eta = \frac{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_2) + B_{\text{AUX}} - L_{G_i} - L_i - L_\beta + L_\beta \cdot \eta}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_2) + B_{\text{AUX}}}$$

Teniendo en cuenta que la energía que lleva el aire a T_2 es igual a la que llevaba a T_0 más los aportes que reciba en el camino, $B_a(T_2)$ puede obtenerse como:

$$(V.14) \quad B_a(T_2) = B_a(T_0) + L_\beta + B_{\text{VTF}} + B_{\text{VAP}}$$

Sustituyendo esta última expresión en la ecuación (V.13) y reagrupando términos, se demuestra fácilmente que la expresión anterior es la misma que se había obtenido en la ecuación (V.9) al aplicar el método a otra frontera mucho más sencilla.

Se han definido otras tres posibles fronteras y se ha calculado el rendimiento de caldera aplicando el mismo método con cada una. En las siguientes figuras y tablas aparece recogida la aplicación del método a cada una de ellas.

Para cada frontera se han definido y asignado los distintos flujos. En todos los casos, sustituyendo en la expresión (V.4) y agrupando convenientemente los términos, la expresión final obtenida para el cálculo del rendimiento sería la obtenida con la primera frontera analizada y que resulta ser la más sencilla (ecuación (V.9)).

• FRONTERA I:

En este caso, respecto al anterior, se considera dentro del sistema sólo el lado gases del precalentador aire gases. Para poder aplicar adecuadamente el método es necesario definir un nuevo flujo (Q) que sería la energía que ceden los gases al aire a su paso por el precalentador.

En la Tabla V.4 aparece el valor que tomarían cada uno de los flujos aplicando el método a esta frontera. La última fila recoge distintas relaciones que es necesario considerar para poder llegar a la expresión simplificada.

Es importante señalar que el rendimiento del aprovechamiento de Q se considera el de la propia caldera dado que es con ese rendimiento con el que la energía que aporta el aire se transforma en energía útil.

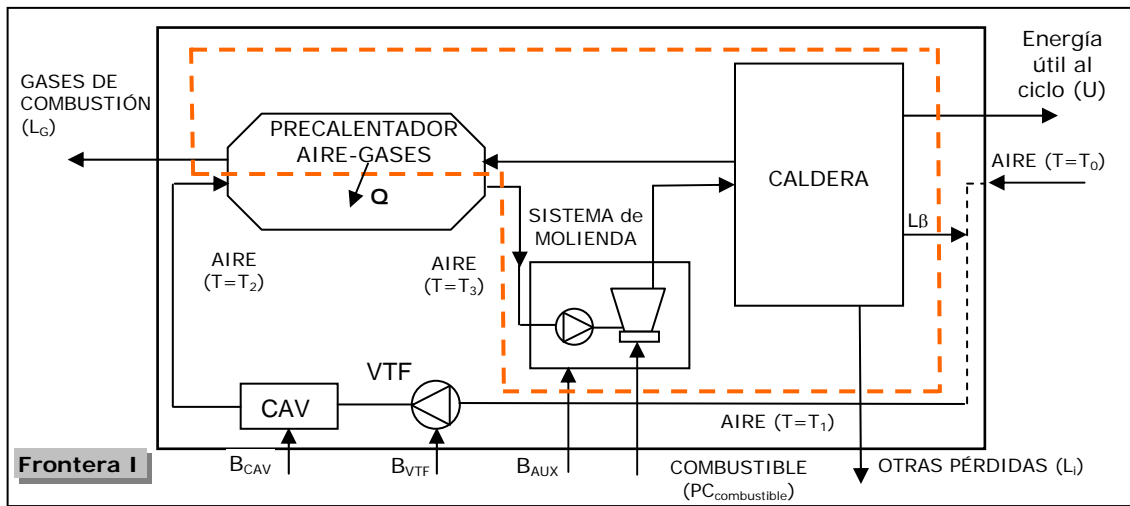


Figura V.6. Esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. Frontera I

Tabla V.4. Método aplicada a la Frontera I.

Frontera I	
Entradas (E)	$PC_{\text{combustible}} + Ba(T_3) + B_{\text{AUX}}$
Salidas (S)	$Q + L_G + L_{\beta} + L_i$
Recirculaciones (R)	-
Aprovechamiento (A)	$Q + L_{\beta}$
Relaciones que es necesario considerar	$Q = Ba(T_3) - Ba(T_2)$ $Ba(T_2) = Ba(T_0) + L_{\beta} + B_{\text{VTF}} + B_{\text{CAV}}$ $\eta' = \eta$

FRONTERA II:

En este caso se ha dejado fuera de la frontera de cálculo a todo el precalentador aire-gases, y se mantiene dentro de ella, además de a la caldera que siempre debe estar por ser la unidad principal, al sistema de molienda.

Los gases cruzarán la frontera con una energía distinta a L_G , que es la que se ha considerado en los casos anteriores, y que se va a denominar L'_G .

Si se observa la Figura V.7, ese flujo de salida puede considerarse como un aprovechamiento dado que se utiliza en el precalentador aire-gases para calentar el aire y que esa energía vuelva a caldera para generar la energía útil. Sin embargo, en este caso, a diferencia de los que se han presentado hasta el momento, solo parte de la energía que sale se puede considerar como aprovechamiento, la otra se pierde. En la Tabla V.5 está recogido como considerar ese flujo. El valor coincidiría con el flujo Q definido en la frontera anterior.

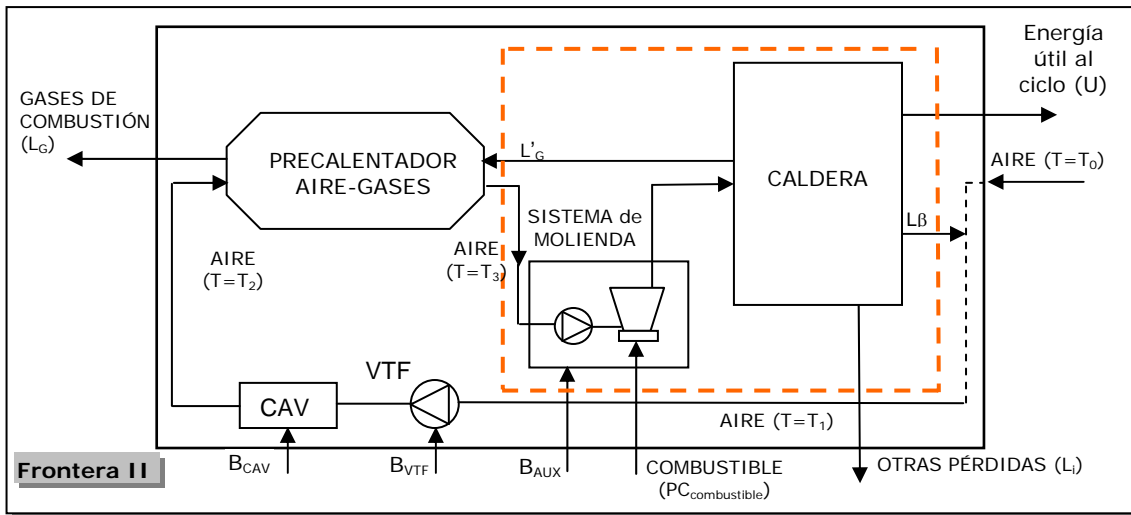


Figura V.7. Esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. Frontera II

Tabla V.5. Método aplicada a la Frontera II.

Frontera II	
Entradas (E)	$PC_{combustible} + B_a(T_3) + B_{AUX}$
Salidas (S)	$L'_G + L_\beta + L_i$
Recirculaciones (R)	-
Aprovechamiento (A)	$(L'_G - L_G) + L_\beta$
Relaciones que es necesario considerar	$L'_G - L_G = B_a(T_3) - B_a(T_2)$ $B_a(T_2) = B_a(T_0) + L_\beta + B_{VTF} + B_{CAV}$ $\eta' = \eta$

• FRONTERA III:

En este caso solo se encuentra dentro de la frontera la unidad principal. Las consideraciones en relación al aprovechamiento de la energía de los gases serían los mismos que en el caso de la frontera anterior.

En este caso puede surgir alguna duda de cómo considerar las entradas. Como puede verse en la Figura V.8, el único flujo que entra al sistema es el aire. Sin embargo, en este caso, a diferencia del resto, en ese punto además de aire está cruzando ya el carbón. Para simplificar se va a considerar como un único flujo que lleva una energía B. El carbón habrá aportado su energía a este flujo anteriormente.

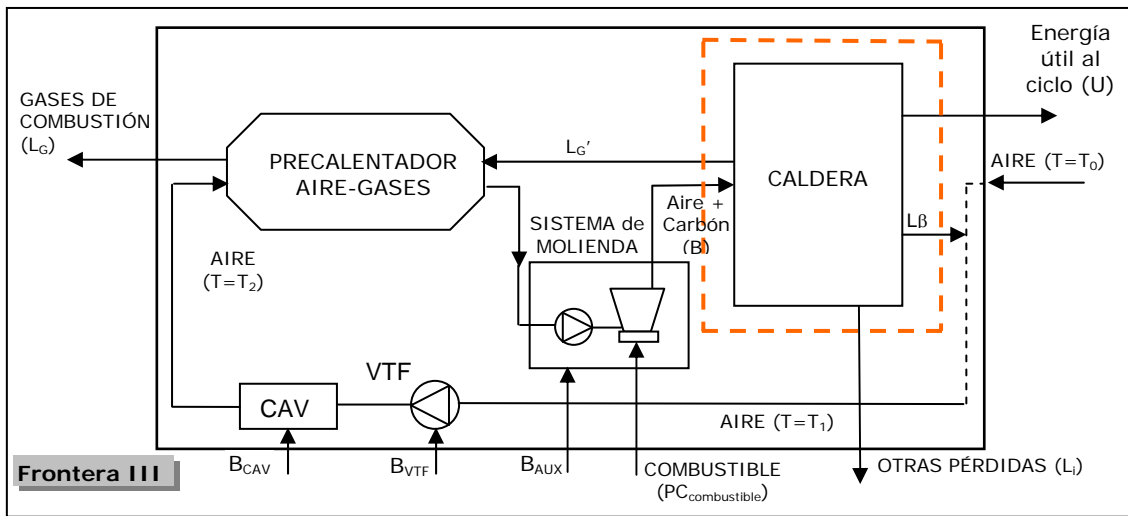


Figura V.8. Esquema simplificado del circuito aire-gases de una central térmica con caldera interior. Frontera III

Tabla V.6. Método aplicada a la Frontera III.

Frontera III	
Entradas (E)	B
Salidas (S)	$L_G' + L_\beta + L_i$
Recirculaciones (R)	-
Aprovechamiento (A)	$(L_G' - L_G) + L_\beta$
Relaciones que es necesario considerar	$L_G' - L_G = B_a(T_3) - B_a(T_2)$ $B = B_a(T_0) + L_\beta + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX} + PC_{combustible}$ $\eta' = \eta$

V.2.2 Interpretación y valoración del resultado obtenido.

A partir de la aplicación del método general para la clasificación de flujos, desarrollado en esta tesis, al caso particular de una caldera interior de una central térmica, la ecuación obtenida para el cálculo del rendimiento ha sido la siguiente.

$$(V.15) \quad \eta = 1 - \frac{L_G + L_i}{PC_{combustible} + B_a(T_0) + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX}}$$

¿Qué significa realmente esta ecuación? La expresión utilizada para el cálculo del rendimiento de una caldera aplicando el método de pérdidas separadas sería la que se muestra a continuación.

$$(V.16) \quad \eta = \frac{\text{Energía que entra al sistema} - \text{Pérdidas}}{\text{Energía que entra al sistema}} = \frac{E - L}{E} = 1 - \frac{L}{E}$$

Si se comparan los términos de estas dos expresiones se tiene que:

- Como pérdidas se están contabilizando todas excepto las de radiación y convección a través de las paredes de caldera.
- Como entradas de energía se tiene: La energía del combustible, los aportes externos (sistema de molienda, ventiladores de tiro forzado y precalentadores aire-vapor), y por último la energía del aire a temperatura ambiente.

Dado que el aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección es una mejora del sistema, hay que comprobar si esta forma de considerarlas se refleja correctamente en el valor del rendimiento calculado, es decir si este es mayor que cuando no existe aprovechamiento. Hay que comparar el valor que se obtendría con la ecuación (V.15), con el calculado para la misma caldera, con los mismos equipos, pero sin existir el edificio de caldera, es decir, si se tratara de una caldera exterior. Para que las condiciones de funcionamiento no varíen en las dos situaciones comparadas, el aire debe llegar a caldera a la misma temperatura. Para ello en la situación de caldera exterior el aire sufrirá un aporte de calor equivalente al aprovechamiento de las pérdidas por radiación y convección (Figura V.9).

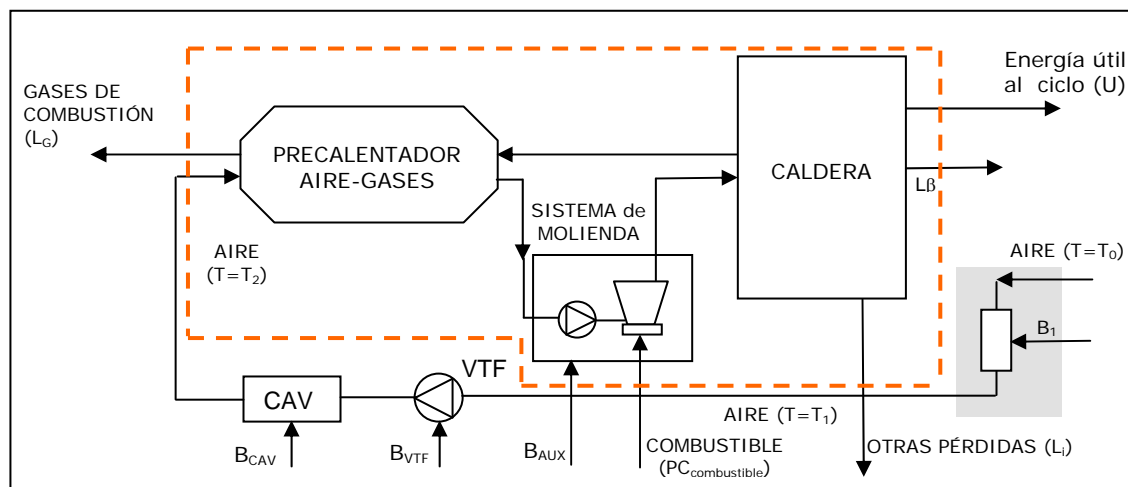


Figura V.9 Esquema del circuito aire-gases considerando la caldera exterior equivalente.

Aplicando la norma, la expresión del rendimiento quedaría ahora como:

$$(V.17) \quad \eta_2 = 1 - \frac{L_{Gi} + L_i + L_\beta}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_1 + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX}}$$

donde, según lo expuesto y con el fin de que el aire llegue a la misma temperatura en las dos situaciones comparadas, B_1 debe coincidir con las pérdidas por radiación y convección (L_β) de la caldera interior:

$$(V.18) \quad B_1 = L_\beta$$

Teniendo en cuenta esta condición, simplificando y reorganizando términos, a partir de las ecuaciones (V.15), (V.17) y (V.18), se llega a la siguiente expresión:

$$(V.19) \quad \eta_2 = \eta_1 \cdot \frac{(PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX})}{PC_{\text{combustible}} + B_a(T_0) + B_1 + B_{VTF} + B_{CAV} + B_{AUX}}$$

donde η_1 es el rendimiento de una caldera interior calculado según la expresión I.15. Puede comprobarse que el segundo factor es menor que uno al aparecer en el denominador el término B_1 , por lo que se cumple que

$$(V.20) \quad \eta_2 < \eta_1$$

es decir, el rendimiento calculado a partir de la aplicación de la norma para esta nueva caldera exterior (con aporte externo para precalentar el aire) es menor que el rendimiento obtenido para la caldera interior según la interpretación dada al aprovechamiento de pérdidas, por lo que puede concluirse que dicha interpretación resulta adecuada, ya que dicho aprovechamiento queda reflejado como una mejora del rendimiento.

ANEXO VI

SIMULACIÓN DEL PRECALENTADOR AIRE-GASES

Cuando se calcula el rendimiento energético de una caldera se considera que el aire está a temperatura ambiente y que se va calentado a su paso por el circuito aire-gases hasta la temperatura a la que cruza la frontera. Sin embargo, aunque dicho cálculo es totalmente válido, cuando lo que se pretende es comparar el rendimiento de la misma caldera en situaciones en las que las condiciones ambientales son diferentes es necesario obtener el valor del mismo suponiendo que en todos los casos el aire parte con la misma temperatura, la temperatura de referencia (25 °C). De esta forma se evita la influencia que dichas condiciones ambientales pudieran tener sobre el rendimiento estimado. Es lo que se denomina corrección del rendimiento por temperatura ambiente.

Si se aplica la metodología definida por la norma PTC 4-1998 (ASME, 1998) para solucionar la dependencia del rendimiento estimado con la temperatura ambiente, es necesario calcular el nuevo punto de funcionamiento del precalentador aire-gases, ya que éste se ve afectado por el cambio que se impone a las condiciones de entrada del aire. Para ello puede aplicarse el procedimiento dictado por la norma PTC 4.3 (ASME, 1968). Según recoge detalladamente el Capítulo 4 de esta tesis, al aplicar dicho procedimiento se llega a un sistema de ecuaciones que permite obtener la nueva temperatura de gases. Sin embargo, para poder resolver ese sistema es necesario conocer otros datos de la planta que no se habían utilizado hasta el momento (la temperatura del aire a la salida del precalentador o del gas a la entrada, por ejemplo) o bien otra ecuación que permita estimarlas. Dado que durante las pruebas de co-combustión no se registraron en continuo ninguno de esos valores, la solución adoptada ha sido realizar una simulación del funcionamiento del precalentador aire-gases, que permita estimar la eficiencia de este equipo a partir de ecuaciones de transferencia de calor y de su geometría. Dicha eficiencia

supondrá la ecuación adicional necesaria para obtener los nuevos valores y con ellos poder recalcular el rendimiento de caldera a la temperatura de referencia.

Este anexo recoge cómo se ha calculado la eficiencia del precalentador a partir de los trabajos desarrollados previamente por Monteagudo (1997) y Galve (2000) ajustados a las características particulares de la C.T. de Escucha. En el Anexo VII aparece el listado de ecuaciones necesarias para el cálculo, integrado dentro de la herramienta que se ha desarrollado para estimar el rendimiento de caldera.

VI.1 Cálculo de la eficiencia de un precalentador regenerativo.

V.1.1 El método ϵ -NTUo

El precalentador aire-gases en una central térmica tiene como objetivo aumentar la temperatura del aire que entra a la caldera recuperando parte de la energía que tienen los gases de combustión a la salida de la misma. Para este tipo de aplicaciones suelen utilizarse intercambiadores de calor compactos y regenerativos, que trabajan a contraflujo. La forma de transferir el calor de un fluido a otro es almacenándolo temporalmente en un acumulador o matriz. Este último suele estar formado por un conjunto de placas corrugadas de alta capacidad calorífica que son atravesadas alternativamente por el caudal de gases (flujo caliente) y el caudal de aire (flujo frío).

En la C. T. de Escucha se tienen dos precalentadores regenerativos de tipo Ljungström que calientan todo el aire (primario y secundario). En estos equipos la matriz es única y rotativa, de forma que, conforme gira, cada sector circular es atravesado cíclicamente por los flujos frío y caliente (Figura VI.1).

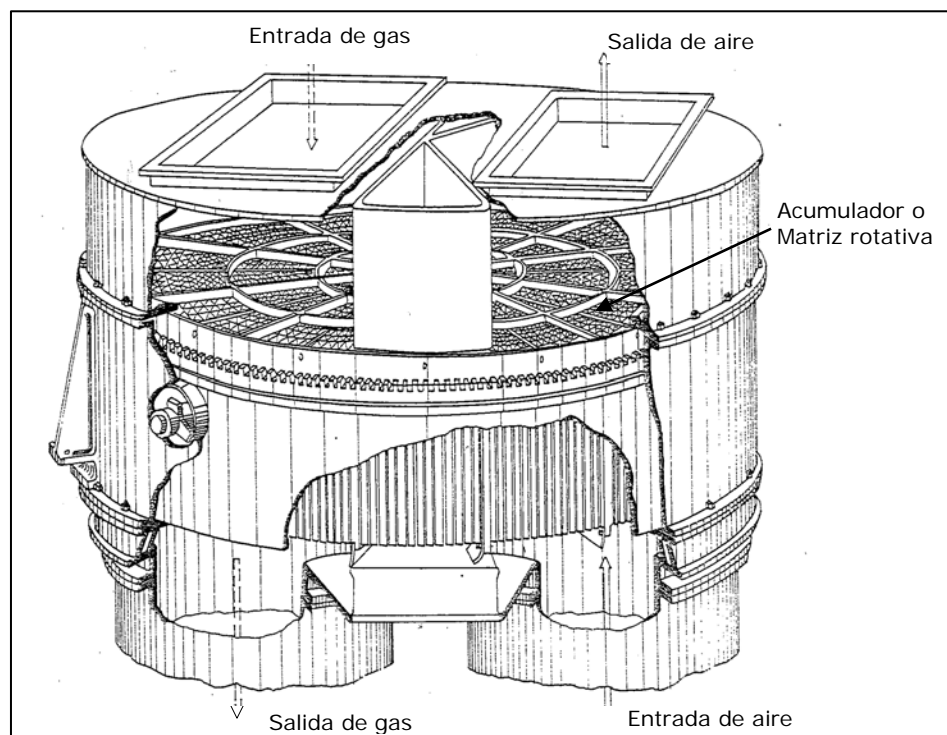


Figura VI.1. Esquema del precalentador regenerativo, tipo Ljungström de la C.T. de Escucha.

El intercambio tiene lugar primero entre la matriz metálica que absorbe calor del caudal de gases y posteriormente entre esta matriz y el caudal de aire que es el que finalmente se calienta. A diferencia de otro tipo de intercambiadores regenerativos, los flujos permanecen en una localización fija y en dirección paralela al eje de giro.

El parámetro que mejor define el funcionamiento de los intercambiadores es la eficiencia térmica. El método utilizado para calcularla cuando no se conocen todas las temperaturas de entrada y salida de los flujos es el denominado ε -NTU, que permite obtener la eficiencia a partir del estudio del proceso de transferencia de calor (Incropera y Dewitt, 1999).

En el caso de los precalentadores recuperativos en los que el intercambio de calor se realiza directamente de un fluido a otro, se define el coeficiente global de transferencia (U) y a partir de allí el parámetro NTU o número de unidades de transferencia de calor (ver ecuación (VI.1)). La eficiencia de este tipo de precalentadores se obtendrá en función de este parámetro, de las capacidades caloríficas C_{\min} y C_{\max} , que corresponden a la menor y la mayor de las capacidades caloríficas de los dos flujos, caliente y frío, y de la geometría (tipo de intercambiador y disposición de los flujos).

$$(VI.1) \quad NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad \varepsilon = f\left(NTU; \frac{C_{\min}}{C_{\max}}; \text{geometría}\right)$$

Sin embargo el cálculo no es tan sencillo en el caso de los precalentadores regenerativos ya que el proceso de transferencia de calor resulta mucho más complicado y es necesario tener en cuenta distintos aspectos intrínsecos a este tipo de equipos. El método utilizado en este caso es el ε -NTU₀ que permite, simulando el proceso de transferencia de calor en el precalentador regenerativo, estimar su eficiencia en función de la geometría y de las temperaturas de los flujos (Kays y London, 1984). Se va a mostrar de forma resumida en que consiste el método ε -NTU₀, así como las simplificaciones que se han realizado y que han sido validadas en otras aplicaciones (Monteagudo (1997), Galve (2000), Díez (2003)).

Las dos primeras consideraciones que hay que tener en cuenta son:

- Mientras que las principales teorías de intercambiadores regenerativos hacen referencia a equipos estáticos, en este caso se está trabajando con uno rotativo. Para poder aplicar dichas teorías a la situación particular de tener un equipo en movimiento, suponiendo que los procesos que tendrían lugar en la matriz estática se dan también en una pequeña fracción de la matriz rotativa, se divide esta última en 360 matrices estáticas equivalentes, cada una de las cuales abarcaría un grado de giro. El modelo se aplicará sobre un sector de la matriz, determinándose los periodos de giro (p) y el área de intercambio (A_i) según las ecuaciones (VI.2) y (VI.4) respectivamente. La Figura VI.2. muestra los parámetros geométricos necesarios para el cálculo de estas variables.

$$(VI.2) \quad p = \frac{A_{\text{paso}}}{A_{\text{frontal}}} \cdot \frac{2 \cdot \Pi}{\omega}$$

$$(VI.3) \quad A_{\text{frontal}} = \pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)$$

$$(VI.4) \quad A_i = \frac{A_{\text{total}}}{360}$$

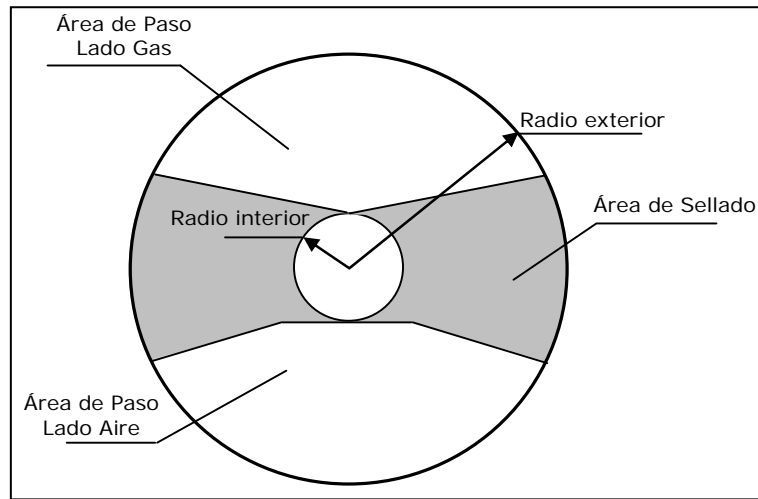


Figura VI.2. Parámetros geométricos del precalentador regenerativo simulado.

Este criterio arbitrario ha resultado suficientemente adecuado para aplicaciones que requieran mayor precisión que la del trabajo aquí presentado (Díez, 2003), por lo que se ha asumido como válido.

- Para el caso de los precalentadores regenerativos, como ya se ha señalado, la transferencia de calor no se realiza directamente de un fluido a otro sino que el intercambio tiene lugar alternativamente entre la matriz y los dos flujos. Por ello no es posible definir el coeficiente global de transferencia (U) y obtener el parámetro NTU . En este caso, para el cálculo de la eficiencia se define el parámetro NTU_0 (denominado "número *modificado* de unidades de transferencia de calor") que ahora depende del área de intercambio (A_i), de los coeficientes de convección (h_c y h_f) y de la capacidad calorífica mínima de ambos flujos. Este parámetro NTU_0 vendrá definido según la siguiente ecuación:

$$(VI.5) \quad NTU_0 = \frac{A_i}{C_{\min} \cdot p} \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f}} \right)$$

- Además de este parámetro, para el cálculo final de la eficiencia, se introduce la dependencia con la capacidad calorífica de la matriz (C_{matriz}), quedando la expresión funcional según la ecuación (VI.6):

$$(VI.6) \quad \varepsilon = f\left(NTU_0; \frac{C_{\min}}{C_{\max}}; \frac{C_{\text{matriz}}}{C_{\min}}\right)$$

Teniendo en cuenta todo lo expuesto, existen distintos autores que han obtenido correlaciones para el cálculo de la eficiencia energética de este tipo de precalentadores a partir de los métodos desarrollados para los recuperativos y que son válidas para distintos rangos de variación de los diferentes parámetros. Las expresiones que van a utilizarse en este caso son las presentadas por Razelos (Razelos, 1979) dado que presentan mayor precisión que otras y las condiciones de aplicación son menos restrictiva. Además han sido también las utilizadas en los

estudios ya mencionados anteriormente y en los que se basa este modelo (Monteagudo (1997), Galve (2000)). El valor de la eficiencia así obtenido se corrige posteriormente para tener en cuenta otros factores, tales como la conductividad longitudinal de la matriz, que pueden hacer que disminuya.

V.1.2 Coeficiente de convección

Para llegar a estimar la eficiencia de un precalentador regenerativo según acaba de explicarse, es necesario definir y calcular distintos parámetros geométricos (ver Figura VI.2) así como estimar las propiedades de los fluidos. Esto resulta bastante sencillo a partir de los datos facilitados por la planta y de las tablas disponibles en la herramienta de cálculo. Por otra parte, y como ya se ha señalado anteriormente, la transferencia de calor en este tipo de equipos se realiza principalmente por convección. A diferencia de lo que ocurre con otros tipos de intercambiadores, la compleja geometría de la matriz hace difícil la elección de una correlación adecuada para el cálculo de los coeficientes de convección, por lo que deben obtenerse a partir de valores reales de funcionamiento que permitan caracterizar cómo se realiza la transferencia de calor en cada caso en particular. La expresión general para el cálculo de los coeficientes de convección será:

$$(VI.7) \quad h = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_h}$$

donde h es el coeficiente de convección ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$),

λ es la conductividad térmica del fluido ($\text{kW/m} \cdot \text{K}$),

D_h es el diámetro hidráulico del perfil,

Nu es el Número de Nusselt.

Para buscar una correlación adecuada que permita obtener el número de Nusselt, es necesario fijar el tipo de flujo que se tiene. Los valores obtenidos para el número de Reynolds ($1500 < Re < 3500$) hacen prever que se está trabajando en la zona de transición. Sin embargo la geometría específica de las placas que forman la matriz del precalentador tiene como función romper la capa límite aumentando la turbulencia y con ella el coeficiente de convección, por ello se va a trabajar con correlaciones de régimen turbulento para convección forzada en el interior de conductos. La expresión general que va a utilizarse finalmente será:

$$(VI.8) \quad Nu = B \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^p$$

que corresponde a la expresión definida por Whitaker (1972) y donde se considera que la capa límite está continuamente destruyéndose. Respecto de dicha expresión, hay que tener en cuenta que:

- Todas las propiedades, excepto μ_s , se evalúan a la temperatura media de la capa límite y que corresponde, aproximadamente, a la media entre la temperatura de la pared y la temperatura media del fluido.

- **Re** es el número de Reynolds. El exponente **m** se va a determinar empíricamente a partir de datos de funcionamiento real y servirá para adecuar la correlación a las condiciones particulares de este precalentador. Su valor deberá encontrarse entre 0,5 y 1.
- **Pr** es el número de Prandtl. Su valor, para que esta expresión sea válida, debe encontrarse entre 0,48 y 592. El exponente **n** puede adoptar diferente valor para el aire (sometido a calentamiento) y para el gas (sometido a enfriamiento). Incropera y DeWitt (1999) proponen un valor de $n=0,3$ para calentamiento y de $n=0,4$ para enfriamiento.
- El último término de la expresión es un término corrector que permite introducir la influencia de la temperatura sobre la viscosidad, que afecta al campo de velocidades y éste a los intercambios superficie-fluido. μ es la viscosidad del fluido a la temperatura media antes definida, mientras que μ_s corresponde a la viscosidad evaluada a la temperatura media de la superficie. El valor del exponente **p** es 0,14.
- El valor de la constante **B** depende las características del flujo que atraviesa el precalentador y tiene relación con el grado de desarrollo de la capa límite. Por ello se ha tomado como valor de partida el utilizado por Galve (2000) para la simulación de los precalentadores de la C. T. de Andorra, ya que las temperaturas y caudales del aire y el gas que lo atraviesan son muy similares, así como la geometría. Al igual que el exponente **m**, esta constante se ajustará según la correlación obtenida a partir de datos de planta en funcionamiento real.

En el siguiente apartado se va a explicar el procedimiento seguido para obtener los parámetros **m** y **B** que caracterizarán el funcionamiento del precalentador que se está simulando.

VI.2 Estimación empírica del coeficiente de convección.

Según acaba de señalarse la compleja geometría que presentan los precalentadores regenerativos como el que aquí se está simulando dificulta la aplicación de las correlaciones habitualmente disponibles en la bibliografía para el cálculo de los coeficientes de convección. Por ello, es necesario determinar empíricamente, a partir de datos de funcionamiento real del equipo, los coeficientes **m** y **B** que aparecen en la ecuación (VI.8). Para ello, en este caso, se utilizaron los datos registrados durante las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en la central. En esos periodos el analizador de gases estaba en funcionamiento por lo que, además de los datos del sistema de adquisición, se dispone del valor de la temperatura de gases a la entrada del precalentador o salida de caldera, dato necesario para poder llevar a cabo el ajuste. El procedimiento seguido fue el siguiente:

1. Se calculó la eficiencia del precalentador (ϵ) a partir de la ecuación (VI.9), donde tanto la temperatura de entrada del aire como del gas eran dato. El resto de valores se estimaron utilizando la herramienta desarrollada para el cálculo de rendimiento de caldera y el modelo de ciclo⁴⁷.

⁴⁷ Con el fin de evitar repeticiones innecesarias se remite al lector al Capítulo 4 de esta tesis para cualquier información adicional sobre las herramientas de cálculo mencionadas.

$$(VI.9) \quad \varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{m_g \cdot [h_g(T_{g, \text{ent}}) - h_g(T_{g, \text{sal/c}})]}{m_a \cdot [h_a(T_{g, \text{ent}}) - h_a(T_{a, \text{ent}})]}$$

2. Una vez estimado el valor de la eficiencia del precalentador en cada momento, se simuló el comportamiento del precalentador utilizando el método descrito anteriormente. En este caso, tomando de nuevo como dato la temperatura de entrada del gas, la incógnita a calcular fue el valor del coeficiente **m** correspondiente al coeficiente de convección del aire⁴⁸. La expresión del coeficiente de convección en función del número de Reynolds quedaría según la ecuación (VI.10), donde C sería una constante que agruparía todos los términos independientes del caudal. Al coeficiente **B** se le asignó el valor señalado en el apartado anterior (B=0,07368 de Galve (2000)).

$$(VI.10) \quad h = C \cdot B \cdot \text{Re}^m$$

Para las series de datos en las que el analizador registró correctamente la temperatura de gases, se obtuvo el valor del exponente **m**, el número de Reynolds (**Re**) y el coeficiente de convección (**h_{aire}**). Los valores obtenidos se agruparon por rangos de variación del Reynolds de forma que el número de puntos incluido en cada uno de ellos fuera aproximadamente el mismo. En la Figura VI.3. se ha representado el valor del coeficiente de convección frente al número de Reynolds para cada uno de los rangos definidos.

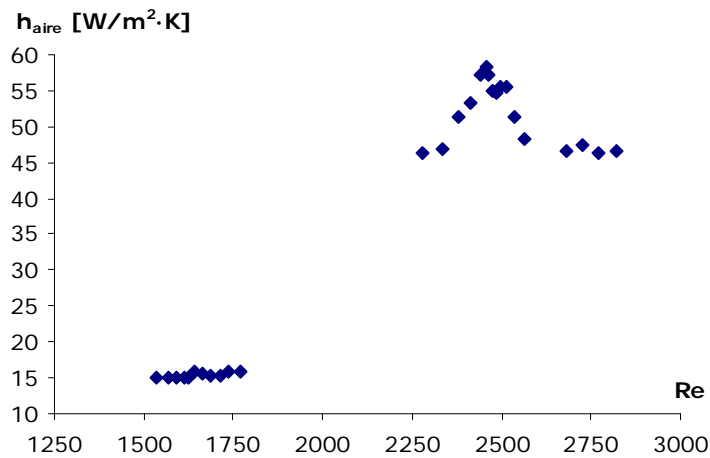


Figura VI.3. Ajuste del coeficiente m para el cálculo del coeficiente de convección a partir de datos de planta

Puede comprobarse que aparecen dos zonas bien diferenciadas. Los valores de la parte superior de la figura (Re > 2000) corresponden a los datos registrados durante las pruebas a plena carga, mientras que en la parte inferior (Re < 2000) se encuentran los de las pruebas a media carga. El ajuste de estos datos mediante una aproximación potencial como la mostrada en la ecuación (VI.10) resulta imposible si se quiere cumplir la condición de que el exponente **m** tome un valor comprendido entre 0,5 y 1.

⁴⁸ Sólo se ajusta uno de los dos coeficientes de convección (aire o gas) debido a que, como los valores de ambos coeficientes son muy similares, la expresión del NTU₀ se simplifica.

Si se revisan los resultados obtenidos, puede comprobarse que el valor del coeficiente **m** estimado en los dos tipos de pruebas, manteniendo **B** constante, es muy diferente. Mientras que en el caso de las pruebas a plena carga el valor promedio para este coeficiente sería 0,67, en las pruebas a media sería de 0,55. Atendiendo a la definición del número de Reynolds que ya tiene en cuenta la variación del coeficiente de convección con el caudal, el valor de **m** debe ser único cuando se realice la simulación de un mismo precalentador a distintas cargas (Arauzo, 1996), por lo que todo indica que no se están considerando todas las condiciones de funcionamiento adecuadamente.

Siguiendo con el análisis de resultados, se comprueba que la eficiencia del precalentador es mucho menor en las pruebas a media carga. En ellas el valor de la eficiencia no alcanza el 44%, mientras que en las pruebas a plena carga el promedio se encuentra en el 60%. Si se tienen en cuenta las condiciones de trabajo del precalentador, la temperatura de entrada de los gases a este equipo también es inferior en las pruebas a media carga, lo que para unas mismas condiciones de entrada del aire puede suponer una menor eficiencia (menor salto de temperaturas). La temperatura de salida es superior a la que se obtiene en las realizadas a plena carga, lo que señala un peor aprovechamiento de la energía de los gases a su paso por el precalentador. Todo indica que las condiciones de funcionamiento del precalentador, al igual que las de toda la planta⁴⁹, fueron muy diferentes entre los dos tipos de pruebas, por lo que podría ser necesario diferenciar la correlación del coeficiente de convección entre ellas.

La solución adoptada fue asignar a **m**, dado que debía ser una constante, el valor promedio de todos los valores obtenidos en el primer ajuste (0,62) y recalcular el coeficiente **B** para los dos tipos de pruebas. Los valores obtenidos de esta forma para este coeficiente fueron 0,1071 para las pruebas a plena carga y 0,0444 para las de media carga.

Las expresiones para cada zona quedarían:

- Para las pruebas a plena carga (pruebas de la 1 a la 9, y pruebas 16 y 17)

$$(VI.11) \quad h_{\text{aire}} = \frac{\lambda}{D_h} \cdot 0,1071 \cdot \text{Re}^{0,62} \cdot \text{Pr}^{0,3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

- Para las pruebas a media carga (pruebas de la 10 a la 15)

$$(VI.12) \quad h_{\text{aire}} = \frac{\lambda}{D_h} \cdot 0,0444 \cdot \text{Re}^{0,62} \cdot \text{Pr}^{0,3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

La Figura VI.4 muestra los resultados obtenidos para el coeficiente de convección del aire tanto en el ajuste inicial (**m** y **B** ctes.) como en el propuesto finalmente (**B** variable), frente a los valores iniciales (sin ajustar). Puede comprobarse como cuando se utiliza un valor distinto para el coeficiente **B**, manteniendo **m** constante, se obtiene una mejor aproximación para los dos tipos de pruebas del comportamiento del precalentador.

⁴⁹ Se remite al lector al Capítulo 3 de esta tesis en el que se recogen de forma detallada las incidencias y particularidades de las pruebas realizadas.

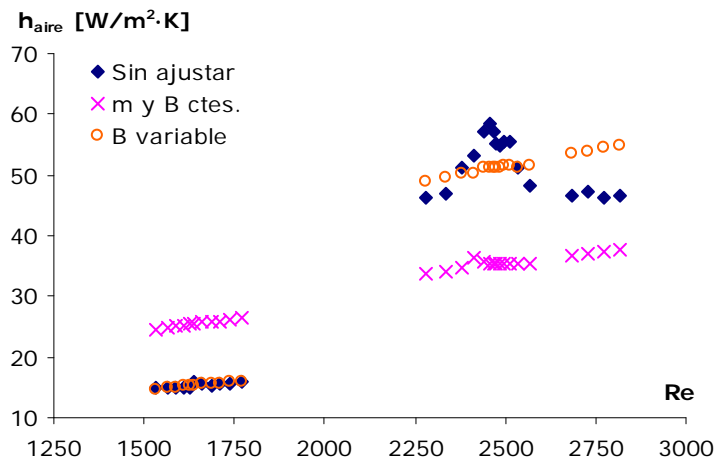


Figura VI.4. Ajuste del coeficiente de convección a partir de datos de planta

¿Es correcto tomar un valor diferente para el coeficiente **B**? Uno de los factores que puede resultar determinante en el funcionamiento de un precalentador es el grado de ensuciamiento. La deposición de impurezas con propiedades aislantes, como es el caso de las cenizas, sobre las placas de intercambio lleva consigo una disminución de la conductividad térmica de las mismas (Arauzo, 1996), lo que puede suponer un decremento de la eficiencia térmica del precalentador. En ninguna prueba se atendió al grado de ensuciamiento del precalentador, ni a la posible secuencia de soplado del mismo. Sin embargo, en el periodo en el que se llevaron a cabo las pruebas a media carga la central operaba con un exceso de aire muy bajo y con una situación en caldera, y en todo el circuito aire gases, muy particular, lo que generó problemas en la combustión. Todo ello pudo suponer que los gases estuvieran más sucios al atravesar el precalentador, lo que implicaría que aumentarían las deposiciones de cenizas en el mismo y con ello disminuiría su eficiencia.

En Arauzo (1996) se señala que para cálculos aproximados de intercambiadores de calor es frecuente expresar el ensuciamiento por medio de un factor de ensuciamiento K_f que modifica el término de convección. Dicho coeficiente, en el caso de los precalentadores regenerativos como el que aquí se simula, tendría el mismo valor para el lado aire que para el lado gas, ya que, si se recuerda como funcionan estos equipos, los conductos son atravesados alternativamente por ambos fluidos. La expresión para el coeficiente de convección en el que se tuviera en cuenta el ensuciamiento quedaría como:

$$(VI.13) \quad h = K_f \frac{\lambda \cdot Nu}{D_h} = K_f \cdot B \cdot C \cdot Re^m$$

El factor K_f tomaría un valor igual a uno para la situación del precalentador limpio y menor de uno para los distintos grados de ensuciamiento.

La diferenciación que se ha realizado en el coeficiente de ajuste podría reflejar precisamente el diferente grado de ensuciamiento entre los dos tipos de pruebas. Aunque suponer que el precalentador se encontraba limpio durante las pruebas a plena carga no es correcto, podría tomarse esa situación como referencia, de forma que en ese caso el coeficiente K_f tomara el valor de 1. A partir de ese valor, podría estimarse el factor de ensuciamiento del precalentador durante las pruebas a media carga, que tomaría un valor aproximado de 0,41.

VI.3 Resultados de la simulación de los precalentadores aire-gas.

Una vez que se dispone del simulador del precalentador, el siguiente paso es comprobar cómo funciona, es decir, si este reproduce correctamente el comportamiento del equipo. Para ello se estimó el valor de la temperatura de gases a la entrada del precalentador y su eficiencia utilizando el simulador. Estos valores se compararon, respectivamente, con los registrados durante las pruebas para dicha temperatura (Figura VI.5) y con la eficiencia del precalentador calculada a partir de este último valor (Figura VI.6).

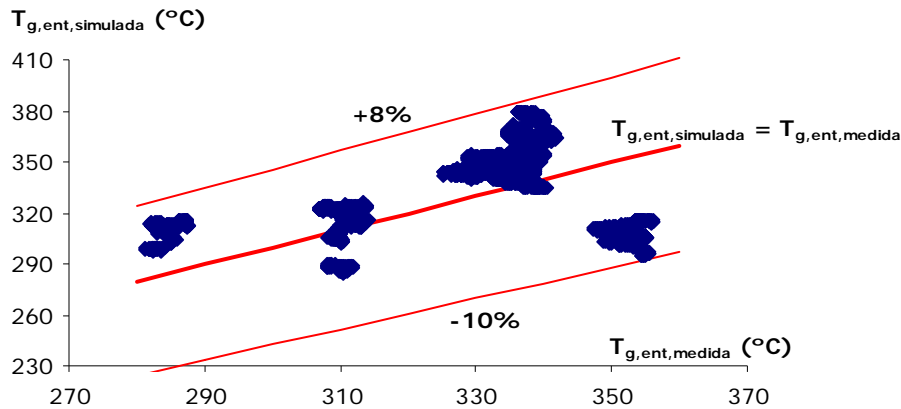


Figura VI.5. Valor de la temperatura de gases a la entrada del precalentador obtenida a partir del simulador frente al valor medido.

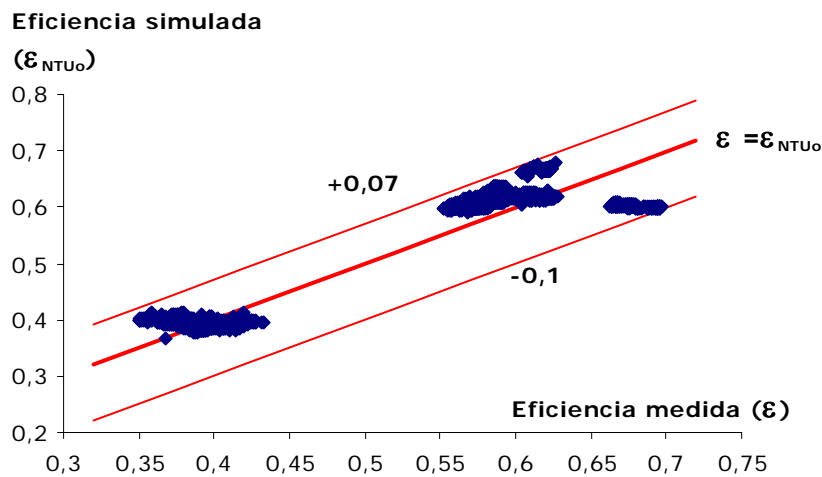


Figura VI.6. Valor de la eficiencia del precalentador obtenida a partir del simulador frente al valor calculado con los datos registrados.

Según queda reflejado en las dos figuras anteriores, los valores obtenidos utilizando el simulador, tanto en el cálculo de la eficiencia como en la estimación de la temperatura del gas a la entrada del precalentador, presentan valores bastante diferentes a los reales. En la mayoría de los casos la eficiencia estimada es superior a la real (hasta 0,07 más, Figura VI.6), lo que supone que la temperatura de entrada de los gases que se obtiene con el simulador también sea mayor que la registrada (hasta un 8% en esos mismos casos, Figura VI.5). Puede comprobarse como las diferencias son algo menores en las pruebas a media carga, donde se

consiguió un mejor ajuste del coeficiente de convección (ver Figura VI.4). Por el contrario, las mayores diferencias se obtienen para aquellos datos correspondientes a pruebas a plena carga en los que dicho ajuste era peor (la eficiencia del precalentador que se obtiene en esos casos utilizando el simulador llega a ser 0,1 menor que la obtenida utilizando los datos registrados y las temperaturas hasta un 10% inferiores).

A la vista de estos resultados, cabría plantearse si es correcto utilizar este simulador. Sin embargo, no hay que olvidar cual es el objetivo del mismo en el marco de esta tesis. Recordando lo expuesto al comienzo del anexo, en este caso se pretende utilizar esta herramienta para recalculer el rendimiento de caldera en unas condiciones denominadas estándar y diferentes a las de funcionamiento real. El valor que interesa llegar a estimar es la temperatura de los gases a la salida del precalentador trabajando en estas nuevas condiciones. Con esta temperatura se recalcularán las pérdidas afectadas y el rendimiento de caldera, que es el resultado último que se pretende poder estimar. Para comprobar, por tanto, si el funcionamiento del simulador es válido, hay que comparar el valor de los dos parámetros (temperatura de salida de gases y rendimiento) con los que se obtendrían si se hubiera registrado la temperatura de entrada del gas al precalentador en continuo, situación en la que no hubiera sido necesario realizar el simulador.

En los periodos de prueba al estar el analizador de gases en marcha se dispone de la temperatura de gases a la entrada del precalentador. Tomando este valor como dato se ha calculado la temperatura de gases a la salida en condiciones estándar y el rendimiento de caldera ($T_{\text{gas,sal,medida}}^{\text{ar}}$ y $\eta_{\text{caldera,medido}}^{\text{ar}}$) en estos periodos. Para esos mismos puntos, pero utilizando el simulador del precalentador, se ha estimado de nuevo el valor de esos mismos parámetros ($T_{\text{gas,sal,simulada}}^{\text{ar}}$ y $\eta_{\text{caldera,simulado}}^{\text{ar}}$). La Figura VI.7 y la Figura VI.8 representan los valores estimados frente a los calculados. Puede comprobarse como, en las dos figuras, se pone de manifiesto que no existe prácticamente diferencia entre los valores obtenidos por los dos métodos.

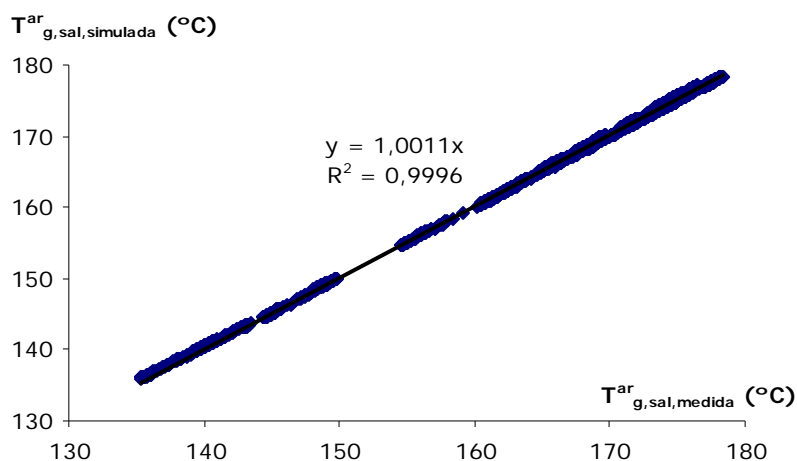


Figura VI.7. Valor de la temperatura de gases a la salida del precalentador en condiciones estándar estimada a partir de los datos del simulador frente al valor calculado con los datos registrados.

La nueva temperatura a la salida del precalentador es la misma en ambos casos, el doble error cometido por el simulador en las condiciones de entrada y en la eficiencia hace que éste no se trasmite a las condiciones de salida, obteniéndose el mismo valor que si se partiera de la temperatura real a la entrada. Por ello el rendimiento final estimado a partir de las medidas

registradas o mediante las obtenidas a partir del simulador es también prácticamente el mismo (Figura VI.8).

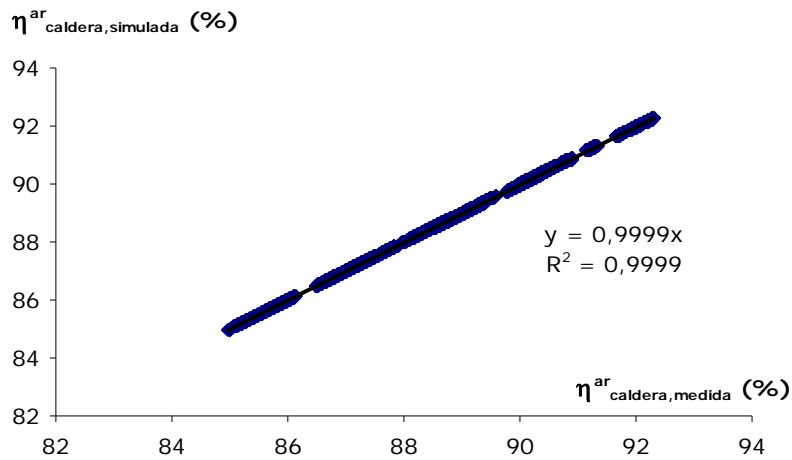


Figura VI.8. Valor del rendimiento de caldera en condiciones estándar estimada de los datos del simulador frente al valor calculado con los datos registrados.

Con de estos resultados, y siendo que el objetivo del simulador no era otro que permitir el cálculo de estas dos variables dado que no se disponía de la temperatura de gases a la entrada en continuo, se tomó como válida la herramienta aunque su funcionamiento no fuera totalmente correcto y se utilizó para recalculer el rendimiento en condiciones estándar.

La Figura VI.9 muestra como se integró el simulador del precalentador dentro del procedimiento de cálculo del rendimiento de caldera. En un primer paso se estima el rendimiento de caldera a temperatura ambiente y el simulador permite calcular la temperatura de entrada de los gases y la eficiencia del precalentador. Conocidos estos valores, que se toman como dato, se calcula la temperatura de gases a la salida del precalentador considerando que el aire se encuentra inicialmente a 25°C. En estas nuevas condiciones se obtiene el rendimiento de caldera ($\eta^{ar}_{caldera}$) cuyo valor es independiente del efecto de las condiciones ambientales y que servirá para comparar la situación de caldera en co-combustión con la de funcionamiento habitual (sólo carbón).

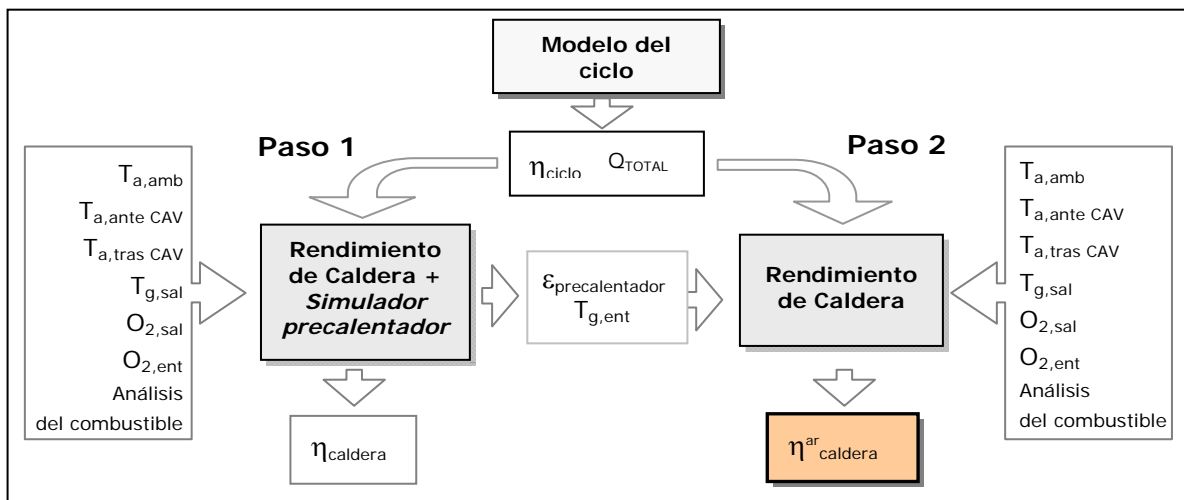


Figura VI.9. Esquema del procedimiento de cálculo del rendimiento en condiciones estándar.

ANEXO VII.

LISTADO DEL PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE CALDERA.

En este anexo se presenta el listado del programa para el cálculo del rendimiento y del simulador del precalentador aire-gases.

En un primer paso se trabaja suponiendo el aire en condiciones ambientales. En ese caso se ejecutan ambos programas al mismo tiempo y los datos de entrada son:

- El número de prueba.
- La composición de los combustibles.
- Los inquemados en cenizas volantes y escorias.
- La temperatura del aire ambiente, y la temperatura del aire ante y tras el precalentador aire-vapor.
- La temperatura de los gases a la salida del precalentador aire-gases.
- El porcentaje de oxígeno en gases a la entrada y a la salida del precalentador aire-gases.
- La carga del grupo, el calor cedido en caldera y el rendimiento del ciclo.
- En co-combustión, los coeficientes de la recta de reparto del porcentaje de sustitución.

Los resultados obtenidos son: el rendimiento de caldera, las pérdidas, la temperatura de los gases a la entrada del precalentador aire-gases y la eficiencia de este equipo.

Estos dos últimos valores junto con las mismas entradas anteriores permiten calcular finalmente el rendimiento de caldera y las pérdidas en condiciones estándar, así como la energía que entra a caldera con el combustible y que se utiliza para comparar distintas situaciones. En este segundo cálculo la parte de simulación del precalentador ya no se ejecuta.

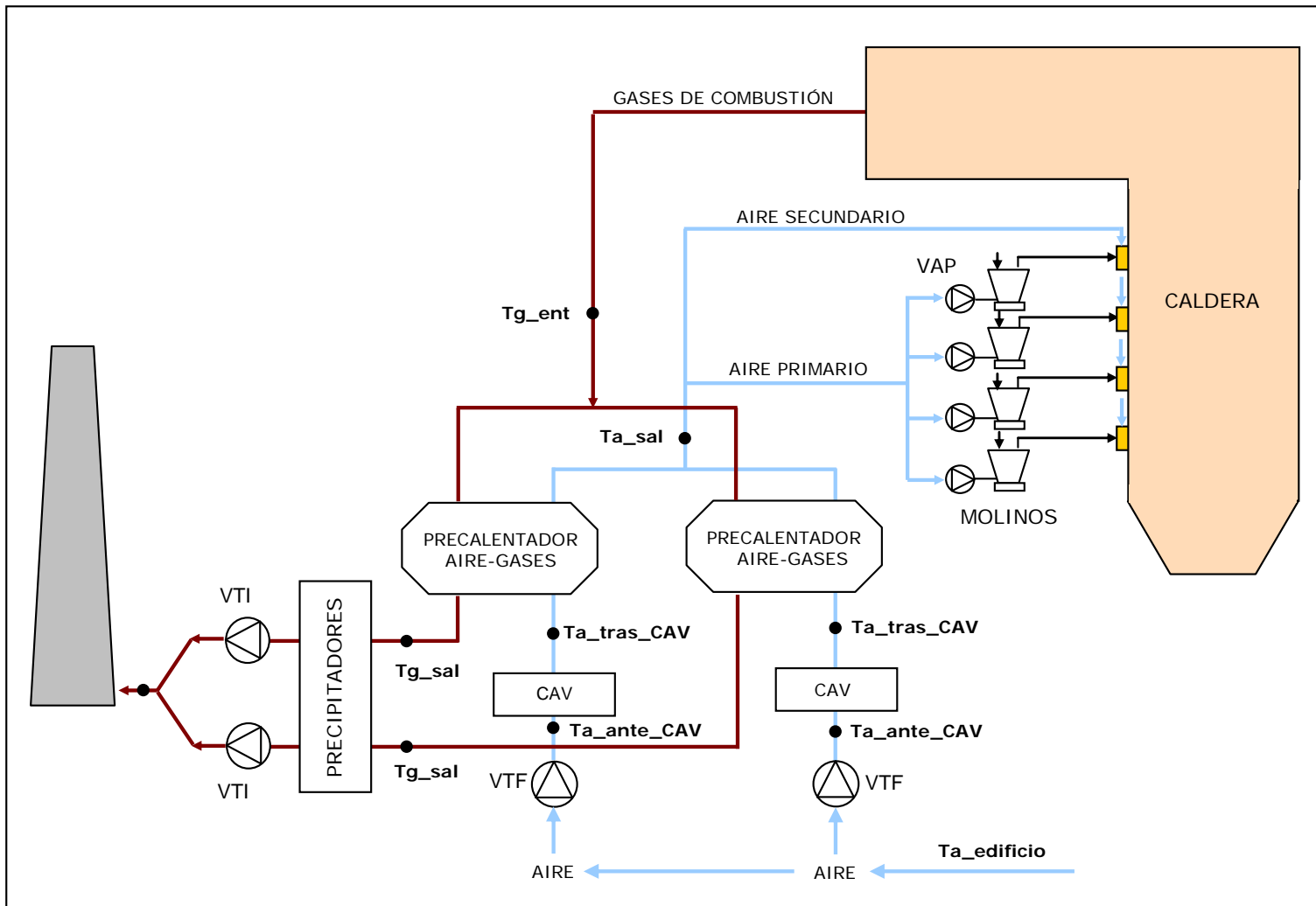


Figura A.1. Diagrama del circuito Aire-Gases

**{-- LISTADO DEL PROGRAMA PARA
EL CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE CALDERA -- }**

{ * FUNCIONES Y PROCEDIMIENTOS DEFINIDOS PARA EL CÁLCULO *** }**

{Cálculo de la Cp de los gases}

```
Function Cp_gas(CO2_p,O2_p,N2_p,SO2_p,T_g)
  Cp_CO2=CP(CO2,T=T_g)
  Cp_O2=CP(O2,T=T_g)
  Cp_N2=CP(N2,T=T_g)
  Cp_SO2=CP(SO2,T=T_g)
  CP_gas=(CO2_p*Cp_CO2+O2_p*Cp_O2+N2_p*Cp_N2+SO2_p*Cp_SO2)
End
```

{Cálculo de la entalpía de los gases}

```
Function h_gas(CO2_p,O2_p,N2_p,SO2_p,T_g)
  h_CO2=enthalpy(CO2,T=T_g)
  h_O2=enthalpy(O2,T=T_g)
  h_N2=enthalpy(N2,T=T_g)
  h_SO2=enthalpy(SO2,T=T_g)
  h_gas=(CO2_p*h_CO2+O2_p*h_O2+N2_p*h_N2+SO2_p*h_SO2)
end
```

{Estimación del porcentaje de reparto biomasa-carbón}

```
Procedure RepartoCalor (Q_total,A_1,A_2,T:Q_carbón,Q_biomasa)
  If T=0 then Q_carbón=Q_total
  If T>0 then Q_carbón=A_1*T+A_2
  Q_Biomasa=Q_total-Q_carbón
End
```

{Cálculo del coeficiente de convección – Pérdidas a través de las paredes de caldera}

```
Function Coef_Conv(V,Tm1,Tm2)
  A=0,2*(Tm1-Tm2)^(1/3)
  B=0,35*V^(4/5)
  If A>B then Coef_Conv=A else Coef_Conv=B
end
```

{Cálculo del coeficiente de radiación - Pérdidas a través de las paredes de caldera }

```
Function Coef_Rad(T1,T2)
  TDi=T1-T2
  Coef_Rad=0,847+2,367e-3*TDi+2,94e-6*TDi^2+1,37e-9*TDi^3
end
```

{Cálculo del calentamiento en el interior del edificio}

```
Procedure Calentamiento (m_a_ent,T_a_edificio,T_amb,L_b:Perdidas,Q_adicional,Q_precautado)
  Cp_a_edificio=CP(Air,T=(T_a_edificio+T_amb)/2)
  Q_precautado=m_a_ent*Cp_a_edificio*(T_a_edificio-T_amb)
  If L_b>Q_precautado then Perdidas=1 else Perdidas=0
  If Perdidas=0 then Q_adicional=Q_precautado-L_b else Q_adicional=0
End
```

{Asignación del coeficiente B para el simulador del precalentador en función del tipo de prueba}

```
Function Coef_B (i)
  If ((i<10) or (i>15)) then Coef_B=0.1071 else Coef_B=0.0444
end
```

{ *** DATOS *** }

{Temperatura de referencia}

T_ar=25

{Temperatura del aire en el edificio}

IncT_VTF=5

T_a_edificio=T_a_ante_CAV-IncT_VTF

{ ***** CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES ***** }

{Número de prueba – De 1 a 17}

num_prueba=1

{Composición en tanto por uno del carbón}

s_carbón=lookup(num_prueba,5)
c_carbón=lookup(num_prueba,6)
h_carbón=lookup(num_prueba,7)
n_carbón=lookup(num_prueba,8)
o_carbón=lookup(num_prueba,9)

ce_carbón=lookup(num_prueba,4)
hu_carbón=lookup(num_prueba,3)

Vol_carbón=lookup(num_prueba,19)
CF_carbón=lookup(num_prueba,20)

{Poder calorífico del carbón}

PCI_carbón=convert(kcal/kg,kJ/kg)*lookup(num_prueba,2)

{Composición en tanto por uno de la biomasa}

s_biomasa=lookup(num_prueba,14)
c_biomasa=lookup(num_prueba,15)
h_biomasa=lookup(num_prueba,16)
n_biomasa=lookup(num_prueba,17)
o_biomasa=lookup(num_prueba,18)

ce_biomasa=lookup(num_prueba,13)
hu_biomasa=lookup(num_prueba,12)

Vol_carbón=lookup(num_prueba,21)
CF_carbón=lookup(num_prueba,22)

{Poder calorífico de la biomasa}

PCI_biomasa=convert(kcal/kg,kJ/kg)*lookup(num_prueba,11)

{Porcentaje de reparto carbón-biomasa}

Call RepartoCalor (Q_total,A_1,A_2,T:Q_carbón,Q_biomasa)

$Q_{biomasa}/Q_{carbón}=(m_{biomasa}*PCI_{biomasa})/(m_{carbón}*PCI_{carbón})$

$m_{combustible}=m_{biomasa}+m_{carbón}$

{Fracción en peso de cada combustible}

$$y_{\text{biomasa}} = m_{\text{biomasa}} / m_{\text{combustible}}$$

$$y_{\text{carbón}} = m_{\text{carbón}} / m_{\text{combustible}}$$

{Composición en tanto por uno del combustible}

$$C_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * c_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * c_{\text{biomasa}}$$

$$S_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * s_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * s_{\text{biomasa}}$$

$$H_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * h_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * h_{\text{biomasa}}$$

$$N_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * n_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * n_{\text{biomasa}}$$

$$O_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * o_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * o_{\text{biomasa}}$$

$$ce_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * ce_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * ce_{\text{biomasa}}$$

$$hu_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * hu_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * hu_{\text{biomasa}}$$

{Poder calorífico del combustible}

$$PCI_{\text{combustible}} = y_{\text{carbón}} * PCI_{\text{carbón}} + y_{\text{biomasa}} * PCI_{\text{biomasa}}$$

{Porcentaje de quemados en residuos en tanto por uno}

$$\text{Inquemados} = ce_{\text{combustible}} * \text{inq}_{\text{totales}} / (1 - \text{inq}_{\text{totales}}) \quad \{\text{kg C quemado/kg de comb}\}$$

$$\text{Inq}_{\text{totales}} = 0,7 * \text{Inq}_{\text{cv}} + 0,3 * \text{Inq}_{\text{es}} \quad \{\text{kg de Carbono quemado/kg de residuo}\}$$

{Carbono quemado}

$$C_b = C_{\text{combustible}} - \text{Inquemados} \quad \{\text{kg de C quemado/kg de combustible}\}$$

{ ***** CÁLCULOS DE COMBUSTIÓN ***** }

{Pesos moleculares}

$$PM_c = 12 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_{n2} = 28 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_s = 32 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_{o2} = 32 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_{h2} = 2 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_{so2} = 64 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

$$PM_{co2} = 44 \quad \{\text{kg/kmol}\}$$

{Moles}

$$n_c = c_{\text{combustible}} / PM_c \quad \{\text{kmol/kg combustible}\}$$

$$n_{n2_c} = n_{\text{combustible}} / PM_{n2} \quad \{\text{kmol/kg combustible}\}$$

$$n_s = s_{\text{combustible}} / PM_s \quad \{\text{kmol/kg combustible}\}$$

$$n_{o2_c} = o_{\text{combustible}} / PM_{o2} \quad \{\text{kmol/kg combustible}\}$$

$$n_{h2} = h_{\text{combustible}} / PM_{h2} \quad \{\text{kmol/kg combustible}\}$$

{Balance de masa, a, b, d, e, f, g {kmol/kg combustible}}

$$n_c = n_{co2}$$

$$n_{n2_c} + 3,76 * a = n_{n2_g}$$

$$n_s = n_{so2}$$

$$n_{o2_c} + a = n_{o2_g} + n_{so2} + n_{co2} + n_{h2o/2}$$

$$n_{h2} = n_{h2o}$$

$$n_{\text{totales}} = n_{co2} + n_{o2_g} + n_{n2_g} + n_{so2} \quad \{\text{kmol/kg de combustible}\}$$

{Composición en % en volumen de los gases secos a la entrada del precalentador}

$$\text{CO2}=\text{n_co2}/\text{n_totales}$$

$$\text{O2_entrada}=\text{n_o2_g}/\text{n_totales}$$

$$\text{N2}=\text{n_n2_g}/\text{n_totales}$$

$$\text{SO2}=\text{n_so2}/\text{n_totales}$$

$$\text{MM_g_ent}=(\text{CO2}*\text{PM_co2}+\text{O2_entrada}*\text{PM_o2}+\text{N2}*\text{PM_n2}+\text{SO2}*\text{PM_so2})$$

{Composición en % en peso de los gases secos, kg/kg de gases}

$$\text{CO2_p}=\text{CO2}*\text{PM_co2}/\text{MM_g_ent}$$

$$\text{O2_p}=\text{O2_entrada}*\text{PM_o2}/\text{MM_g_ent}$$

$$\text{N2_p}=\text{N2}*\text{PM_n2}/\text{MM_g_ent}$$

$$\text{SO2_p}=\text{SO2}*\text{PM_so2}/\text{MM_g_ent}$$

{ ***** CÁLCULO DE CAUDALES ***** }

{Caudal de aire}

$$\text{M_aire}=\text{a}*\text{PM_o2}/0,2315$$

{Cálculo del aire estequiométrico, Norma ASME PT4-1998}

$$\text{M_a_est}=(0,1151*\text{C_combustible}+0,3430*\text{H_combustible}+0,0431*\text{S_combustible}+0,0432*\text{O_combustible})*100$$

$$\text{Moles_a_est}=\text{M_a_est}/28,9625$$

{Cálculo del exceso de aire, Norma ASME PT4-1998}

$$\text{XpA}=100*\text{O2_entrada}*(\text{MoDPc}+0,7905*\text{Moles_a_est})/(\text{Moles_a_est}*(0,2095-\text{O2_entrada}))$$

$$\text{MoDPc}=\text{n_co2}+\text{n_n2_c}+\text{n_so2}$$

{Caudal de gases a la entrada del precalentador, Norma ASME PT4 – 1998}

$$\text{M_g_ent}=\text{M_a_combustión}+\text{M_combustión_combustible}-\text{M_humedad_combustible}-\text{M_H2_combustible}$$

{Caudal debido al aire}

$$\text{M_a_combustión}=\text{M_a_est}*(1+\text{XpA}/100)$$

{Caudal debido al Carbón}

$$\text{M_combustión_combustible}=(1-\text{ce_combustible}-\text{Inquemados})$$

{Caudal debido a la humedad del combustible}

$$\text{M_humedad_combustible}=\text{Hu_combustible}$$

{Caudal debido al Hidrógeno del fuel}

$$\text{M_H2_combustible}=8,937*\text{h_combustible}$$

{Caudal de gases a la salida del precalentador}

{Cálculo de fugas en el precalentador}

$$\text{M_g_ent}*\text{O2_entrada}+\text{M_a_fugado}*0,2095=(\text{M_g_ent}+\text{M_a_fugado})*\text{O2_salida}$$

$$\text{M_g_sal}=\text{M_g_ent}+\text{M_a_fugado}$$

$$\text{M_a_ent}=\text{M_a_combustión}+\text{M_a_fugado}$$

{ **** CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE GASES **** }
 { A LA SALIDA DEL PRECALENTADOR SIN CONSIDERAR FUGAS }

{ Balance de energía en el punto de mezcla }

$$m_g_ent*(h_g_sal_c-h_g_sal)=m_a_fugado*(h_a_T_g_sal-h_a_tras_CAV)$$

$$h_g_sal=h_gas(CO2_p,O2_p,N2_p,SO2_p,T_g_sal)$$

$$h_g_sal_c=h_gas(CO2_p,O2_p,N2_p,SO2_p,T_g_sal_c)$$

$$h_a_T_g_sal=enthalpy(Air,T=T_g_sal)$$

{ ***** CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ***** }

{ ***** CÁLCULO DE PÉRDIDAS ***** }

{ Pérdidas de calor debidas a inquemados en cenizas y escorias, L_{UC} }

$$L_UC_kJ=Inquemados*PCinq \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$PCinq=14500*convert(btu/lb_m,kJ/kg) \quad \{kJ/kg \text{ de Carbono inquemado}\}$$

$$L_UC_%_pci=100*L_UC_kJ/(pci_combustible+Créditos_kJ_pci) \quad \{\%\}$$

$$L_UC_kW_pci=L_UC_kJ*m_combustible_pci \quad \{kW\}$$

{ Pérdidas por calor sensible en gases, L_G }

$$L_G_kJ=m_g_ent*(h_g_sal_c-h_g_ar) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$h_g_ar=h_gas(CO2_p,O2_p,N2_p,SO2_p,T_ar) \quad \{kJ/kg \text{ de gases } ^\circ K\}$$

$$L_G_%_pci=100*L_G_kJ/(pci_combustible+Créditos_kJ_pci) \quad \{\%\}$$

$$L_G_kW_pci=L_G_kJ*m_combustible_pci \quad \{kW\}$$

{ Pérdidas de calor debidas a la humedad del combustible, L_{mf} }

$$L_mf_kJ=hu_combustible*(hg-hrw) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$hg=enthalpy(H2O,T=T_g_sal_c)$$

$$hrw=enthalpy(H2O,T=T_ar)$$

$$L_mf_%_pci=100*L_mf_kJ/(pci_combustible+Créditos_kJ_pci) \quad \{\%\}$$

$$L_mf_kW_pci=L_mf_kJ*m_combustible_pci \quad \{kW\}$$

{ Pérdidas de calor debidas al hidrógeno del combustible, L_H }

$$L_H_kJ=8,936*H_combustible*(hg-hrw) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$L_H_%_pci=100*L_H_kJ/(pci_combustible+Créditos_kJ_pci) \quad \{\%\}$$

$$L_H_kW_pci=L_H_kJ*m_combustible_pci \quad \{kW\}$$

{ Pérdidas por calor sensible en escorias, L_p }

$$L_{p_kJ} = m_{escorias} * h_{escorias} \quad \{ \text{kJ/kg de combustible} \}$$

$$m_{escorias} = (0,3 * Ce_{combustible}) / (1 - (0,7 * Inq_{cv} + 0,3 * Inq_{es}))$$

$$h_{escorias} = 0,6987 * T_{escorias} + 8,009e-4 * T_{escorias}^2 - 3,857e-7 * T_{escorias}^3 - 17,96$$

$$T_{escorias} = T_{a_edificio}$$

$$L_{p_kW_pci} = L_{p_kJ} * m_{combustible_pci} \quad \{ \% \}$$

$$L_{p_ \%_pci} = 100 * L_{p_kJ} / (pci_{combustible} + Cr\u00e9ditos_{kJ_pci}) \quad \{ \text{kW} \}$$

{ Pérdidas por calor sensible en cenizas volantes, L_d }

$$L_{d_kJ} = m_{cv} * h_{cv} \quad \{ \text{kJ/kg de combustible} \}$$

$$m_{cv} = (0,7 * Ce_{combustible}) / (1 - (0,7 * Inq_{cv} + 0,3 * Inq_{es}))$$

$$h_{cv} = 0,6987 * T_{cv} + 8,009e-4 * T_{cv}^2 - 3,857e-7 * T_{cv}^3 - 17,96$$

$$T_{cv} = T_{g_sal_c}$$

$$L_{d_kW_pci} = L_{d_kJ} * m_{combustible_pci}$$

$$L_{d_ \%_pci} = 100 * L_{d_kJ} / (pci_{combustible} + Cr\u00e9ditos_{kJ_pci})$$

{ Pérdida por infiltraciones en el precalentador, L_k }

$$L_{Lk_kJ} = M_{a_fugado} * (h_{a_tras_CAV} - h_{a_ar})$$

$$h_{a_tras_CAV} = \text{enthalpy}(\text{Air}, T = T_{a_tras_CAV})$$

$$h_{a_ar} = \text{enthalpy}(\text{Air}, T = T_{ar})$$

$$L_{Lk_ \%_pci} = 100 * L_{Lk_kJ} / (pci_{combustible} + Cr\u00e9ditos_{kJ_pci})$$

$$L_{Lk_kW_pci} = L_{Lk_kJ} * m_{combustible_pci}$$

{ Pérdidas fijas, L_f }

$$L_f_ \% = 1$$

$$L_{f_kJ_pci} = L_f_ \% * (pci_{combustible} + Cr\u00e9ditos_{kJ_pci}) / 100$$

$$L_{f_kW_pci} = L_{f_kJ_pci} * m_{combustible_pci}$$

{ Pérdidas totales }

$$\text{P\u00e9rdidas}_{kW_pci} = L_{UC_kW_pci} + L_{mf_kW_pci} + L_{H_kW_pci} + L_{G_kW_pci} + L_{Lk_kW_pci} + L_{d_kW_pci} + L_{p_kW_pci} + L_{f_kW_pci}$$

$$\text{P\u00e9rdidas}_{ \%_pci} = L_{UC_ \%_pci} + L_{mf_ \%_pci} + L_{h_ \%_pci} + L_{g_ \%_pci} + L_{Lk_ \%_pci} + L_{d_ \%_pci} + L_{p_ \%_pci} + L_{f_ \%}$$

{ Estimación de las pérdidas por radiación y convección a través de la pared de caldera hacia el interior del edificio, L_b }

$$L_b_kW = (H_caz + H_raz) * Area * (TM_pared - TM_amb) * convert(BTU/h, kW) \quad \{kW\}$$

$$H_caz = Coef_conv(V, TM_pared, TM_amb)$$

$$V = 1,67 \quad \{ft/s\}$$

$$TM_pared = (1,8 * T_pared + 32) \quad \{^{\circ}F\}$$

$$T_pared = 53,6$$

$$TM_amb = (1,8 * T_amb_media + 32) \quad \{^{\circ}F\}$$

$$T_amb_media = (T_a_edificio + T_amb) / 2$$

$$H_raz = 0,847 + 2,367e-3 * TDi + 2,94e-6 * TDi^2 + 1,37e-9 * TDi^3 \quad \{^{\circ}F\}$$

$$TDi = (TM_pared - TM_amb)$$

$$Area = 4800 * convert(m^2, ft^2)$$

$$L_b_ \%_pci = 100 * L_b_kW / (pci_combustible * m_combustible_pci + Créditos_kw_pci) \quad \{\%\}$$

$$L_b_kJ_pci = L_b_kW / m_combustible_pci \quad \{kJ\}$$

{ Comprobación pérdidas por radiación }

Call Calentamiento

($m_a_ent, T_a_edificio, T_amb, L_b_kJ_pci$: Perdidas_edificio_pci, $Q_adicional_pci, Q_prec_aire_pci$)

{ ***** CÁLCULO DE ENTRADAS ***** }

{ Crédito debido al aire, B_{aire} }

$$B_aire_kJ = B_aire_0_kJ + B_aire_VTF_kJ + B_aire_CAV_kJ$$

$$B_aire_0_kJ = M_a_ent * (h_a_amb - h_a_ar) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$h_a_amb = enthalpy(Air, T = T_amb)$$

$$B_aire_VTF_kJ = M_a_ent * (h_a_ante_CAV - h_a_edificio) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$h_a_ante_CAV = enthalpy(Air, T = T_a_ante_CAV)$$

$$h_a_edificio = enthalpy(Air, T = T_a_edificio)$$

$$B_aire_CAV_kJ = M_a_ent * (h_a_tras_CAV - h_a_ante_CAV) \quad \{kJ/kg \text{ de combustible}\}$$

$$B_aire_ \%_pci = 100 * B_aire_kJ / pci_combustible$$

$$B_aire_kw_pci = B_aire_kJ * m_combustible_pci$$

{ Crédito debido a los equipos del sistema de molienda, B_{MOL} }

$$B_molinos_kw_pci = Rend_m_molinos * Consumo_molinos_pci / Rend_ciclo$$

$$Rend_m_molinos = 0,9$$

$$Consumo_molinos_pci = 18,393 * m_combustible_pci + 233,74$$

$$B_molinos_kJ_pci = B_molinos_kw_pci / m_combustible_pci$$

{ Crédito debido a los ventiladores de aire primario, B_{VAP} }

$$B_{VAP_kw_pci} = Rend_m_VAP * Consumo_VAP_pci / Rend_ciclo$$

$$Rend_m_VAP = 0,9$$

$$Consumo_VAP_pci = 23,79 * m_combustible_pci + 328,29$$

$$B_{VAP_kJ_pci} = B_{VAP_kw_pci} / m_combustible_pci$$

{ Créditos totales, B }

$$Créditos_kw_pci = B_aire_kw_pci + B_{VAP_kw_pci} + B_molinos_kw_pci$$

$$Créditos_kJ_pci = B_aire_kJ + B_{VAP_kJ_pci} + B_molinos_kJ_pci$$

{ Energía del combustible, PC_f }

$$Fuel_kw_pci = m_combustible * PCI_combustible$$

{ ***** RENDIMIENTO ***** }

{ Cálculo del rendimiento, método directo }

$$Rend_fuel_pci = 100 * Q_total / Fuel_kW_pci$$

$$Rend_caldera_pci = 100 * Q_total / (Fuel_kW_pci + Créditos_kW_pci)$$

{ Cálculo del rendimiento, método indirecto }

$$Rend_caldera_pci = 100 * (1 - Pérdidas_kW_pci / (Fuel_kW_pci + Créditos_kW_pci))$$

{ Consumo de combustible }

$$Consumo_combustible_pci = m_combustible * 3,6$$

{ Porcentaje de biomasa }

{ En energía }

$$Biomasa_calor = Q_biomasa * 100 / Q_total$$

$$Biomasa_fuel = m_biomasa * pci_biomasa * 100 / Fuel_kW_pci$$

{ En masa }

$$Biomasa_masa = m_biomasa * 100 / m_combustible$$

{ ***** SIMULACIÓN DEL PRECALENTADOR AIRE-GASES ***** }

{Cálculo de la EFICIENCIA del precalentador aire-gases y de las condiciones del gas y el aire}

{ *** DATOS Y PARÁMETROS NECESARIOS PARA EL CÁLCULO *** }

{Caudales, kg/s}

$$M_{\text{aire_sal_prec}} = m_{\text{a_combustión}} * m_{\text{combustible}} / 2$$

$$M_{\text{aire_ent_prec}} = m_{\text{a_ent}} * m_{\text{combustible}} / 2$$

$$M_{\text{gas_ent_prec}} = m_{\text{g_ent}} * m_{\text{combustible}} / 2$$

$$M_{\text{gas_sal_prec}} = m_{\text{g_sal}} * m_{\text{combustible}} / 2$$

$$M_{\text{aire_fugado}} = m_{\text{a_fugado}} * m_{\text{combustible}} / 2$$

{Parámetros geométricos}

$$A_{\text{frontal}} = \pi * (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)$$

$r_{\text{ext}} = 4$	{m}	{Radio exterior}
$r_{\text{int}} = 1$	{m}	{Radio interior}

$A_{\text{gas}} = 20,1$	{m ² }	{Superficie de paso para el gas}
$A_{\text{aire}} = 15,3$	{m ² }	{Superficie de paso para el aire}

$$A_{\text{sello}} = A_{\text{frontal}} - A_{\text{gas}} - A_{\text{aire}} \quad \text{{Superficie de sellado}}$$

$$A_{\text{total}} = 23600 \quad \text{{Superficie total de intercambio}}$$

$$F_{\text{interc}} = A_{\text{total}} / 360 \quad \text{{Superficie de calefacción de un sector de 1 grado}}$$

$D_h = 0,008656$	{m}	{Diámetro hidráulico}
$\text{espesor} = 0,001$	{m}	{Espesor de la chapa de metal}

Longitud = 1

{Cálculo de los periodos de giro}

$$P_{\text{gas}} = (2 * \pi * (A_{\text{gas}} / 2)) / (A_{\text{frontal}} * v_{\text{rot}})$$

$$P_{\text{aire}} = (2 * \pi * (A_{\text{aire}} / 2)) / (A_{\text{frontal}} * v_{\text{rot}})$$

$$P_{\text{sello}} = (2 * \pi * (A_{\text{sello}} / 2)) / (A_{\text{frontal}} * v_{\text{rot}})$$

{Velocidad de rotación de las campanas del precalentador}

$$v_{\text{rot}} = 1 * (\pi / 30) \quad \text{{rad / s}}$$

{Densidad del metal}

$$\text{dens}_{\text{metal}} = 7849 \quad \text{{kg / m}^3}$$

{Temperaturas de cálculo en el simulador del precalentador, cambio de unidades a °K}

$$\begin{aligned} T_{\text{g_ent_k}} &= T_{\text{g_ent}} + 273 \\ T_{\text{g_sal_c_k}} &= T_{\text{g_sal_c}} + 273 \\ T_{\text{a_tras_cav_k}} &= T_{\text{a_tras_cav}} + 273 \\ T_{\text{a_sal_k}} &= T_{\text{a_sal}} + 273 \end{aligned}$$

{Media logarítmica de temperaturas}

$$DTIm * Ln_1 = Ln_2$$

$$Ln_1 = \ln(T_{g_ent_k} - T_{a_sal_k}) - \ln(T_{g_sal_c_k} - T_{a_tras_cav_k})$$

$$Ln_2 = (T_{g_ent_k} - T_{a_sal_k}) - (T_{g_sal_c_k} - T_{a_tras_cav_k})$$

{Temperaturas promedio de cálculo}

$$T_{g_prec_k} = (T_{g_ent_k} + T_{g_sal_c_k}) / 2$$

$$T_{a_prec_k} = (T_{a_tras_cav_k} + T_{a_sal_k}) / 2$$

$$T_{a_prec_c} = T_{a_prec_k} - 273$$

$$T_{g_prec_c} = T_{g_prec_k} - 273$$

{Temperaturas media de la matriz de intercambio}

$$T_{g_mod_k} = T_{g_prec_k} - DTIm / 2$$

$$T_{a_mod_k} = T_{a_prec_k} + DTIm / 2$$

{Temperatura para el cálculo del coeficiente de convección}

$$T_{g_conv_k} = (T_{g_prec_k} + T_{g_mod_k}) / 2$$

$$T_{a_conv_k} = (T_{a_prec_k} + T_{a_mod_k}) / 2$$

{Capacidad calorífica de los flujos gas y del aire en el precalentador}

$$C_{aire} = (m_{aire_ent_prec} * A_{frontal} * Cp_{a_combustión}) / (A_{aire} * 360)$$

$$C_{gas} = (m_{gas_ent_prec} * A_{frontal} * Cp_{g_prec}) / (A_{gas} * 360)$$

{Calor específico de los flujos de gas y del aire en el precalentador}

$$Cp_{a_combustión} = CP(Air, T = T_{a_prec_c})$$

$$Cp_{g_prec} = Cp_{gas}(CO2_p, O2_p, N2_p, SO2_p, T_{g_prec_c})$$

{Capacidad calorífica del metal}

$$C_{metal} = (C_{metal_aire} + C_{metal_gas}) / 2 * convert(W, kW)$$

$$C_{metal_aire} = (Finterc * espesor * dens_{metal}) / 2 * (12/15 * C_{metal_aire_cal} + 3/15 * C_{metal_aire_frío})$$

$$C_{metal_aire_cal} = 344,94 + 0,27819 * T_{a_mod_k} + 1,8643 * 10^{-4} * (T_{a_mod_k})^2$$

$$C_{metal_aire_frío} = 0,8 * (28,2 + 2,2677 * T_{a_mod_k} - 3,795 * 10^{-3} * (T_{a_mod_k})^2 + 2,4833 * 10^{-6} * (T_{a_mod_k})^3)$$

$$C_{metal_gas} = (Finterc * espesor * dens_{metal}) / 2 * (12/15 * C_{metal_gas_cal} + 3/15 * C_{metal_gas_frío})$$

$$C_{metal_gas_cal} = 344,94 + 0,27819 * T_{g_mod_k} + 1,8643 * 10^{-4} * (T_{g_mod_k})^2$$

$$C_{metal_gas_frío} = 0,8 * (28,2 + 2,2677 * T_{g_mod_k} - 3,795 * 10^{-3} * (T_{g_mod_k})^2 + 2,4833 * 10^{-6} * (T_{g_mod_k})^3)$$

{Parámetros, CPx y CRx}

$$CPx = (C_{aire} * P_{aire}) / (C_{gas} * P_{gas})$$

$$CRx = C_{metal} / (C_{aire} * P_{aire})$$

{ *** Cálculos de transferencia de calor en el precalentador - MÉTODO e-NTUo *** }

{ EFICIENCIA del precalentador según MÉTODO e-NTUo }

$$\text{Eficiencia_NTU} = \frac{\text{fred} * (1 - \exp(\text{er} * ((\text{CPx})^2 - 1) / (2 * \text{CPx} * (1 - \text{er}))))}{(1 - \text{CPx} * \exp(\text{er} * (\text{CPx}^2 - 1) / (2 * \text{CPx} * (1 - \text{er}))))}$$

{ Correlación para el cálculo de la eficiencia del precalentador recuperativo a contracorriente, er }

$$\text{er} = (\text{NTU_o_m} / (1 + \text{NTU_o_m})) * (1 - 1 / (9 * \text{CRx_m}^{1,93}))$$

{ NTU_o_m }

$$\text{NTU_o_m} = (2 * \text{NTU_o} * \text{CPx}) / (1 + \text{CPx})$$

{ NTU_o, número modificado de unidades de transferencia de calor }

$$\text{NTU_o} = \text{Finterc} * \text{h_aire} * \text{C_gas} * \text{P_gas} / (\text{C_gas} * \text{P_gas} + \text{C_aire} * \text{P_aire}) / \text{C_aire}$$

{ Coeficiente de convección en el lado aire }

$$\text{h_aire} = \text{K_aire} * \text{Nus_aire} / \text{Dh}$$

{ Conductividad térmica del aire }

$$\text{K_aire} = \frac{(-0,20602 * 10^{-3} + 9,8038 * 10^{-5} * \text{T_a_conv_k} - 3,2597 * 10^{-8} * (\text{T_a_conv_k})^2)}{1000}$$

{ Número de Nusselt }

$$\text{Nus_aire} = \text{B} * (\text{Re_aire})^m * (\text{Pr_aire})^{0,3} * (\text{Vis_aire} / \text{Viss_aire})^{0,14}$$

$$\text{B} = \text{Coef_B}(\text{num_prueba})$$

{ Viscosidad dinámica }

$$\text{Vis_aire} = 1,9389 * 10^{-6} + 6,2284 * 10^{-8} * \text{T_a_conv_k} - 2,4182 * 10^{-11} * (\text{T_a_conv_k})^2$$

$$\text{Viss_aire} = 1,9389 * 10^{-6} + 6,2284 * 10^{-8} * \text{T_a_mod_k} - 2,4182 * 10^{-11} * (\text{T_a_mod_k})^2$$

{ Número de Reynolds, lado Aire }

$$\text{Re_aire} = (\text{m_aire_sal_prec} * \text{Dh}) / (\text{A_aire} * \text{factorA}) * (1 / \text{Vis_aire})$$

$$m = 0,62$$

{ Número de Prandtl }

$$\text{Pr_aire} = 0,81483 - 4,9689 * 10^{-4} * \text{T_a_conv_k} + 4,684 * 10^{-7} * (\text{T_a_conv_k})^2$$

{ CRx_m }

$$\text{CRx_m} = (2 * \text{CPx} * \text{CRx}) / (1 + \text{CPx})$$

{ Factor de reducción por conductividad longitudinal }

$$\text{fred} = \frac{1 - 1 / (2 - \text{CPx}) * (1 / (1 + \text{NTU_o} * (1 + \text{lambda_prec} * \text{phi_prec})) / (1 + \text{lambda_prec} * \text{NTU_o})) - 1 / (1 + \text{NTU_o})}$$

{ Parámetro de conducción longitudinal, $\lambda_{\text{precalentador}}$ (lambda_prec) }

$$\lambda_{\text{prec}} = \lambda_{\text{metal}} * A_{\text{frontal}} * (1 - \text{factorA}) / (360 * \text{longitud} * C_{\text{aire}})$$

$$\lambda_{\text{metal}} = (\lambda_{\text{metal}_1} + 12 * (71,956 - 3,6069 * 10^{-2} * T_{\text{g_mod_k}} - 6,1432 * 10^{-6} * (T_{\text{g_mod_k}})^2) / 15) / 1000$$

$$\lambda_{\text{metal}_1} = (3 * (40,856 + 1,2931 * 10^{-2} * T_{\text{g_mod_k}} - 2,6143 * 10^{-5} * (T_{\text{g_mod_k}})^2) / 15) / 1000$$

{ phi_prec }

$$\phi_{\text{prec}} = \sqrt{\lambda_{\text{prec}} * \text{NTU}_o / (1 + \lambda_{\text{prec}} * \text{NTU}_o)} *$$

$$\tanh(\text{NTU}_o / \sqrt{\lambda_{\text{prec}} * \text{NTU}_o / (1 + \lambda_{\text{prec}} * \text{NTU}_o)})$$

{ *** CÁLCULO DE LAS CONDICIONES DE ENTRADA DEL GAS EN EL
PRECALENTADOR AIRE-GASES *** }

$$\text{Eficiencia} = (m_{\text{g_ent}} * (h_{\text{g_ent}} - h_{\text{g_sal_c}})) / (m_{\text{a_combustión}} * (h_{\text{a_T_g_ent}} - h_{\text{a_tras_cav}}))$$

$$h_{\text{g_ent}} = h_{\text{gas}}(\text{CO2_p}, \text{O2_p}, \text{N2_p}, \text{SO2_p}, T_{\text{g_ent}})$$

$$h_{\text{a_T_g_ent}} = \text{enthalpy}(\text{Air}, T = T_{\text{g_ent}})$$

$$\text{Eficiencia_NTU} = \text{Eficiencia}$$

{ *** CÁLCULO DE LAS CONDICIONES DE SALIDA DEL AIRE EN EL
PRECALENTADOR AIRE-GASES *** }

$$m_{\text{g_ent}} * (h_{\text{g_ent}} - h_{\text{g_sal_c}}) = m_{\text{a_combustión}} * (h_{\text{a_sal}} - h_{\text{a_tras_cav}})$$

$$h_{\text{a_sal}} = \text{enthalpy}(\text{Air}, T = T_{\text{a_sal}})$$

ANEXO VIII.

LISTADO DEL PROGRAMA “MODELO DE CICLO”

En este anexo se presenta el listado del programa que se ha utilizado finalmente para modelizar el ciclo. En la Figura VIII.1 se muestra un esquema del ciclo en el que se han señalado los nombres asignados a los distintos puntos del mismo y que se han utilizado como subíndices de las variables calculadas en cada uno de ellos.

Los datos de entrada al programa son:

- La carga del grupo (W_{grupo}).
- La temperatura de entrada a la turbina de alta (t_{HP_e}).
- La temperatura de entrada a la turbina de media (t_{IP_e}).
- La presión de salida de la turbina a de baja presión (p_{LP4_s}).

Como salidas se obtiene además de la presión y la temperatura en los distintos puntos del ciclo, el calor total absorbido en caldera (Q_{total}), el rendimiento del ciclo ($\text{Rend}_{\text{ciclo}}$) y el rendimiento isoentrópico de cada una de las siete secciones en las que se ha dividido la turbina.

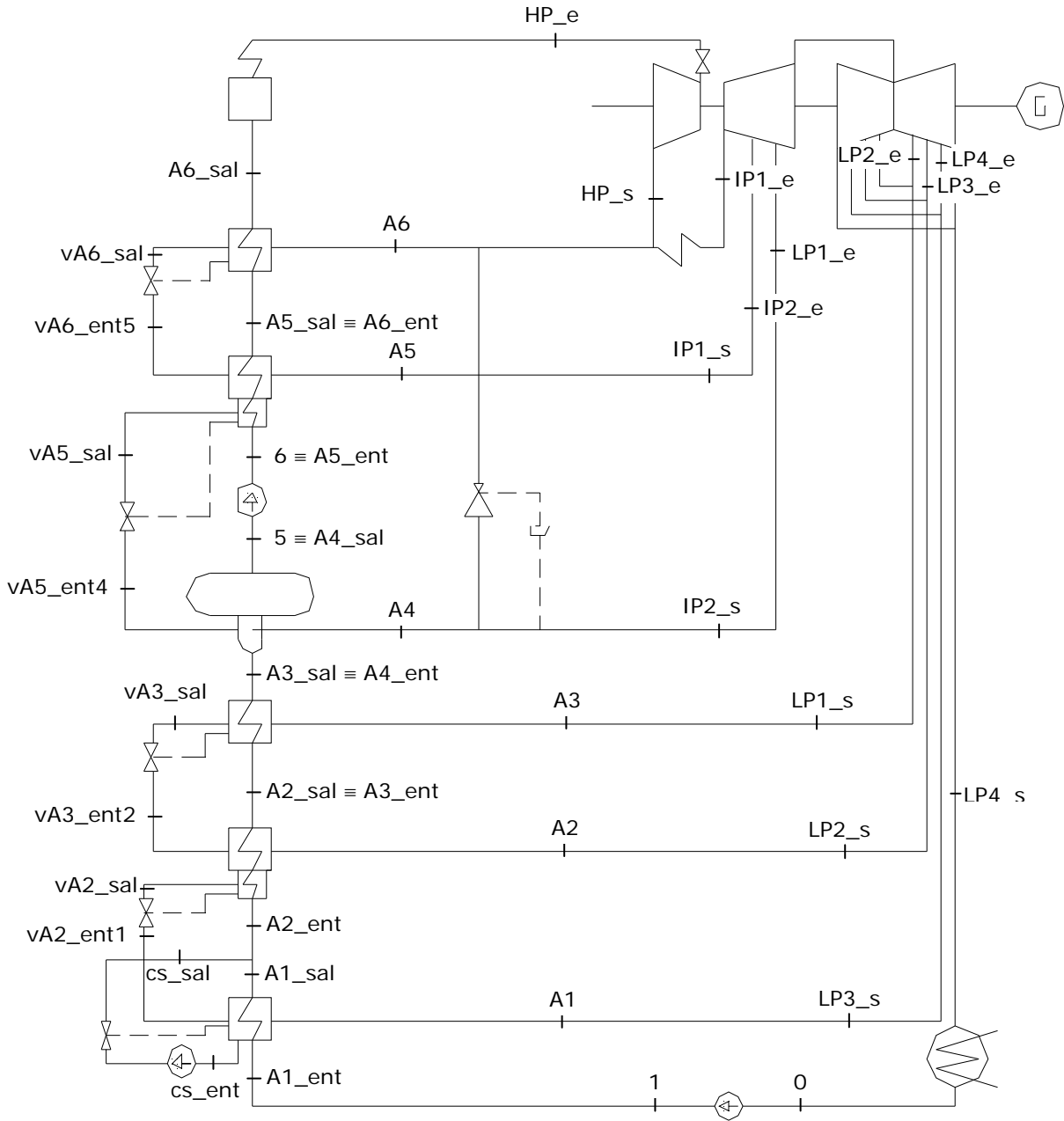


Figura VIII.1. Diagrama del ciclo

{ -- PROGRAMA DE SIMULACIÓN DEL CICLO DE LA C. T. DE ESCUCHA -- }

{ ***** CONDICIONES DE DISEÑO DEL CICLO ***** }

{TURBINA DE ALTA - HP}

{Condiciones de entrada y salida}

mHP_d=508,07/3,6 {kg/s}
 THP_ed=525 {°C}
 pHP_ed=181*convert(atm;bar) {bar}

pHP_sd=44,6*convert(atm;bar) {bar}
 tHP_sd=334 {°C}

{Rendimiento isoentrópico en condiciones de diseño}

rendisoHP_d*(hHP_ed-hHP_ssd)=(hHP_ed-hHP_sd)

hHP_ed=enthalpy(steam;T=THP_ed;P=PHP_ed)
 hHP_sd=enthalpy(steam;T=THP_sd;P=PHP_sd)
 hHP_ssd=enthalpy(steam;p=pHP_sd;s=SHP_ed)
 SHP_ed=entropy(steam;T=THP_ed;P=PHP_ed)

{Coeficiente K_HP en diseño}

K_HP_d=mHP_d/(sqrt(pHP_ed/vHP_ed)*sqrt(1-(pHP_sd/pHP_ed)^2))

vHP_ed=volume(steam;T=THP_ed;P=pHP_ed)

{TURBINA DE MEDIA}

{Etapa 1 – IP1}

{Condiciones de entrada y salida}

mIP1_d=mHP_d-mA6_d {kg/s}

TIP1_ed=525 {°C}
 pIP1_ed=41,2*convert(atm;bar) {bar}

tIP1_sd=tIP2_ed
 pIP1_sd=pIP2_ed

{Rendimiento Isoentrópico en condiciones de diseño}

rendisoIP1_d*(hIP1_ed-hIP1_ssd)=(hIP1_ed-hIP1_sd)

hIP1_ed=enthalpy(steam;T=TIP1_ed;P=PIP1_ed)
 hIP1_sd=enthalpy(steam;T=TIP1_sd;P=PIP1_sd)
 hIP1_ssd=enthalpy(steam;p=pIP1_sd;s=SIP1_ed)
 SIP1_ed=entropy(steam;T=TIP1_ed;P=PIP1_ed)

{Coeficiente K_IP1 en diseño}

K_IP1_d=mIP1_d/(sqrt(pIP1_ed/vIP1_ed)*sqrt(1-(pIP1_sd/pIP1_ed)^2))

vIP1_ed=volume(steam;T=TIP1_ed;P=pIP1_ed)

{Etapa 2 – IP2}

{Condiciones de entrada y salida}

$m_{IP2_d} = m_{IP1_d} - m_{A5_d}$ { kg/s}
 $T_{IP2_ed} = 419$ { °C}
 $p_{IP2_ed} = 20,01 * \text{convert}(\text{atm}; \text{bar})$ { bar}
 $T_{IP2_sd} = 323$ { °C}
 $p_{IP2_sd} = 9,45 * \text{convert}(\text{atm}; \text{bar})$ { bar}

{Rendimiento Isoentrópico en condiciones de diseño}

$\text{rendiso}_{IP2_d} * (h_{IP2_ed} - h_{IP2_ssd}) = (h_{IP2_ed} - h_{IP2_sd})$
 $h_{IP2_ed} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{IP2_ed}; P = P_{IP2_ed})$
 $h_{IP2_sd} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{IP2_sd}; P = P_{IP2_sd})$
 $h_{IP2_ssd} = \text{enthalpy}(\text{steam}; p = p_{IP2_sd}; s = S_{IP2_ed})$
 $S_{IP2_ed} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{IP2_ed}; P = P_{IP2_ed})$

{Cálculo de K_{IP2} en diseño}

$K_{IP2_d} = m_{IP2_d} / (\sqrt{p_{IP2_ed} / v_{IP2_ed}} * \sqrt{1 - (p_{IP2_sd} / p_{IP2_ed})^2})$
 $v_{IP2_ed} = \text{volume}(\text{steam}; T = T_{IP2_ed}; p = p_{IP2_ed})$

{TURBINA DE BAJA}

{Etapa 1 – LP1}

{Condiciones de entrada y salida}

$m_{LP1_d} = m_{IP2_d} - m_{A4_d}$ { kg/s}
 $T_{LP1_ed} = T_{IP2_sd}$ { °C}
 $p_{LP1_ed} = p_{IP2_sd}$ { bar}
 $T_{LP1_sd} = 204$ { °C}
 $p_{LP1_sd} = 3,02 * \text{convert}(\text{atm}; \text{bar})$ { bar}

{Rendimiento isoentrópico en condiciones de diseño}

$\text{rendiso}_{LP1_d} * (h_{LP1_ed} - h_{LP1_ssd}) = (h_{LP1_ed} - h_{LP1_sd})$
 $h_{LP1_ed} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{LP1_ed}; P = P_{LP1_ed})$
 $h_{LP1_sd} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{LP1_sd}; P = P_{LP1_sd})$
 $h_{LP1_ssd} = \text{enthalpy}(\text{steam}; p = p_{LP1_sd}; s = S_{LP1_ed})$
 $S_{LP1_ed} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{LP1_ed}; P = P_{LP1_ed})$

{Cálculo de K_{LP1} en diseño}

$K_{LP1_d} = m_{LP1_d} / (\sqrt{p_{LP1_ed} / v_{LP1_ed}} * \sqrt{1 - (p_{LP1_sd} / p_{LP1_ed})^2})$
 $v_{LP1_ed} = \text{volume}(\text{steam}; T = T_{LP1_ed}; P = p_{LP1_ed})$

{Etapa 2 – LP2}

{Condiciones de entrada y salida}

$m_{LP2_d} = m_{LP1_d} - m_{A3_d}$ { kg/s}
 $T_{LP2_ed} = T_{LP1_sd}$ { °C}
 $p_{LP2_ed} = p_{LP1_sd}$ { bar}
 $T_{LP2_sd} = 132$ { °C}
 $p_{LP2_sd} = 1,3 * \text{convert}(\text{atm}; \text{bar})$ { bar}

{ Rendimiento isoentrópico en condiciones de diseño }

rendisoLP2_d*(hLP2_ed-hLP2_ssd)=(hLP2_ed-hLP2_sd)
 hLP2_ed=enthalpy(steam;T=TLP2_ed;P=PLP2_ed)
 hLP2_sd=enthalpy(steam;T=TLP2_sd;P=PLP2_sd)
 hLP2_ssd=enthalpy(steam;p=pLP2_sd;s=SLP2_ed)
 sLP2_ed=entropy(steam;T=TLP2_ed;P=PLP2_ed)

{ Cálculo de K_LP2 en diseño }

K_LP2_d=mLP2_d/(sqrt(pLP2_ed/vLP2_ed)*sqrt(1-(pLP2_sd/pLP2_ed)^2))
 vLP2_ed=volume(steam;T=TLP2_ed;P=pLP2_ed)

{ Etapa 3 – LP3 }

{ Condiciones de entrada y salida }

mLP3_d=mLP2_d-mA2_d { kg/s }
 TLP3_ed=TLP2_sd { °C }
 pLP3_ed=pLP2_sd { bar }
 pLP3_sd=0,404*convert(atm;bar)
 xLP3_sd=0,975
 TLP3_sd=temperature(steam;x=xLP3_sd;p=pLP3_sd)

{ Rendimiento Isoentrópico en condiciones de diseño }

rendisoLP3_d*(hLP3_ed-hLP3_ssd)=(hLP3_ed-hLP3_sd)
 hLP3_ed=enthalpy(steam;T=TLP3_ed;P=PLP3_ed)
 hLP3_sd=enthalpy(steam;x=xLP3_sd;P=PLP3_sd)
 hLP3_ssd=enthalpy(steam;p=pLP3_sd;s=SLP3_ed)
 sLP3_ed=entropy(steam;T=TLP3_ed;P=PLP3_ed)

{ Cálculo de K_LP3 en diseño }

K_LP3_d=mLP3_d/(sqrt(pLP3_ed/vLP3_ed)*sqrt(1-(pLP3_sd/pLP3_ed)^2))
 vLP3_ed=volume(steam;T=TLP3_ed;P=pLP3_ed)

{ Última etapa – LP4 }

{ Condiciones de entrada y salida }

mLP4_d=mLP3_d-mA1_d { kg/s }
 pLP4_ed=pLP3_sd { bar }
 tLP4_ed=tLP3_sd { °C }
 xLP4_ed=xLP3_sd { % }
 pLP4_sd=0,151 { bar }

{ Cálculo de K_LP4 en diseño }

K_LP4_d=mLP4_d/sqrt(pLP4_ed/vLP4_ed)
 vLP4_ed=volume(steam;x=xLP4_ed;P=PLP4_ed)

{ Caudal de las extracciones en diseño }

mA6_d=52,18/3,6 { kg/s }
 mA5_d=22,06/3,6 { kg/s }

mA4_d=29,79/3,6 { kg/s}
mA3_d=20,29/3,6 { kg/s}
mA2_d=19,27/3,6 { kg/s}
mA1_d=15,13/3,6 { kg/s}

{ *** MODELO DEL CICLO EN CONDICIONES FUERA DE DISEÑO *** }

{ TURBINA }

{ TURBINA DE ALTA - HP }

{ Elipse de Stodola }

$m_{HP}^2 = K_{HP}^2 * (p_{HP_e}/v_{HP_e}) * (1 - (p_{HP_s}/p_{HP_e})^2)$
 $k_{HP} = 1,6356$
 $v_{HP_e} = \text{volume}(\text{steam}; T = T_{HP_e}; P = p_{HP_e})$

{ Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon }

$\text{rendisoHP} = (A_{HP} + B_{HP}/(m_{HP}v))/100$
 $A_{HP} = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_{HP}) - 0,3)) - 0,5454 * (1/\ln((1/r_{HP}) - 0,3))$
 $B_{HP} = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_{HP}) + 0,8)) - 9,9305/(\ln((1/r_{HP}) + 0,8))$
 $r_{HP} = (p_{HP_s}/p_{HP_e})$
 $m_{HP}v = m_{HP} * v_{HP_e}$

{ Ajuste rendimiento }

$\text{rendisoHP}_f = \text{rendisoHP} * z_{HP}$
 $z_{HP} = 0,94$

{ Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de la definición }

$\text{rendisoHP}_f * (h_{HP_e} - h_{HP_ss}) = (h_{HP_e} - h_{HP_s})$
 $h_{HP_e} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{HP_e}; P = p_{HP_e})$
 $h_{HP_s} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{HP_s}; P = p_{HP_s})$
 $h_{HP_ss} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P = p_{HP_s}; s = s_{HP_e})$
 $s_{HP_e} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{HP_e}; P = p_{HP_e})$

{ Potencia conseguida en la turbina de alta }

$W_{HP} = m_{HP} * (h_{HP_e} - h_{HP_s})$

{ TURBINA DE MEDIA }

{ Etapa 1 – IP1 }

{ Datos de entrada }

$m_{IP1} = m_{HP} - m_{A6}$ { kg/s }

{Elipse de Stodola}

$$mIP1^2 = k_{IP1}^2 * (pIP1_e/vIP1_e) * (1 - (pIP1_s/pIP1_e)^2)$$

$$K_{IP1} = 6,6492$$

$$vIP1_e = \text{volume}(\text{steam}; T=TIP1_e; P=pIP1_e)$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{rendisoIP1} = (A_{IP1} + B_{IP1}/(mIP1v))/100$$

$$A_{IP1} = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_{IP1}) - 0,3)) - 0,5454 * (1/\ln((1/r_{IP1}) - 0,3))$$

$$B_{IP1} = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_{IP1}) + 0,8)) - 9,9305 / (\ln((1/r_{IP1}) + 0,8))$$

$$r_{IP1} = (pIP1_s/pIP1_e)$$

$$mIP1v = mIP1 * vIP1_e$$

{Ajuste rendimiento}

$$\text{rendisoIP1}_f = \text{rendisoIP1} * z_{IP1}$$

$$z_{IP1} = 0,9144$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de definición}

$$\text{rendisoIP1}_f * (hIP1_e - hIP1_{ss}) = (hIP1_e - hIP1_s)$$

$$hIP1_e = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=TIP1_e; P=PIP1_e)$$

$$hIP1_s = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=TIP1_s; P=PIP1_s)$$

$$hIP1_{ss} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=PIP1_s; s=SIP1_e)$$

$$sIP1_e = \text{entropy}(\text{steam}; T=TIP1_e; P=PIP1_e)$$

{Potencia conseguida en la primera etapa de la turbina de media}

$$W_{IP1} = mIP1 * (hIP1_e - hIP1_s)$$

{Etapa 2 – IP2}

{Datos de entrada}

$$mIP2 = mIP1 - mA5 \{ \text{kg/s} \}$$

$$pIP2_e = pIP1_s$$

$$TIP2_e = TIP1_s$$

{Elipse de Stodola}

$$mIP2^2 = K_{IP2}^2 * (pIP2_e/vIP2_e) * (1 - (pIP2_s/pIP2_e)^2)$$

$$K_{IP2} = 13,0665$$

$$vIP2_e = \text{volume}(\text{steam}; T=TIP2_e; P=pIP2_e)$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{rendisoIP2} = (A_{IP2} + B_{IP2}/(mIP2v))/100$$

$$A_{IP2} = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_{IP2}) - 0,3)) - 0,5454 * (1/\ln((1/r_{IP2}) - 0,3))$$

$$B_{IP2} = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_{IP2}) + 0,8)) - 9,9305 / (\ln((1/r_{IP2}) + 0,8))$$

$$r_{IP2} = (pIP2_s/pIP2_e)$$

$$mIP2v = mIP2 * vIP2_e$$

{Ajuste rendimiento}

$$\text{rendisoIP2}_f = \text{rendisoIP2} * z_{\text{IP2}}$$

$$z_{\text{IP2}} = 0,9460$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de definición}

$$\text{rendisoIP2}_f * (h_{\text{IP2}_e} - h_{\text{IP2}_{ss}}) = (h_{\text{IP2}_e} - h_{\text{IP2}_s})$$

$$h_{\text{IP2}_e} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = \text{TIP2}_e; P = \text{PIP2}_e)$$

$$h_{\text{IP2}_s} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = \text{TIP2}_s; P = \text{PIP2}_s)$$

$$h_{\text{IP2}_{ss}} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P = \text{pIP2}_s; s = \text{SIP2}_e)$$

$$s_{\text{IP2}_e} = \text{entropy}(\text{steam}; T = \text{TIP2}_e; P = \text{PIP2}_e)$$

{Potencia conseguida en la segunda etapa de la turbina de media}

$$W_{\text{IP2}} = m_{\text{IP2}} * (h_{\text{IP2}_e} - h_{\text{IP2}_s})$$

{TURBINA BAJA}

{Etapa 1 – LP1}

{Datos de entrada}

$$m_{\text{LP1}} = m_{\text{IP2}} - m_{\text{A4}} \quad \{T/h\}$$

$$p_{\text{LP1}_e} = p_{\text{IP2}_s}$$

$$T_{\text{LP1}_e} = T_{\text{IP2}_s}$$

{Elipse de Stodola}

$$m_{\text{LP1}}^2 = K_{\text{LP1}}^2 * (p_{\text{LP1}_e} / v_{\text{LP1}_e}) * (1 - (p_{\text{LP1}_s} / p_{\text{LP1}_e})^2)$$

$$K_{\text{LP1}} = 22,4771$$

$$v_{\text{LP1}_e} = \text{volume}(\text{steam}; T = T_{\text{LP1}_e}; P = p_{\text{LP1}_e})$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{rendisoLP1} = (A_{\text{LP1}} + B_{\text{LP1}} / (m_{\text{LP1}} v)) / 100$$

$$A_{\text{LP1}} = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_{\text{LP1}}) - 0,3)) - 0,5454 * (1 / \ln((1/r_{\text{LP1}}) - 0,3))$$

$$B_{\text{LP1}} = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_{\text{LP1}}) + 0,8)) - 9,9305 / (\ln((1/r_{\text{LP1}}) + 0,8))$$

$$r_{\text{LP1}} = (p_{\text{LP1}_s} / p_{\text{LP1}_e})$$

$$m_{\text{LP1}} v = m_{\text{LP1}} * v_{\text{LP1}_e}$$

{Ajuste rendimiento}

$$\text{rendisoLP1}_f = \text{rendisoLP1} * 0,9288$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de definición}

$$\text{rendisoLP1}_f * (h_{\text{LP1}_e} - h_{\text{LP1}_{ss}}) = (h_{\text{LP1}_e} - h_{\text{LP1}_s})$$

$$h_{\text{LP1}_e} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{\text{LP1}_e}; P = \text{PLP1}_e)$$

$$h_{\text{LP1}_s} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_{\text{LP1}_s}; P = \text{PLP1}_s)$$

$$h_{\text{LP1}_{ss}} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P = p_{\text{LP1}_s}; s = \text{SLP1}_e)$$

$$s_{\text{LP1}_e} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{\text{LP1}_e}; P = \text{PLP1}_e)$$

{Potencia conseguida en la primera etapa de la turbina de baja}

$$W_{\text{LP1}} = m_{\text{LP1}} * (h_{\text{LP1}_e} - h_{\text{LP1}_s})$$

{Etapa 2 – LP2}

{Datos de entrada}

$$mLP2 = mLP1 - mA3$$

$$TLP2_e = TLP1_s$$

$$PLP2_e = PLP1_s$$

{Elipse de Stodola}

$$mLP2^2 = K_LP2^2 * (pLP2_e / vLP2_e) * (1 - (pLP2_s / pLP2_e)^2)$$

$$K_LP2 = 63,0431$$

$$vLP2_e = \text{volume}(\text{steam}; T = TLP2_e; P = pLP2_e)$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{rendisoLP2} = (A_LP2 + B_LP2 / (mLP2v)) / 100$$

$$A_LP2 = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_LP2) - 0,3)) - 0,5454 * (1 / \ln((1/r_LP2) - 0,3))$$

$$B_LP2 = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_LP2) + 0,8)) - 9,9305 / (\ln((1/r_LP2) + 0,8))$$

$$r_LP2 = (pLP2_s / pLP2_e)$$

$$mLP2v = mLP2 * vLP2_e$$

{Ajuste rendimiento}

$$\text{rendisoLP2_f} = \text{rendisoLP2} * 0,9053$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de definición}

$$\text{rendisoLP2_f} * (hLP2_e - hLP2_ss) = (hLP2_e - hLP2_s)$$

$$hLP2_e = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = TLP2_e; P = PLP2_e)$$

$$hLP2_s = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = TLP2_s; P = PLP2_s)$$

$$hLP2_ss = \text{enthalpy}(\text{steam}; p = pLP2_s; s = SLP2_e)$$

$$sLP2_e = \text{entropy}(\text{steam}; T = TLP2_e; P = PLP2_e)$$

{Potencia conseguida en la segunda etapa de la turbina de baja}

$$W_LP2 = mLP2 * (hLP2_e - hLP2_s)$$

{Etapa 3 – LP3}

{Datos de entrada}

$$mLP3 = mLP2 - mA2$$

$$pLP3_e = pLP2_s$$

$$TLP3_e = TLP2_s$$

{Elipse de Stodola}

$$mLP3^2 = K_LP3^2 * (pLP3_e / vLP3_e) * (1 - (pLP3_s / pLP3_e)^2)$$

$$K_LP3 = 122,0859$$

$$vLP3_e = \text{volume}(\text{steam}; T = TLP3_e; P = pLP3_e)$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{rendisoLP3} = (A_LP3 + B_LP3 / (mLP3v)) / 100$$

$$A_LP3 = 90,799 + 0,7474 * (\ln((1/r_LP3) - 0,3)) - 0,5454 * (1 / \ln((1/r_LP3) - 0,3))$$

$$B_{LP3} = -3,9722 + 0,6101 * (\ln((1/r_{LP3}) + 0,8)) - 9,9305 / (\ln((1/r_{LP3}) + 0,8))$$

$$r_{LP3} = (p_{LP3_s} / p_{LP3_e})$$

$$m_{LP3v} = m_{LP3} * v_{LP3_e}$$

{Ajuste rendimiento}

$$\text{rendisoLP3_f} = \text{rendisoLP3} * 0,8977$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de definición}

$$\text{rendisoLP3_f} * (h_{LP3_e} - h_{LP3_ss}) = (h_{LP3_e} - h_{LP3_s})$$

$$\begin{aligned} h_{LP3_e} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; p = p_{LP3_e}; t = T_{LP3_e}) \\ h_{LP3_s} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; x = x_{LP3_s}; P = P_{LP3_s}) \\ h_{LP3_ss} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; p = p_{LP3_s}; s = S_{LP3_e}) \\ s_{LP3_e} &= \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{LP3_e}; P = P_{LP3_e}) \end{aligned}$$

$$T_{LP3_s} = \text{temperature}(\text{steam}; x = x_{LP3_s}; h = h_{LP3_s})$$

{Potencia conseguida en la tercera etapa de la turbina de baja}

$$W_{LP3} = m_{LP3} * (h_{LP3_e} - h_{LP3_s})$$

{Última etapa – LP4}

{Datos de entrada}

$$m_{LP4} = m_{LP3} - m_{A1}$$

$$\begin{aligned} p_{LP4_e} &= p_{LP3_s} \\ x_{LP4_e} &= x_{LP3_s} \end{aligned}$$

{Elipse de Stodola}

$$m_{LP4}^2 = K_{LP4}^2 * (p_{LP4_e} / v_{LP4_e})$$

$$K_{LP4} = 329,7214$$

$$v_{LP4_e} = \text{volume}(\text{steam}; x = x_{LP4_e}; P = p_{LP4_e})$$

{Cálculo del rendimiento isoentrópico a partir de las expresiones empíricas de Spencer, Cotton y Cannon}

$$\text{RendIsoLP4_1} = \text{RendIsoLP4_0} * (1 - A_{LP} / 100) * (1 + D_{LP} / 100)$$

{Rendimiento base}

$$\text{RendIsoLP4_0} = 0,9193$$

{Corrección por caudal volumétrico}

$$A_{LP} = 9,9895 / (m_{LP4v})$$

$$m_{LP4v} = m_{LP4_d} * v_{LP4_ed}$$

{Corrección por condiciones iniciales}

$$D_{LP} = \sum(D_{LP}[i]; i = 0; 5)$$

$$D_{LP}[0] = D_{LP}[0;0] + D_{LP}[1;0] * h_{LP4_e} + D_{LP}[2;0] * h_{LP4_e}^2 + D_{LP}[3;0] * h_{LP4_e}^3 + D_{LP}[4;0] * h_{LP4_e}^4$$

$$D_{LP}[1] = (D_{LP}[0;1] + D_{LP}[1;1] * h_{LP4_e} + D_{LP}[2;1] * h_{LP4_e}^2 + D_{LP}[3;1] * h_{LP4_e}^3 + D_{LP}[4;1] * h_{LP4_e}^4) * \text{Log10}(14,5038 * p_{LP4_e})$$

$$D_{LP}[2] = (D_{LP}[0;2] + D_{LP}[1;2] * h_{LP4_e} + D_{LP}[2;2] * h_{LP4_e}^2 + D_{LP}[3;2] * h_{LP4_e}^3 + D_{LP}[4;2] * h_{LP4_e}^4) * \text{Log10}(14,5038 * p_{LP4_e})^2$$

```
D_LP[3]=(D_LP[0;3]+D_LP[1;3]*hLP4_e+D_LP[2;3]*hLP4_e^2+D_LP[3;3]*hLP4_e^3+D_LP[4;3]
*hLP4_e^4)*Log10(14,5038*pLP4_e)^3
```

```
D_LP[4]=(D_LP[0;4]+D_LP[1;4]*hLP4_e+D_LP[2;4]*hLP4_e^2+D_LP[3;4]*hLP4_e^3+D_LP[4;4]
*hLP4_e^4)*Log10(14,5038*pLP4_e)^4
```

```
D_LP[5]=(D_LP[0;5]+D_LP[1;5]*hLP4_e+D_LP[2;5]*hLP4_e^2+D_LP[3;5]*hLP4_e^3+D_LP[4;5]
*hLP4_e^4)*Log10(14,5038*pLP4_e)^5
```

```
Duplicate j=0;4
  Duplicate i=0;5
  D_LP[j; i]=lookup('Lookup D_LP';j+1;i+1)*0,429923^j
end
end
```

{Corrección del punto final de la línea de expansión a la presión de salida}

```
RendIsoLP4_2=(hLP4_e-hLP_pvs)/(hLP4_e-hLP_pvss)

hLP_pvss=enthalpy(steam;P=pLP4_s;s=sLP4_e)

hLP_pvs=hLP_1.5+dELEP

dELEP=dELEP_0*0,87*xLP_1.5*(1-0,65*(1-xLP_1.5))
dELEP_0=(484,751+184,747*ln(pLP4_s)+7,408*(ln(pLP4_s))^2)

RendIsoLP4_1=(hLP4_e-hLP_1.5)/(hLP4_e-hLP_1.5s)

hLP4_e=enthalpy(steam;p=pLP4_e;x=xLP4_e)

hLP_1.5s=enthalpy(steam;s=sLP4_e;P=1,5*convert(inHg;bar))

sLP4_e=entropy(steam;p=pLP4_e;x=xLP4_e)

xLP_1.5=quality(steam;P=1,5*convert(inHg;bar);h=hLP_1.5)
```

{Corrección por pérdidas en el escape}

```
hLP4_s=(hLP_pvs+ExLoss*0,87*xLP_pvs*(1-0,65*(1-xLP_pvs)))

xLP_pvs=quality(steam;P=pLP4_s;h=hLP_pvs)

ExLoss=(199,35-2,7614*Van+0,013287*Van^2-2,3956e-5*Van^3 +1,5559e-8*Van^4)

Van=(mLP4*vLP_pvs)/(2*Aan)

vLP_pvs=volume(steam;x=xLP_pvs;P=PLP4_s)

Aan=2,9257
```

{Cálculo del rendimiento a partir de la definición}

```
RendIsoLP4=((hLP4_e-hLP4_s)/(hLP4_e-hLP4_ss))

hLP4_ss=enthalpy(steam;P=PLP4_s;s=sLP4_e)

TLP4_s=temperature(steam;p=pLP4_s;h=hLP4_s)

xLP4_s=quality(steam;p=pLP4_s;h=hLP4_s)
```

{Potencia conseguida en la última etapa de la turbina de baja}

```
W_LP4=mLP4*(hLP4_e-hLP4_s)
```

{POTENCIA TOTAL}

```
W_total=W_HP+W_IP1+W_IP2+W_LP1+W_LP2+W_LP3+W_LP4
```

{ PRECALENTADORES }

{ Bomba de condensado principal }

$$\begin{aligned} \text{RendIso_bcp} &= 0,7 \\ \text{RendIso_bcp} * (h_{1s} - h_{0s}) &= (h_{1s} - h_{0s}) \\ h_{1s} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; p = pA1_ent; s = s_{0s}) \\ s_{0s} &= \text{entropy}(\text{steam}; x = 0; p = pLP4_s) \\ h_{0s} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; x = 0; p = pLP4_s) \end{aligned}$$

{ PRECALENTADOR de BAJA PRESIÓN - A1 }

{ Lado agua }

{ Condiciones de entrada del agua de alimentación al intercambiador A1- Líquido Subenfriado }

$$\begin{aligned} hA1_ent &= \text{enthalpy}(\text{steam}; T = tA1_ent; P = pA1_ent) \\ hA1_ent &= h_{1s} \end{aligned}$$

{ Condiciones de salida del agua de alimentación del intercambiador A1 - Líquido Subenfriado }

$$\begin{aligned} hA1_sal &= \text{enthalpy}(\text{steam}; T = tA1_sal; P = pA1_sal) \\ pA1_ent &= pA1_sal * 1,25 \end{aligned}$$

{ Lado vapor }

{ Condiciones de entrada del vapor: Balance de energía en el punto de mezcla del vapor }

$$\begin{aligned} mA1 * h_{LP3_s} + (mA2 + mA3) * h_{vA2_ent1} &= (mA1 + mA2 + mA3) * h_{vA1_ent} \\ h_{vA2_ent1} &= h_{vA2_sal} \end{aligned}$$

{ Condiciones de salida del vapor }

$$\begin{aligned} h_{vA1_sal} &= \text{enthalpy}(\text{steam}; x = 0; p = p_{vA1_sal}) \\ t_{vA1_sal} &= \text{temperature}(\text{steam}; x = 0; p = p_{vA1_sal}) \\ p_{vA1_sal} &= p_{LP3_s} * 0,98 \end{aligned}$$

{ Balance de energía al intercambiador }

$$\begin{aligned} m1 * (hA1_sal - hA1_ent) &= (mA1 + mA2 + mA3) * (h_{vA1_ent} - h_{vA1_sal}) \\ m1 &= m_{LP4} \end{aligned}$$

{ Diseño del Intercambiador }

$$\begin{aligned} TA1_sal &= TvA1_sal - dT1 \\ dT1 &= 0 \end{aligned}$$

{ Bomba de condensado secundario }

RendIso_bcs=0,7
RendIso_bcs*(hCS_sal-hCS_ent)=(hCS_ssal-hCS_ent)
hCS_ssal=enthalpy(steam;p=pCS_sal;s=sCS_ent)
pCS_sal=pA1_sal
sCS_ent=entropy(steam;x=0;p=pCS_ent)
hCS_ent=hvA1_sal
pCS_ent=pvA1_sal

{ Balance de masa y energía en el punto de unión del condensado secundario y el agua de alimentación a la salida de A1 }

$m1 \cdot hA1_sal + (mA1 + mA2 + mA3) \cdot hCS_sal = m2 \cdot hA2_ent$
 $m2 = m1 + mA1 + mA2 + mA3$

{ PRECALENTADOR de BAJA PRESIÓN - A2 }

{ Lado agua }

{ Condiciones de entrada }

$pA2_ent = pA1_sal / 1,15$
 $hA2_ent = \text{enthalpy}(\text{steam}; p = pA2_ent; t = tA2_ent)$

{ Condiciones de salida }

$pA2_sal = pA2_ent / 1,25$
 $hA2_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = tA2_sal; P = pA2_sal)$

{ Lado vapor }

{ Condiciones de entrada: Balance de energía en el punto de mezcla }

$mA2 \cdot hLP2_s + mA3 \cdot hvA3_ent2 = (mA2 + mA3) \cdot hvA2_ent$
 $hVA3_ent2 = hvA3_sal$

{ Condiciones de salida }

$hVA2_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = tvA2_sal; p = pVA2_sal)$
 $pVA2_sal = pLP2_s \cdot 0,97$

{ Balance de energía al intercambiador }

$m2 \cdot (hA2_sal - hA2_ent) = (mA2 + mA3) \cdot (hVA2_ent - hVA2_sal)$

{ Diseño del intercambiador }

$tvA2_sal = tA2_ent + dT2_1$
 $dT2_1 = 5$

$$tA2_sal = tvA2_sat - dT2_2$$

$$dT2_2 = 1$$

$$tvA2_sat = \text{temperature}(\text{steam}; x=0; p=pvA2_sal)$$

{ PRECALENTADOR de BAJA PRESIÓN - A3}

{ Lado agua }

{ Condiciones de entrada }

$$pA3_ent = pA2_sal / 1,15$$

$$tA3_ent = tA2_sal$$

$$hA3_ent = \text{enthalpy}(\text{steam}; p=pA3_ent; t=tA3_ent)$$

{ Condiciones de salida }

$$pA3_sal = pA3_ent / 1,25$$

$$hA3_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; p=pA3_sal; t=tA3_sal)$$

{ Lado vapor }

{ Condiciones de salida }

$$hvA3_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; x=0; p=pvA3_sal)$$

$$tvA3_sal = \text{temperature}(\text{steam}; x=0; p=pvA3_sal)$$

$$pvA3_sal = pLP1_s * 0,98$$

{ Balance de energía al intercambiador }

$$mA3 * (hLP1_s - hvA3_sal) = m3 * (hA3_sal - hA3_ent)$$

$$m3 = m2$$

{ Diseño del intercambiador }

$$tA3_sal = tvA3_sal - dT3$$

$$dT3 = 1$$

{ DESGASIFICADOR + TANQUE DE ALIMENTACIÓN }

{ Condiciones de entrada }

$$tA4_ent = tA3_sal$$

$$pA4_ent = 0,98 * pIP2_s$$

$$pA4_ent = pA3_sal / 1,15$$

$$hA4_ent = \text{enthalpy}(\text{steam}; p=pA4_ent; t=tA4_ent)$$

{ Condiciones de salida }

$$pA4_sal=pA4_ent$$

$$hA4_sal=enthalpy(steam; T=TA4_sal; p=pA4_sal)$$

{ Balance de energía al intercambiador }

$$mA4*hIP2_s+m3*hA4_ent=(mA4+m3)*hA4desg_sal$$

$$hA4desg_sal=enthalpy(steam; p=pvA4_sal; T=tA4desg_sal)$$

$$(mA4+m3)*hA4desg_sal+(mA5+mA6)*hvA5_ent4=m4*hA4_sal$$

$$hvA5_ent4=hvA5_sal$$

$$m4=m3+mA4+mA5+mA6$$

{ Diseño del Intercambiador }

$$tA4desg_sal=tvA4_sat-dT4$$

$$dT4=5$$

$$tvA4_sat=temperature(steam; x=0; p=pvA4_sal)$$

$$pvA4_sal=pIP2_s*0,98$$

{ Bomba de alimentación }

{ Condiciones de entrada }

$$p_5=pA4_sal$$

$$t_5=tA4_sal$$

$$h_5=hA4_sal$$

{ Rendimiento isoentrópico de la bomba }

$$RendIso_ba*(h_6-h_5)=(h_6s-h_5)$$

$$h_6s=enthalpy(steam; s=s_5; p=p_6)$$

$$s_5=entropy(steam; t=t_5; p=p_5)$$

$$RendIso_ba=0,0347878+(0,00503602*(m4*3,6/2))-(0,00000862*((m4*3,6/2)^2)-0,03)$$

{ PRECALENTADOR de ALTA - A5 }

{ Lado agua }

{ Condiciones de entrada }

$$pA5_ent=p_6$$

$$hA5_ent=h_6$$

$$hA5_ent=enthalpy(steam; p=pA5_ent; t=TA5_ent)$$

{ Condiciones de salida }

$$hA5_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; p = pA5_sal; t = tA5_sal)$$

$$pA5_sal = pA5_ent * 0,98$$

{ Lado vapor }

{ Condiciones de entrada: Balance de energía en el punto de mezcla }

$$mA5 * hIP1_s + mA6 * hvA6_ent5 = (mA5 + mA6) * hvA5_ent$$

$$hvA6_ent5 = hvA6_sal$$

$$pvA5_ent = pIP1_s * 0,98$$

$$tvA5_ent = \text{temperature}(\text{steam}; h = hvA5_ent; p = pvA5_ent)$$

{ Condiciones de salida }

$$hvA5_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; t = tvA5_sal; p = pvA5_sal)$$

$$pvA5_sal = pIP1_s * 0,97$$

{ Balance de energía al intercambiador }

$$(mA6 + mA5) * (hvA5_ent - hvA5_sal) = m5 * (hA5_sal - hA5_ent)$$

$$m5 = m4$$

{ Diseño del intercambiador }

$$tvA5_sal = tA5_ent + dT5_1$$

$$dT5_1 = 0$$

$$tA5_sal = tvA5_sat - dT5_2$$

$$dT5_2 = 6,772768 - 0,047654 * mHP^{3,6} + 0,000072963 * (mHP^{3,6})^2$$

$$tvA5_sat = \text{temperature}(\text{steam}; x = 0; p = pvA5_sal)$$

{ PRECALENTADOR de ALTA - A6 }

{ Lado agua }

{ Condiciones de entrada del agua - Líquido subenfriado }

$$pA6_ent = pA5_sal$$

$$tA6_ent = tA5_sal$$

$$hA6_ent = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = TA6_ent; P = pA6_ent)$$

{ Condiciones de salida del agua - Líquido subenfriado }

$$pA6_sal = pA6_ent * 0,98$$

$$hA6_sal = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = TA6_sal; p = pA6_sal)$$

{Lado vapor}

{Condiciones de entrada}

$$hvA6_ent=hHP_s$$

$$pvA6_ent=pHP_s$$

{Condiciones de salida}

$$hvA6_sal=enthalpy(steam; x=0; p=pvA6_sal)$$

$$pvA6_sal=pvA6_ent*0,98$$

$$tvA6_sal=temperature(steam; p=pvA6_sal; h=hvA6_sal)$$

{Balance de energía al intercambiador}

$$mA6*(hvA6_ent-hvA6_sal)=m6*(hA6_sal-hA6_ent)$$

$$m6=m5$$

{Diseño del intercambiador}

$$tA6_sal=tvA6_sal-dT6$$

$$dT6=-4,7284-0,018128*mHP*3,6+0,000054652*(mHP*3,6)^2$$

{ CALDERA Y RECALENTADOR INTERMEDIO }

{Pérdida de carga en la caldera}

$$pA6_sal=1,5980*pHP_e-17,865$$

{Pérdida de carga en el recalentador intermedio (RI)}

$$pHP_s=1,1479*pIP1_e$$

{ ***** CALCULO DEL RENDIMIENTO DEL CICLO ***** }

{ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA DEL GRUPO}

{CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL VAPOR EN LA CALDERA + RI}

$$Q_total=Q_cámara+Q_RI$$

$$Q_cámara=mHP*(hHP_e-hA6_sal)$$

$$Q_RI=mIP1*(hIP1_e-hHP_s)$$

{CÁLCULO DEL RENDIMIENTO}

$$Rend_ciclo=W_grupo/Q_total$$

ANEXO IX.

RESUMEN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LA COMPARATIVA POR PRUEBA.

A partir de los datos y muestras recogidas en cada una de las pruebas, una vez aplicada la metodología y el procedimiento de análisis que se describe en el Capítulo 4, se han obtenido resultados sobre el rendimiento de caldera, las pérdidas y la evolución de distintos parámetros no solo durante el tiempo que duró cada una de las pruebas, sino también durante el resto del día y en días en los que las condiciones de funcionamiento eran similares. En el Capítulo 5 se analizan estos resultados y se llega a cuantificar cómo influyó sobre el rendimiento en general y sobre cada una de las pérdidas en particular el cambio de combustible y sus características (composición, porcentaje de sustitución o el tamaño de partícula de la biomasa).

Como complemento a estos resultados, así como a la información recogida en el Anexo IV para cada prueba, en este nuevo anexo se presentan las características de los periodos comparados en cada una de las pruebas. Para ello se muestra cómo variaron los factores fundamentales durante el periodo de co-combustión y a lo largo del día en el que se llevó a cabo cada prueba, así como la evolución de la carga y del rendimiento. Además, dado que los resultados en co-combustión se han comparado también con periodos de funcionamiento con carbón de otros días, este anexo recoge las particularidades de esos días y el análisis elemental e inmediato del combustible fósil utilizado. Con ello se pretende dotar a los resultados de una mayor información para comprender los argumentos utilizados en el Capítulo 5 en su análisis.

Por último, se presentan los resultados promedio de las pérdidas y el rendimiento para cada periodo analizado. Aunque estos resultados ya aparecen en el Capítulo 5, aquí se presentan agrupados por prueba, lo que permite tener una visión más concreta de lo que ocurrió en cada una de ellas.

Los datos y resultados se han organizado, para cada una de las pruebas, en tres tablas, cuyo contenido se explica a continuación.

Primera Tabla: En esta tabla se presentan los resultados obtenidos el día de la prueba.

Rango de variación de la energía que entra a caldera:

Para aplicar la metodología descrita en el Capítulo 4 de esta tesis es necesario determinar, para cada prueba, el rango de variación de la energía que entraba a caldera en el periodo de co-combustión, filtrándose así el efecto de las posibles variaciones en el ciclo. Este rango permitirá seleccionar los puntos en funcionamiento solo con carbón válidos para la comparativa. En esta tabla se muestra, en kilowatios, el límite inferior y superior de dicho rango para cada prueba.

Evolución del porcentaje de sustitución:

Breve comentario sobre la gráfica que se muestra a la derecha.

Grafica con la evolución del porcentaje de sustitución de carbón por biomasa en masa y energía durante el periodo de alimentación del combustible renovable.

Los dos valores que se presentan a continuación son el porcentaje de sustitución promedio en energía y en masa obtenidos a partir de los valores estimados en la zona estable del periodo de co-combustión de la prueba.

- Porcentaje promedio en energía: - %
 - Porcentaje promedio en masa: - %
-

Sobre el día de la prueba:

El periodo de co-combustión se compara con puntos del propio día de la prueba en los que se estuviera trabajando solo con carbón y en los que la energía que entrara a caldera se encontrara dentro del mismo rango. Se indica:

- Número de puntos válidos para la comparativa
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón.

En este apartado se presentan, gráficamente, los resultados obtenidos para esos periodos y se comparan con los obtenidos en co-combustión. En rosa se muestran los puntos del periodo de co-combustión, en naranja los de funcionamiento solo con carbón que cumplen la condición impuesta para la energía que entraba a caldera con el combustible. Se pretende con ello ver el orden de magnitud del número de puntos válidos, comprobar la evolución de los parámetros característicos durante el día y la diferencia, si existe, con los valores obtenidos en el periodo de co-combustión.

Los cuatro gráficos son:

- Evolución de la carga a lo largo del día.
 - Evolución del rendimiento.
 - Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$).
 - Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$).
-

Segunda Tabla: Se muestran las particularidades de los días que se han utilizado para la comparativa entre el funcionamiento en co-combustión y solo con carbón.

Sobre el resto de días:

El periodo de co-combustión de cada prueba se ha comparado con periodos de funcionamiento solo con carbón de días cercanos a la prueba en los que se estuviera trabajando con un combustible fósil de composición similar, con el precalentador aire-vapor funcionando de la misma manera y en los que la energía que entrara a caldera con el combustible se encontrara dentro del mismo rango. Esta tabla indica el número de días utilizados en la comparativa, alguna particularidad que se haya considerado interesante señalar sobre los periodos válidos así como el análisis elemental e inmediato del carbón utilizado en cada uno de esos días.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día x											

Tercera Tabla: Resultados promedio en el periodo de co-combustión y de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba y de otros días (Solo carbón x).

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{lk} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión										
Día de prueba										
Solo carbón x										

Sobre los resultados:

En este apartado se analizan brevemente los resultados obtenidos así como las posibles causas, en cada uno de los periodos en relación al rendimiento y las pérdidas, pero también para la temperatura de gases corregida y el oxígeno en gases dado que, según queda demostrado en el Capítulo 5 son dos de los factores más influyentes sobre la variación del rendimiento.

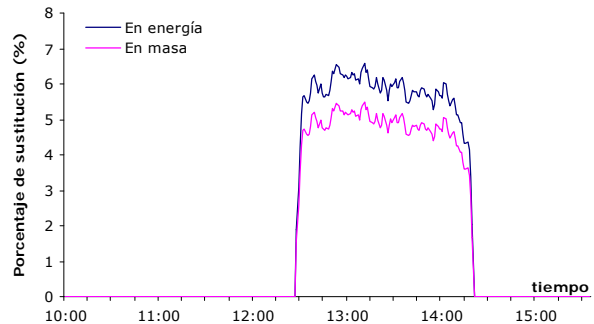
- Temperatura del gas a la salida del precalentado corregida ($T_{g,sal,c}$).
- Oxígeno a la salida de caldera ($O_{2,ent}$).
- Rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

IX.1 Prueba 1

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 411.000 kW Límite superior: 419.500 kW

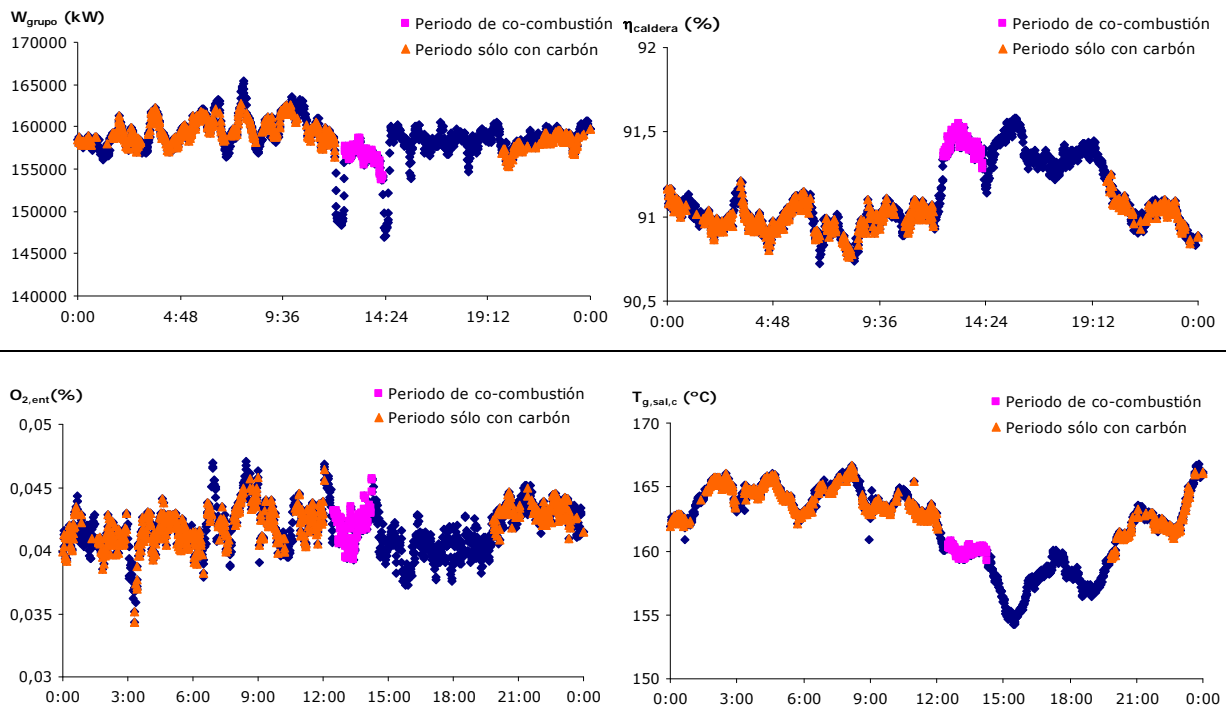
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue estable desde el inicio, algo inferior en la última parte del periodo debido a la mejora del carbón.

- Porcentaje promedio en energía: 5,79 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,83 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: muestra de carbón muy representativa (más de 600).
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: zonas antes y después de la prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Se trabajó a plena carga todo el día. Las dos bajadas de carga corresponden a la etapa 2 y 4 de la prueba. En la etapa de co-combustión la carga fue, en promedio, inferior al resto.
- Evolución del rendimiento. Fue mayor en co-combustión que en el resto de puntos en funcionamiento solo con carbón debido, principalmente, y como puede verse en la figura inferior a que la temperatura de gases era menor.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Se mantuvo durante los dos periodos y a lo largo del día dentro del mismo rango.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Es inferior en co-combustión que en los dos periodos válidos de funcionamiento solo con carbón. Puede comprobarse como, tras la alimentación de biomasa la temperatura se mantuvo por debajo de los valores iniciales aunque la carga sí aumentó.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros tres días.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.632	3.419	14,19	32,58	22,89	30,30	4,04	38,47	2,55	0,41	7,76
Día 2	3.829	3.615	14,73	30,55	22,25	32,47	3,63	40,25	2,49	0,54	7,81
Día 3	3.782	3.560	15,23	30,19	22,2	32,30	3,73	39,87	2,59	0,53	7,86

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	160,01	0,0420	6,0283	0,1863	0,3656	0,2258	0,6027	0,0065	0,1554	91,43
Día de prueba	163,66	0,0420	6,2676	0,1872	0,3741	0,2409	0,7565	0,0069	0,1701	91,00
Solo carbón 1	162,39	0,0423	6,3921	0,1936	0,4080	0,2541	0,7966	0,0075	0,1828	90,77
Solo carbón 2	164,05	0,0406	6,2735	0,1897	0,3816	0,2526	0,7538	0,0067	0,1645	90,98
Solo carbón 3	169,62	0,0392	6,5585	0,2037	0,4193	0,2759	0,7652	0,0067	0,1724	90,60

- Sobre los resultados:

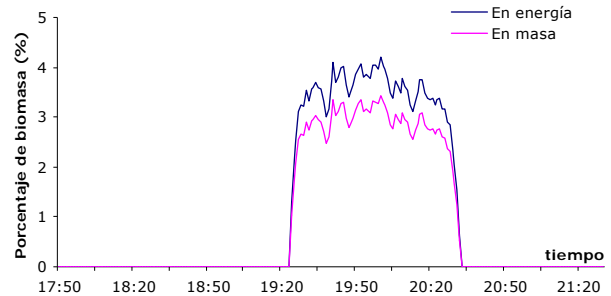
- El valor de la $T_{g,sal,c}$ promedio en los tres día fue superior a la del periodo de co-combustión, confirmando la tendencia del día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión con el de los otros tres días se comprueba que fue muy similar respecto al primer día y algo menor si se compara con los dos últimos, aunque sin cambios realmente significativos.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por gases y de todas las pérdidas que se ven influenciadas por la temperatura de gases (L_H , L_{mf} y L_d). También fueron inferiores las pérdidas por inquemados.

IX.2 Prueba 2

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 405.000 kW Límite superior: 412.500 kW

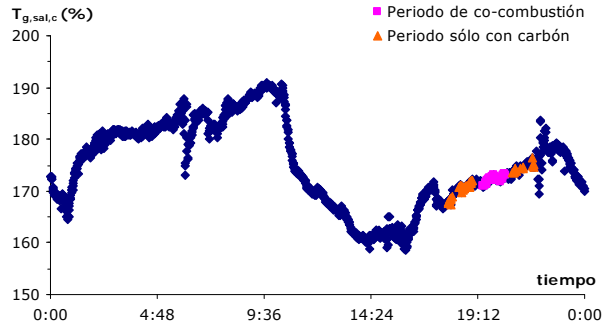
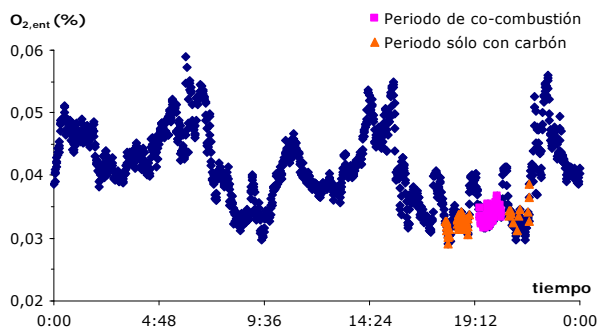
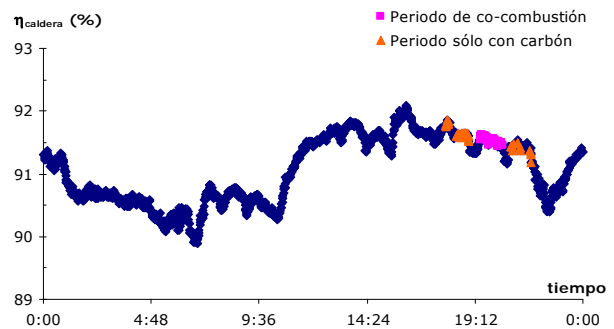
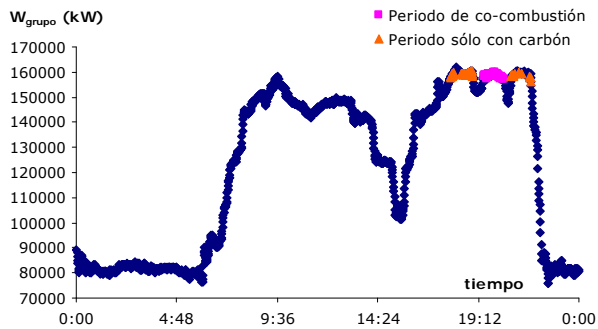
- Evolución del porcentaje de sustitución. Se mantuvo bastante estable durante todo el periodo, algo mayor en la zona central.

- Porcentaje promedio en energía: 3,60 %
- Porcentaje promedio en masa: 2,95 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: similar en los dos periodos comparados.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: solo han servido para la comparación los puntos de las dos etapas a plena carga de la prueba (etapas 1 y 5), habiendo, aproximadamente, el mismo número antes y después.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Fue variable. Por la noche mínimo técnico. Máxima carga durante la prueba que se hizo tras subir desde 100 MW.
- Evolución del rendimiento. De nuevo la evolución del rendimiento a lo largo del día se encuentra condicionado por la evolución de la temperatura de gases que, como puede comprobarse en la figura inferior aumentó progresivamente durante la prueba. El rendimiento en co-combustión fue algo menor que el de los puntos situados antes de la alimentación de biomasa y superior a los de después.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Variable dentro de un rango bastante estable. El periodo de prueba se estaba trabajando con un porcentaje algo menor al del resto del día.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Aumentó durante toda la prueba.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros tres días.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.829	3.615	14,73	30,55	22,25	32,47	3,63	40,25	2,49	0,54	7,81
Día 2	3.675	3.466	14,98	30,70	22,38	31,94	4,03	39,27	2,36	0,48	8,17
Día 3	3.930	3.712	16,34	27,08	23,61	32,97	4,25	41,38	2,38	0,62	7,96

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	172,19	0,0338	6,3344	0,1996	0,3835	0,3059	0,5240	0,0057	0,1508	91,10
Día de prueba	170,99	0,0330	6,2854	0,2005	0,3737	0,3117	0,5165	0,0059	0,1548	91,15
Solo carbón 1	162,34	0,0415	6,2264	0,1867	0,3768	0,2494	0,5139	0,0066	0,0693	91,37
Solo carbón 2	168,92	0,0410	6,6102	0,2028	0,3904	0,2773	0,5358	0,0070	0,0765	90,90
Solo carbón 3	169,49	0,0338	6,2724	0,1945	0,3693	0,2838	0,5006	0,0057	0,0634	91,31

- Sobre los resultados:

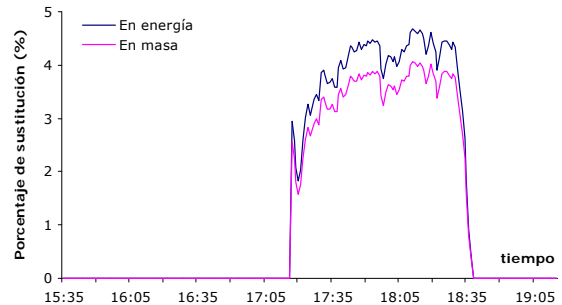
- El valor de la $T_{g,sal,c}$ fue mayor en co-combustión respecto a los tres días, sobretodo respecto al primero.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión con el de los otros tres días se comprueba que fue significativamente inferior respecto al de dos de ellos y similar al tercero.
- Puede comprobarse que el valor del rendimiento en los periodos de funcionamiento solo con carbón de los tres días comparados puede ser tanto mayor como menor debido a la influencia de la temperatura de gases y del porcentaje de oxígeno con el que se trabajó en co-combustión respecto al resto de periodos.

IX.3 Prueba 3

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 407.000 kW Límite superior: 415.500 kW

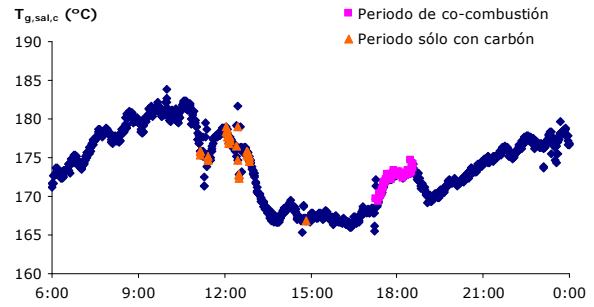
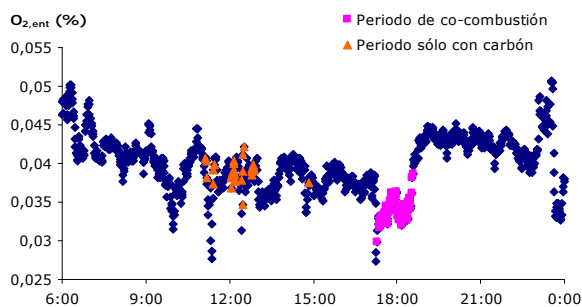
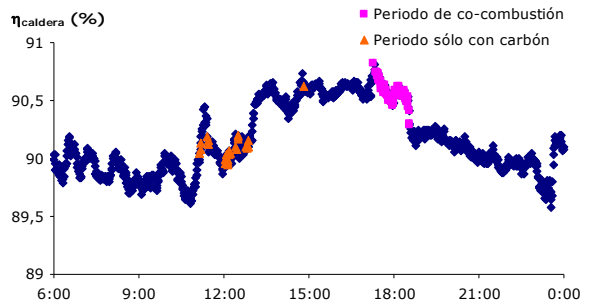
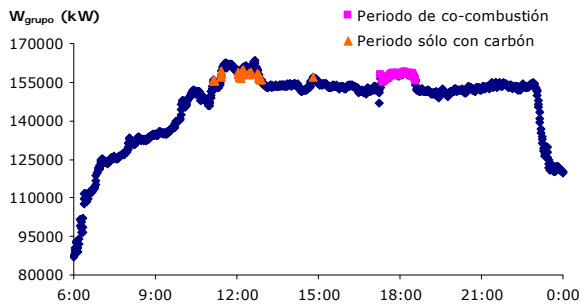
- Evolución del porcentaje de sustitución. La subida de carga con biomasa se realizó lentamente lo que supuso que en la primera parte de la etapa de co-combustión el porcentaje de sustitución fuera menor. A partir del primer tercio porcentaje de sustitución estable.

- Porcentaje promedio en energía: 4,03%
- Porcentaje promedio en masa: 3,50 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: la etapa de co-combustión solo es comparable ese día con otro periodo por la mañana, pero de mayor inestabilidad que durante la prueba, por lo que existen pocos puntos en el periodo de solo carbón.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: Antes de la prueba, por la mañana.
- Evolución de la carga a lo largo del día: Carga media del día 150 MW. Parada por la noche. Funcionamiento con tres molinos.
- Evolución del rendimiento: De nuevo la evolución del rendimiento a lo largo del día se encuentra condicionado por la evolución de la temperatura de gases como puede comprobarse en la figura inferior. La temperatura aumentó durante la etapa de co-combustión lo que supuso que el rendimiento fuera disminuyendo.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Inferior en co-combustión respecto a prácticamente todos los valores del día. Debido a la estrategia de trabajo en las pruebas se mantuvo el aire y se subió carga con biomasa lo que supuso trabajar con menos oxígeno.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). La temperatura con la que se trabajaba fue inferior por la tarde que por la mañana, lo que influye directamente en que la temperatura en co-combustión sea menor que en el periodo de funcionamiento solo con carbón con el que se ha comparado.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros cuatro días. En todos ellos el periodo de comparación es estable y con un número de puntos significativo.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.984	3.743	16,34	26,77	26,42	30,47	4,76	42,46	2,86	0,68	6,12
Día 2	3.727	3.503	17,28	28,94	23,36	30,42	4,61	38,81	2,40	0,56	7,39
Día 3	4.021	3.815	15,14	27,90	23,93	33,00	4,18	42,43	2,29	0,64	7,42
Día 4	4.270	4.050	13,18	27,23	22,69	36,90	3,75	44,52	2,79	0,78	7,75

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	172,36	0,0341	6,5485	0,2104	0,4118	0,2632	0,8539	0,0053	0,1396	90,57
Día de prueba	175,86	0,0389	6,9331	0,2082	0,4170	0,2773	0,9120	0,0055	0,1493	90,10
Solo carbón 1	170,29	0,0362	6,7229	0,2254	0,4426	0,2830	0,9279	0,0057	0,1469	90,25
Solo carbón 2	172,43	0,0380	6,6004	0,2042	0,4027	0,3244	0,9912	0,0065	0,1723	90,30
Solo carbón 3	168,04	0,0364	6,2542	0,2032	0,3423	0,2533	0,9107	0,0058	0,1476	90,88
Solo carbón 4	167,42	0,0337	6,1419	0,2014	0,3912	0,2068	0,8581	0,0053	0,1351	91,06

- Sobre los resultados:

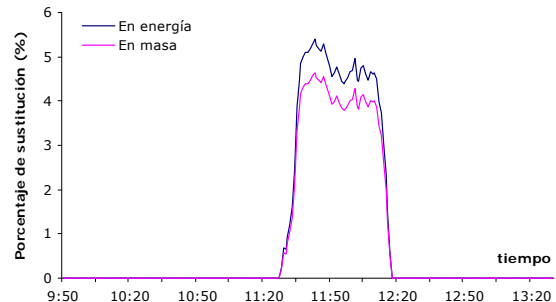
- En general el valor de la $T_{g,sal,c}$ fue mayor en co-combustión que en los días comparados, como también lo fue la temperatura del periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión con el de los otros cuatro días se comprueba que fue inferior respecto al de tres de ellos y similar al cuarto.
- En relación al rendimiento existen tanto valores mayores como menores al obtenido para el periodo de co-combustión. La disminución en las pérdidas por inquemados se ven compensadas con el aumento de las pérdidas en gases asociado a la mayor temperatura.

IX.4 Prueba 4

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 410.000 kW Límite superior: 415.100 kW

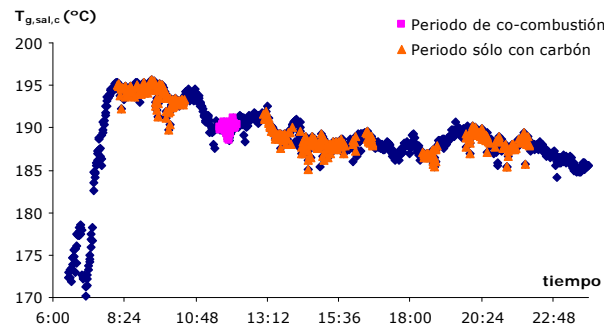
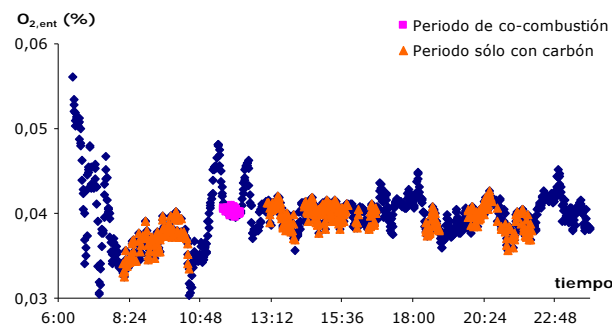
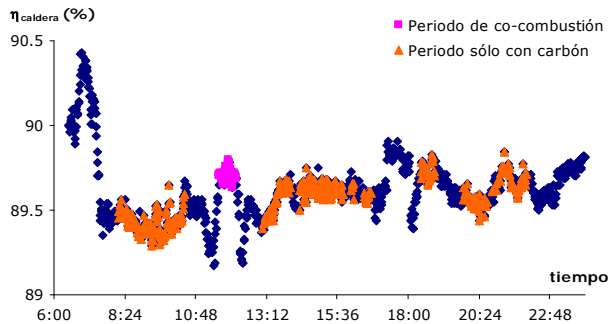
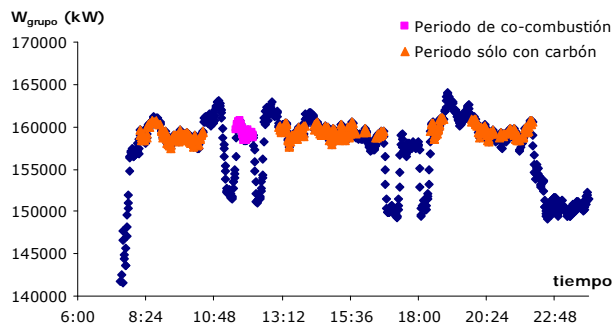
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue mayor al inicio del periodo de co-combustión y estable en la parte final.

- Porcentaje promedio en energía: 4,80 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,13 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 400, muestra representativa.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: distribuidos a lo largo de todo el día, aunque al realizarse la prueba por la mañana existen más puntos situados después de la prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Estable, excepto en los dos periodos de prueba. Se venía de una situación de central parada por la noche y se baja carga también a partir de las diez.
- Evolución del rendimiento. Poco variable a lo largo del día. Aumenta en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados que pudieron verse influenciadas por el bajo porcentaje de oxígeno con el que se trabajaba antes de iniciar la prueba.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Mayor en el periodo de co-combustión que en los puntos solo con carbón anteriores al inicio de la prueba, similar al resto.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Disminuye ligeramente a lo largo del día. En el periodo de co-combustión esta temperatura es inferior a los puntos solo con carbón situados antes del inicio y superior al resto, que son la mayoría.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros cuatro días. Una vez filtrados los puntos válidos teniendo en cuenta el funcionamiento del CAV y los periodos de subida y bajada de carga, se ha conseguido una muestra suficiente en todos ellos.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.836	3.619	15,83	28,19	23,12	32,86	4,28	40,72	2,42	0,58	7,98
Día 2	3.830	3.596	16,14	28,09	24,17	31,60	4,31	41,18	2,73	0,58	6,97
Día 3	3.807	3.589	14,31	30,79	21,99	32,91	3,74	40,72	2,63	0,66	7,15
Día 4	3.968	3.740	15,58	28,71	23,32	32,39	3,94	41,13	2,68	0,64	7,31

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{Uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	189,98	0,0403	7,3251	0,3824	0,4497	0,2898	0,6725	0,0056	0,1659	89,71
Día de prueba	190,00	0,0388	7,2906	0,3894	0,4310	0,3013	0,8495	0,0058	0,1745	89,56
Solo carbón 1	188,94	0,0393	7,3634	0,3801	0,4332	0,3171	0,8804	0,0061	0,1809	89,44
Solo carbón 2	192,16	0,0421	7,9281	0,3540	0,5021	0,3322	0,8868	0,0061	0,1855	88,81
Solo carbón 3	190,63	0,0382	7,5473	0,3699	0,4802	0,2924	0,8887	0,0067	0,2015	89,21
Solo carbón 4	191,66	0,0388	7,4072	0,3471	0,4729	0,3076	0,8534	0,0060	0,1818	89,42

- Sobre los resultados:

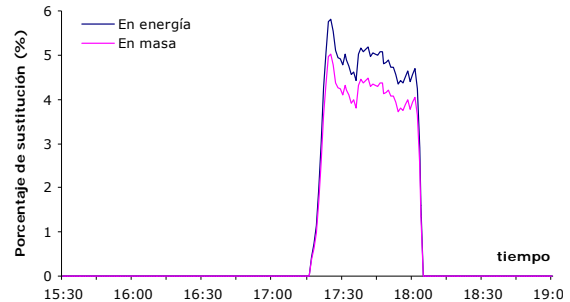
- En general el valor de la $T_{g,sal,c}$ fue muy similar en co-combustión que en los días comparados, existiendo tanto valores superiores como inferiores, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- En general el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión mayor que en los periodos de funcionamiento solo con carbón. Solo en el segundo día se estaba trabajando con un valor mayor.
- El rendimiento en co-combustión fue mayor respecto a todos los días, debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados al que se suma el efecto de una leve disminución de la temperatura de gases.

IX.5 Prueba 5

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 403.000 kW Límite superior: 410.100 kW

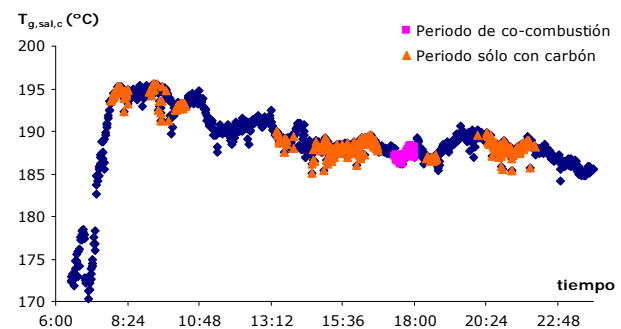
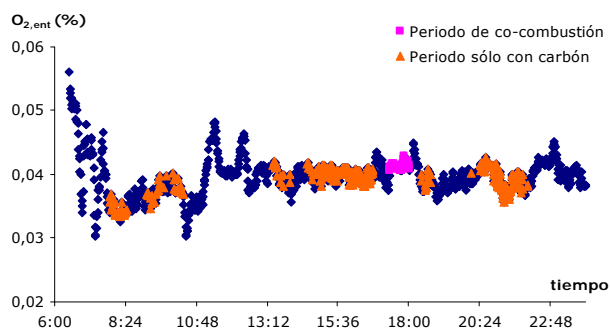
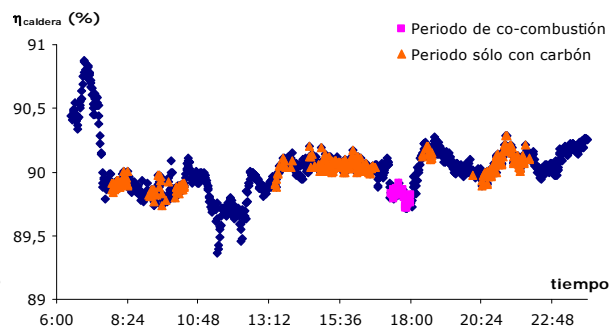
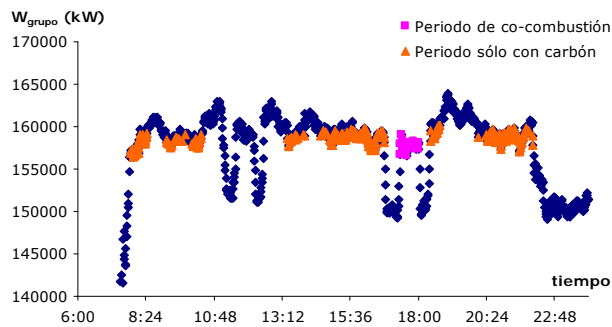
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue mayor al inicio del periodo de co-combustión y similar a la de la prueba anterior.

- Porcentaje promedio en energía: 4,85 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,17 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 300, muestra representativa.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: distribuidos a lo largo de todo el día, aunque al realizarse la prueba por la tarde existen más puntos situados antes de la prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Fue estable, excepto en los dos periodos de prueba. Se venía de una situación de central parada por la noche y se baja carga también a partir de las diez.
- Evolución del rendimiento: Varió poco a lo largo del día. Disminuye en co-combustión debido principalmente al aumento de las pérdidas por inquemados.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Mayor en el periodo de co-combustión que en los puntos correspondientes a funcionamiento solo con carbón.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Disminuye ligeramente a lo largo del día, aumentando en la parte final para luego continuar con la misma tendencia. En co-combustión es inferior a los puntos solo con carbón situados antes del inicio y similar al resto.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros cuatro días. Al igual que ocurría en la prueba anterior, una vez filtrados los puntos válidos teniendo en cuenta el funcionamiento del CAV y los periodos de subida y bajada de carga, se ha conseguido una muestra suficiente en todos ellos.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.836	3.619	15,83	28,19	23,12	32,86	4,28	40,72	2,42	0,58	7,98
Día 2	3.830	3.596	16,14	28,09	24,17	31,60	4,31	41,18	2,73	0,58	6,97
Día 3	3.807	3.589	14,31	30,79	21,99	32,91	3,74	40,72	2,63	0,66	7,15
Día 4	3.968	3.740	15,58	28,71	23,32	32,39	3,94	41,13	2,68	0,64	7,31

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{lk} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	187,28	0,0413	7,2491	0,3826	0,4442	0,2849	0,6602	0,0055	0,1627	89,81
Día de prueba	189,33	0,0390	7,2711	0,3900	0,4292	0,3000	0,4053	0,0058	0,1724	90,03
Solo carbón 1	188,40	0,0392	7,3371	0,3806	0,4317	0,3160	0,4202	0,0061	0,1788	89,93
Solo carbón 2	192,60	0,0432	8,0011	0,3625	0,5034	0,3330	0,4232	0,0061	0,1847	89,19
Solo carbón 3	190,29	0,0379	7,5213	0,3701	0,4792	0,2918	0,4241	0,0067	0,1996	89,71
Solo carbón 4	189,48	0,0409	7,3955	0,3427	0,4665	0,3035	0,4073	0,0060	0,1778	89,90

- Sobre los resultados:

- En promedio el valor de la $T_{g,sal,c}$ fue menor en co-combustión que en los días comparados, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- En promedio el valor de de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión mayor que en los periodos de funcionamiento solo con carbón, excepto en el segundo día utilizado para la comparativa en la que se estaba trabajando con un valor mayor.
- El rendimiento en co-combustión fue muy similar en tres de los cuatro días utilizados en la comparación, y mayor respecto al otro. El aumento de las pérdidas por inquemados en co-combustión se vio compensado por una disminución de las pérdidas en gases, lo que no ocurrió el día de la prueba y que ha supuesto que respecto al periodo de ese día el rendimiento en co-combustión si que fuera inferior.

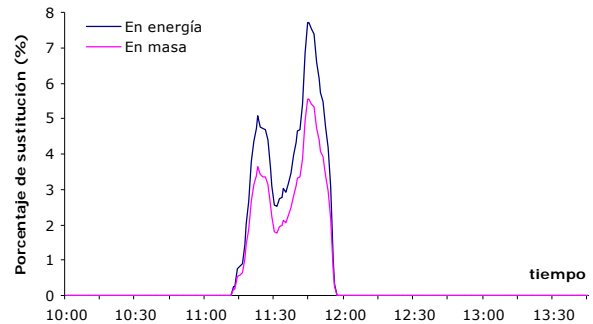
IX.6 Prueba 6

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 400.000 kW Límite superior: 430.000 kW

- Evolución del porcentaje de sustitución. Las variaciones en la carga durante el periodo de co-combustión han supuesto que el porcentaje de sustitución de carbón por biomasa estimado también sufriera cambios bruscos en el periodo.

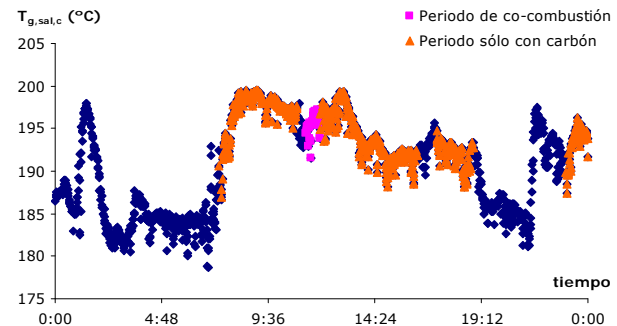
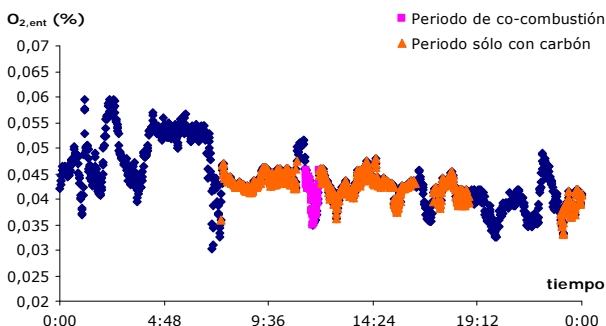
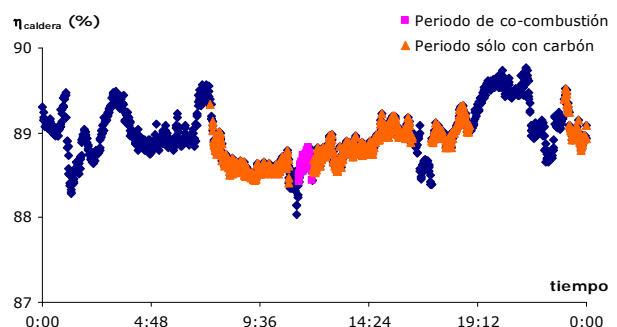
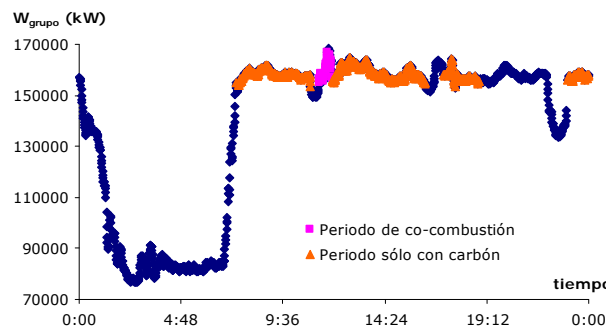
- Porcentaje promedio en energía: 4,00 %
- Porcentaje promedio en masa: 2,86 %

El rango de variación de los valores de la energía que entra en caldera también fue mayor que en otras pruebas precisamente debido a las fluctuaciones de la carga.



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 600, muestra representativa.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: distribuidos a lo largo de todo el día, aunque al realizarse la prueba por la mañana existen más puntos situados tras la prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Durante la noche se trabajó con el mínimo técnico. El resto del día bastante stable, excepto en los dos periodos de prueba y una bajada en la parte final.
- Evolución del rendimiento. Varió poco a lo largo del día y con una evolución que puede estar marcada por la de la temperatura de gases que disminuye a lo largo del día, aunque parte de un valor significativamente menor por trabajar a media carga.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Fuerte disminución en el periodo de co-combustión relacionada inversamente con el aumento de carga. Puntos con carbón dentro de un mismo rango y algo mayores en promedio que en co-combustión.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Disminuye ligeramente a lo largo del día aunque va variando. En co-combustión es inferior a los puntos solo con carbón situados antes del inicio de la alimentación con biomasa y a los inmediatamente posteriores y menor respecto a los de la segunda parte del día.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros cuatro días. En todos ellos el periodo de comparación es estable y con un número de puntos significativo, consecuencia del mayor rango de variación válido para la energía que entra a caldera.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.598	3.365	19,13	28,19	22,83	29,85	5,19	37,83	2,35	0,51	6,80
Día 2	3.568	3.341	15,80	32,01	23,24	28,95	4,46	37,69	2,63	0,53	6,88
Día 3	3.553	3.334	15,31	32,69	22,87	29,13	4,16	37,20	2,54	0,49	7,62
Día 4	3.439	3.222	15,51	33,52	21,87	29,10	4,16	36,57	2,45	0,50	7,29

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{Uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	195,28	0,0408	8,1860	0,3776	0,5073	0,4198	0,6346	0,0075	0,2325	88,64
Día de prueba	194,50	0,0424	8,2726	0,3920	0,4941	0,4320	0,3231	0,0078	0,2396	88,84
Solo carbón 1	187,89	0,0415	7,5514	0,3842	0,4493	0,4093	0,2981	0,0065	0,1912	89,71
Solo carbón 2	184,55	0,0417	7,4915	0,3469	0,4963	0,3337	0,3005	0,0074	0,2137	89,81
Solo carbón 3	187,79	0,0431	7,5456	0,3337	0,4904	0,3308	0,3012	0,0076	0,2237	89,77
Solo carbón 4	188,19	0,0446	7,7540	0,3285	0,4904	0,3474	0,3114	0,0081	0,2379	89,52

- Sobre los resultados:

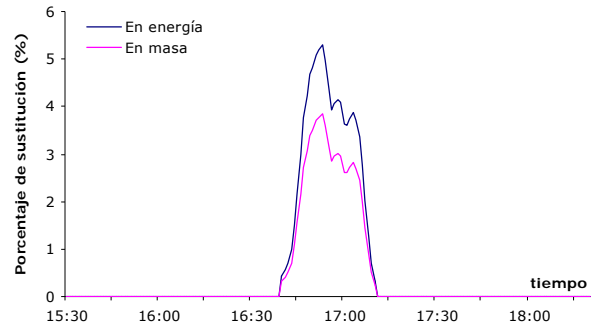
- El valor de la $T_{g,sal,c}$ fue mayor en co-combustión que en los días comparados. Hay que tener en cuenta que también es mayor la temperatura en el periodo de funcionamiento solo con carbón del día de la prueba, por lo que es posible que ese día se estuviera trabajando con una temperatura más elevada de lo habitual.
- El valor de $O_{2,ent}$ fue menor en el periodo de co-combustión respecto al de los periodos de funcionamiento solo con carbón.
- El rendimiento fue menor en co-combustión debido al aumento de las pérdidas por inquemados y, sobre todo, a la influencia negativa de la temperatura de gases en varias de las pérdidas estimadas (L_G , L_H , L_{mf} y L_d). Este último factor no tiene influencia cuando se compara el rendimiento en co-combustión con el estimado para el periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba. En este caso el rendimiento es algo mayor al de co-combustión debido solo a la variación de inquemados y que se ve compensada además por la disminución del resto de pérdidas.

IX.7 Prueba 7

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 416.000 kW Límite superior: 425.000 kW

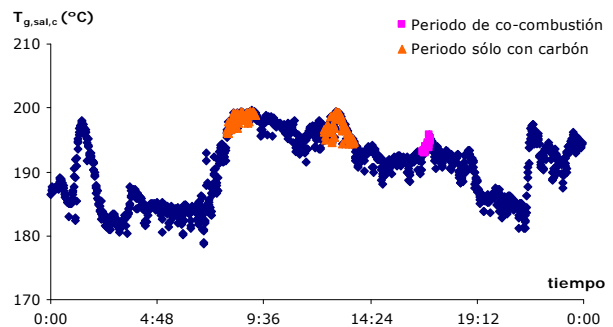
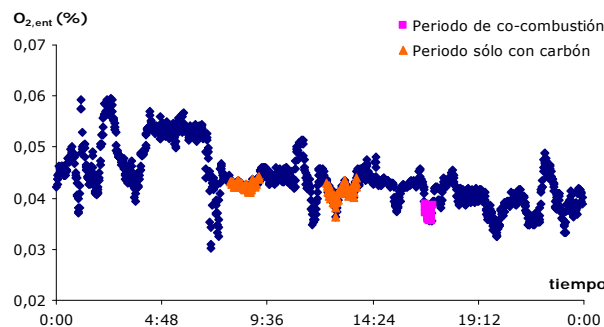
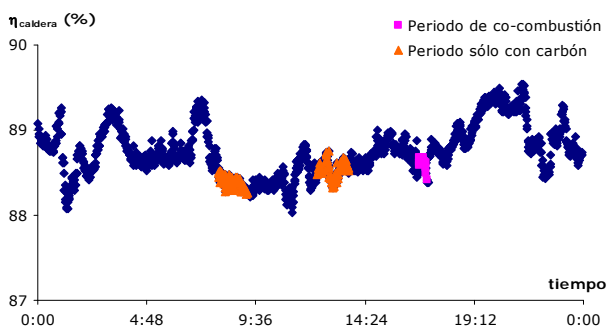
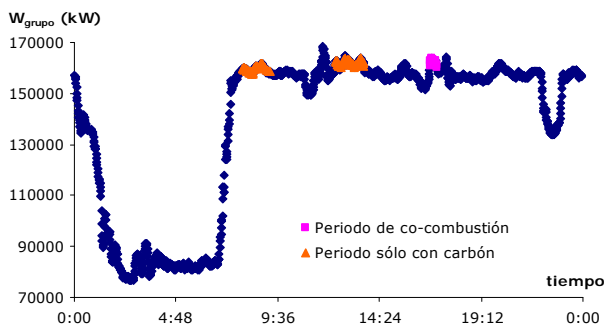
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue más estable que en la prueba realizada por la mañana (prueba 6). El comportamiento fue similar a otras: Mayor porcentaje al inicio del periodo de co-combustión y estable en la parte final.

- Porcentaje promedio en energía: 4,06 %
- Porcentaje promedio en masa: 2,95 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 150 concentrados en dos periodos estables.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: antes de la prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Durante la noche se trabajó con el mínimo técnico. El resto del día la carga fue bastante estable, excepto en los dos periodos de prueba y una bajada en la parte final.
- Evolución del rendimiento. Poco variable a lo largo del día y con una evolución que puede estar marcada por la de la temperatura de gases que disminuye a lo largo del día a partir del momento en el que se trabaja a plena carga. Por la noche, el valor de esta temperatura es significativamente menor por trabajar a media carga.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Disminución en el periodo de co-combustión relacionada inversamente con el aumento de carga. Puntos con carbón mayores en promedio que en co-combustión.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$): Disminuye ligeramente a lo largo del día aunque va variando. En co-combustión es inferior a los puntos solo con carbón ya que se encuentran situados antes del inicio de la alimentación con biomasa.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros tres días. En todos ellos se compara con periodos estables aunque con muchos menos puntos que en el caso de la prueba anterior como consecuencia de un rango de variación válido para la energía que entra a caldera mucho más ajustado.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.598	3.365	19,13	28,19	22,83	29,85	5,19	37,83	2,35	0,51	6,80
Día 2	3.568	3.341	15,80	32,01	23,24	28,95	4,46	37,69	2,63	0,53	6,88
Día 3	3.553	3.334	15,31	32,69	22,87	29,13	4,16	37,20	2,54	0,49	7,62

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	194,01	0,0369	7,9603	0,4124	0,5080	0,4164	0,8477	0,0075	0,2310	88,62
Día de prueba	197,49	0,0420	8,4019	0,3936	0,5031	0,4398	0,5471	0,0078	0,2451	88,46
Solo carbón 1	189,32	0,0418	7,6309	0,3862	0,4534	0,4130	0,5047	0,0065	0,1937	89,41
Solo carbón 2	188,19	0,0401	7,5972	0,3475	0,5079	0,3415	0,5088	0,0074	0,2198	89,47
Solo carbón 3	187,36	0,0418	7,4743	0,3318	0,4892	0,3300	0,5100	0,0076	0,2237	89,63

- Sobre los resultados:

- El valor de la $T_{g,sal,c}$ fue mayor en co-combustión que en los días comparados, aunque la diferencia es menor que en la prueba anterior. También es mayor la temperatura en el periodo de funcionamiento solo con carbón del día de la prueba, por lo que es posible que ese día se estuviera trabajando con una temperatura más elevada de lo habitual.
- El valor de $O_{2,ent}$ fue significativamente menor en el periodo de co-combustión respecto al de los periodos de funcionamiento solo con carbón.
- El rendimiento fue menor en co-combustión debido al aumento de las pérdidas por inquemados y a la influencia negativa de la temperatura de gases sobre las pérdidas en gases.

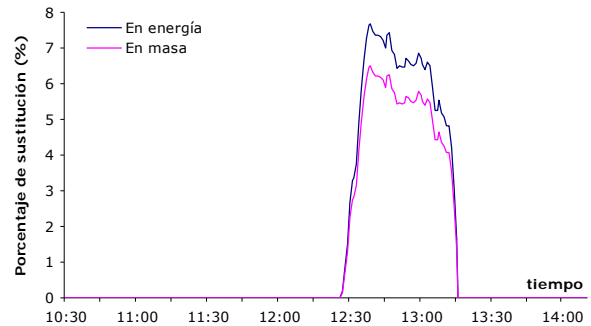
Si se compara el rendimiento en co-combustión con el del periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba la situación es distinta. En este caso el aumento de las pérdidas por inquemados se ve compensado por la disminución de todas las influenciadas por la temperatura de gases, de forma que el rendimiento es algo mayor en el periodo de co-combustión.

IX.8 Prueba 8

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 411.000 kW Límite superior: 420.000 kW

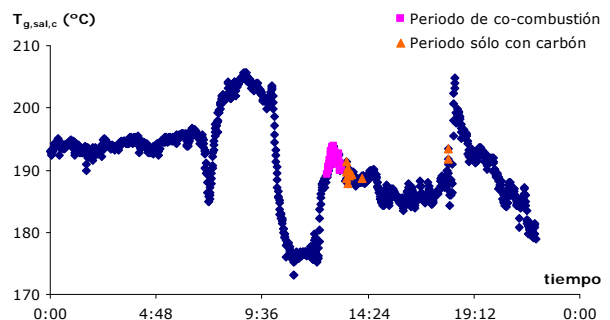
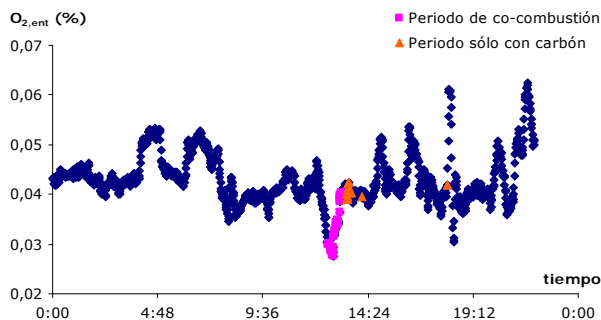
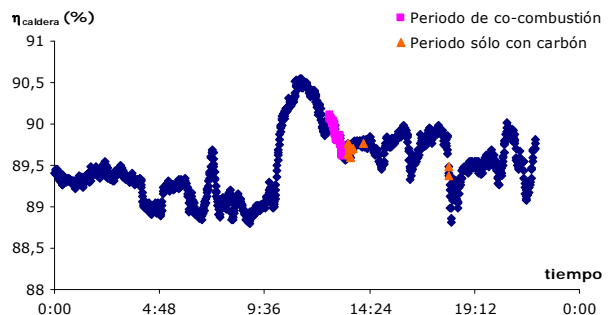
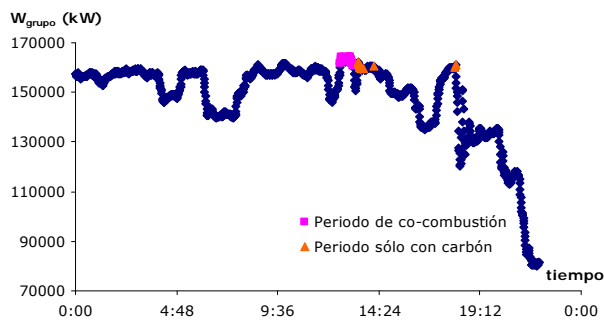
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue mayor al inicio del periodo de co-combustión y disminuyó progresivamente.

- Porcentaje promedio en energía: 6,52 %
- Porcentaje promedio en masa: 5,50 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: solo 13 puntos debido a que muchos puntos que cumplían la condición de la energía fueron desechados debido a que el precalentador aire-vapor no funcionaba del mismo modo que en el periodo de co-combustión.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: todos después de la etapa de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Variable. Máxima carga en co-combustión. Por la noche paró.
- Evolución del rendimiento. Variable a lo largo del día, marcado por los cambios en la carga y en la temperatura de gases.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Mucho menor en el periodo de co-combustión que en el resto.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Variable durante todo el día según como estaba funcionando el precalentador aire-vapor. Las variaciones bruscas antes del periodo de co-combustión corresponden a cambios en el modo de operación de dicho precalentador..

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con periodos de otros cinco días. En todos ellos se compara con periodos estables en los que el precalentador CAV estaba funcionando del mismo modo que en la etapa de co-combustión de la prueba (al 40%, $\Delta T \approx 20^\circ\text{C}$)

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.836	3.619	15,83	28,19	23,12	32,86	4,28	40,72	2,42	0,58	7,98
Día 2	3.830	3.596	16,14	28,09	24,17	31,60	4,31	41,18	2,73	0,58	6,97
Día 3	3.968	3.740	15,58	28,71	23,32	32,39	3,94	41,13	2,68	0,64	7,31
Día 4	4.007	3.794	13,86	29,70	22,88	33,56	3,86	42,46	2,58	0,68	6,86
Día 5	3.765	3.536	17,81	27,69	22,45	32,00	5,22	39,07	2,45	0,56	7,21

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: Temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ ($^\circ\text{C}$)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	191,70	0,0328	7,1292	0,3605	0,4638	0,3008	0,6794	0,0061	0,1844	89,88
Día de prueba	189,92	0,0407	7,3801	0,3504	0,4285	0,3121	0,6708	0,0065	0,1945	89,66
Solo carbón 1	190,02	0,0383	7,3757	0,3794	0,4362	0,3193	0,6653	0,0061	0,1816	89,64
Solo carbón 2	191,79	0,0416	7,8902	0,3526	0,5009	0,3314	0,6700	0,0061	0,1844	89,06
Solo carbón 3	193,31	0,0380	7,4499	0,3476	0,4776	0,3107	0,6448	0,0060	0,1832	89,58
Solo carbón 4	195,15	0,0404	7,7154	0,3549	0,4581	0,2754	0,6353	0,0061	0,1890	89,37
Solo carbón 5	182,87	0,0401	7,1349	0,3400	0,4327	0,3520	0,6819	0,0061	0,1740	89,88

- Sobre los resultados:

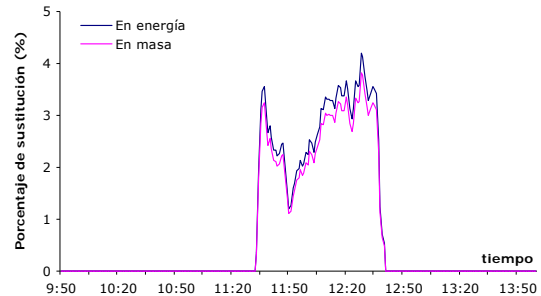
- Si se compara el valor de la $T_{g,sal,c}$ del periodo de co-combustión con la del resto de día existen valores tanto mayores, como inferiores.
- El valor de $O_{2,ent}$ fue significativamente menor en el periodo de co-combustión respecto al de los periodos de funcionamiento solo con carbón.
- Con el rendimiento ocurre algo similar a lo que pasaba con la temperatura de gases, existen tanto valores por encima como por debajo. Los factores que han influido sobre este resultado han sido la composición del combustible fósil (contenido en hidrógeno y humedad) así como la propia temperatura de gases.

IX.9 Prueba 9

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 395.000 kW Límite superior: 407.500 kW

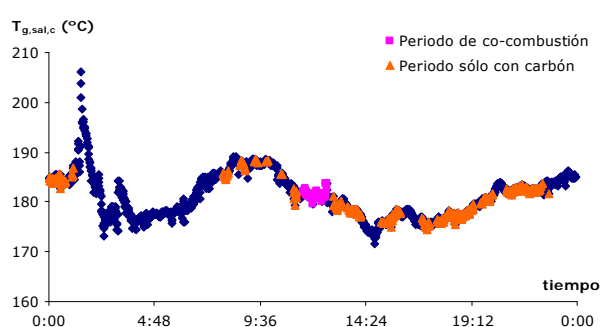
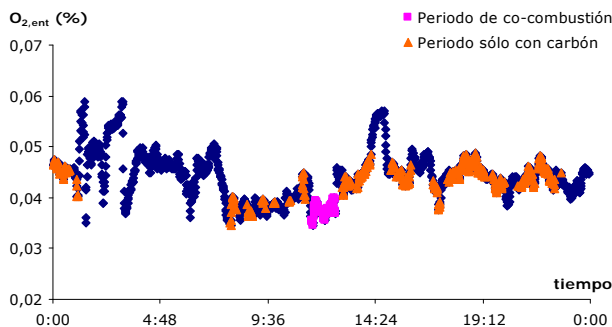
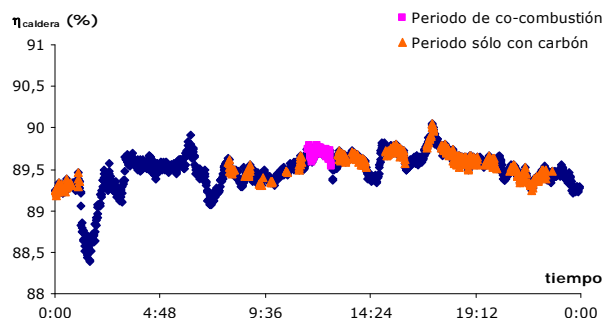
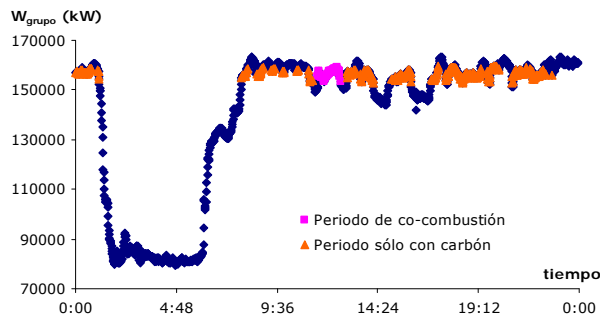
- Evolución del porcentaje de sustitución: Inferior al previsto. Además a mitad del periodo problemas para dar la carga.

- Porcentaje promedio en energía: 2,82 %
- Porcentaje promedio en masa: 2,57 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: más de 400 puntos.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: tanto antes como después del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día: Bajada de carga por la noche. El resto de día variable pero similar a lo que ocurrió durante la prueba.
- Evolución del rendimiento: Variable a lo largo del día pero dentro de un mismo rango excepto al inicio del periodo a baja carga que aparece una disminución brusca del rendimiento que se encuentra directamente relacionada con un aumento de la temperatura del gas como puede verse en la figura inferior.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Inferior en co-combustión que en el resto de puntos comparados.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Variable durante todo el día. Con tendencia a disminuir en la zona donde tiene lugar la prueba. Puntos antes de la prueba esta temperatura es mayor que en co-combustión y después inferior.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con periodos de otros cinco días.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.968	3.740	15,58	28,71	23,32	32,39	3,94	41,13	2,68	0,64	7,31
Día 2	4.007	3.794	13,86	29,70	22,88	33,56	3,86	42,46	2,58	0,68	6,86
Día 3	3.965	3.746	15,18	28,69	22,09	34,00	3,47	42,20	2,54	0,67	7,25
Día 4	3.859	3.611	17,88	26,41	23,79	31,92	4,55	41,80	2,81	0,61	5,94
Día 5	3.919	3.706	16,00	28,47	21,95	33,58	3,93	41,12	2,33	0,74	7,42

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	181,35	0,0375	6,8261	0,3310	0,4311	0,2355	1,3177	0,0058	0,1635	89,69
Día de prueba	180,42	0,0437	7,0197	0,3161	0,4124	0,2384	1,2858	0,0060	0,1669	89,55
Solo carbón 1	179,23	0,0441	7,1308	0,3208	0,4135	0,2765	1,3243	0,0060	0,1676	89,36
Solo carbón 2	175,84	0,0428	7,3206	0,3620	0,4636	0,3301	1,3727	0,0058	0,1563	88,99
Solo carbón 3	185,48	0,0420	7,2530	0,3394	0,4550	0,2960	1,3265	0,0061	0,1756	89,15
Solo carbón 4	187,00	0,0435	7,4649	0,3413	0,4358	0,2620	1,3070	0,0062	0,1808	89,00
Solo carbón 5	188,52	0,0446	7,4382	0,3356	0,4068	0,3126	1,3382	0,0061	0,1795	88,98

- Sobre los resultados:

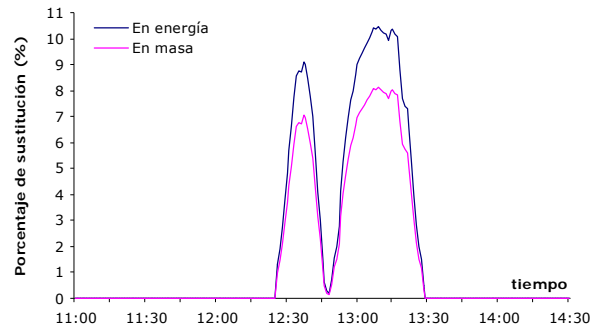
- Si se compara el valor de $T_{g,sal,c}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días existen tanto valores superiores como inferiores, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días éste es significativamente menor en co-combustión que en el resto, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Respecto de los periodos de funcionamiento solo con carbón de los cinco días, el rendimiento en co-combustión fue mayor debido a la disminución de las pérdidas por gases por la menor temperatura de gases y/o por su menor caudal.

IX.10 Prueba 10

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 243.000 kW Límite superior: 267.000 kW

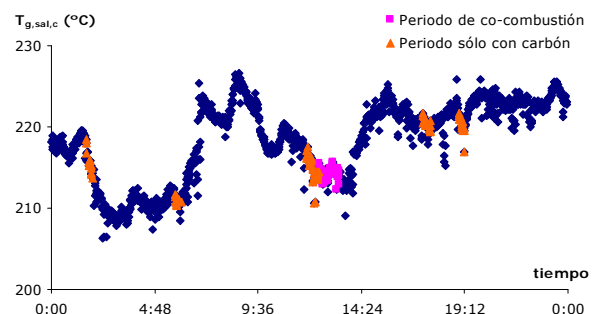
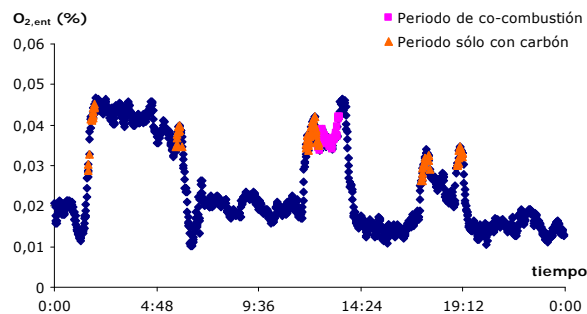
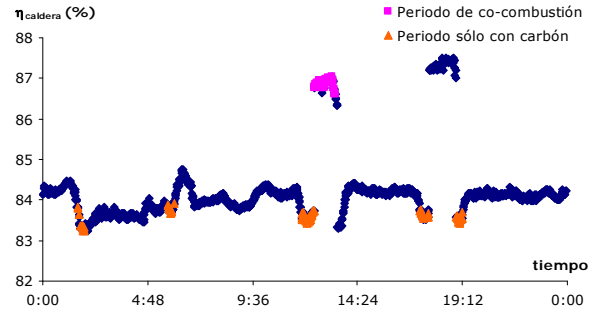
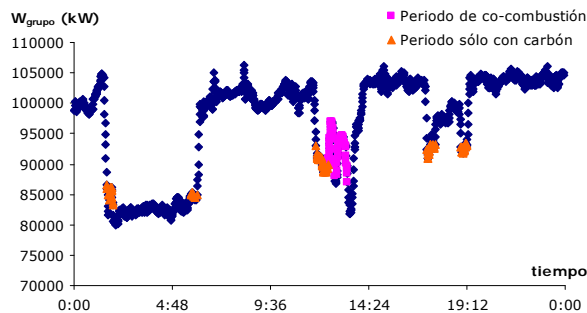
- Evolución del porcentaje de sustitución. En promedio fue inferior al previsto inicialmente. A mitad de la etapa de co-combustión surgieron problemas para dar la carga. La variabilidad de la carga en el periodo de co-combustión ha supuesto que el rango en el que varía la energía que entra a caldera sea mayor que en otras pruebas.

- Porcentaje promedio en energía: 7,38 %
- Porcentaje promedio en masa: 5,70 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: menos de 100 puntos, se han filtrado los puntos válidos situados en zonas de subida y bajada de carga.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: más puntos situados antes que después del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Bajada de carga por la noche. El resto de día entorno a 100 MW. Solo inferior en los periodos en los que se realizaron las pruebas.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Inversa a la evolución de la carga. En los puntos en los que la carga era mayor que en co-combustión (puntos situados tras la prueba) el oxígeno es menor, mientras que en los que la carga era menor el oxígeno era mayor, no tanto como el que habría sido normal debido a que durante las pruebas no se ajustaba el oxígeno.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Variable durante todo el día, con tendencia a aumentar. Influenciada en la primera parte del día por la bajada de carga por la noche. En los puntos posteriores a la prueba la temperatura es mayor.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba solo ha podido compararse con otros dos días. En el segundo, además, el carbón no cumplía las condiciones en cuanto a mínimas diferencias de PCI, contenido en cenizas y humedad respecto al del día de la prueba. En los dos casos los puntos válidos para la comparativa corresponden a zonas baja carga pero relativamente estables.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	2,69	0,58	6,38
Día 2	4.369	4.136	14,62	26,14	24,09	35,15	3,56	45,16	2,88	0,80	6,83

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	214,35	0,0369	8,4227	0,2791	0,5983	0,4208	2,1520	0,0070	0,2430	86,88
Día de prueba	216,45	0,0359	8,4827	0,2896	0,5713	0,4527	5,3040	0,0078	0,2756	83,62
Solo carbón 1	218,56	0,0353	9,0570	0,3155	0,6391	0,4951	5,4212	0,0077	0,2748	82,79
Solo carbón 2	209,25	0,0303	7,8156	0,3061	0,5130	0,2914	4,2748	0,0053	0,1808	85,61

- Sobre los resultados:

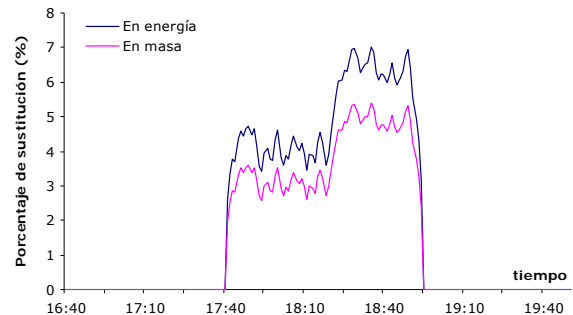
- Si se compara el valor de $T_{g,sal,c}$ en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros dos días existen tanto valores superiores como inferiores, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros dos días éste es mayor o igual en co-combustión que en el resto, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Respecto de los periodos de funcionamiento solo con carbón de los tres días, el rendimiento en co-combustión fue mayor debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados. En el caso del segundo día el aumento de estas pérdidas se ve compensado, en parte, por la disminución de las pérdidas en gases secos debido tanto a la menor temperatura como al hecho de estar trabajando con un oxígeno más ajustado. Además, las características del carbón utilizado ese día también ha supuesto unas menores pérdidas por hidrógeno y humedad.

IX.11 Prueba 11

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 262.000 kW Límite superior: 273.000 kW

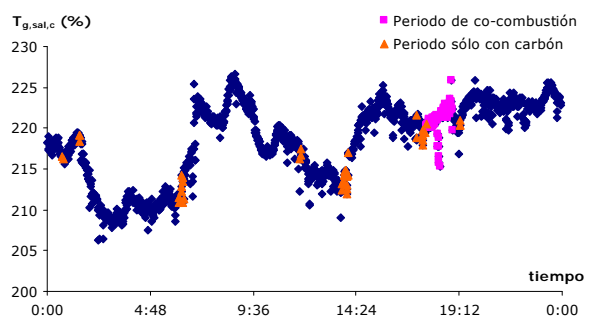
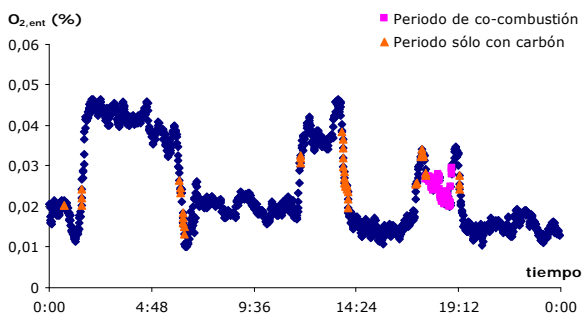
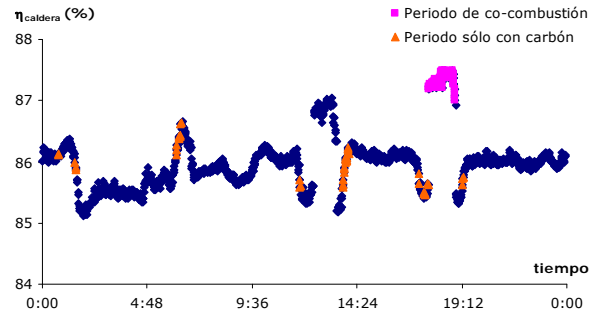
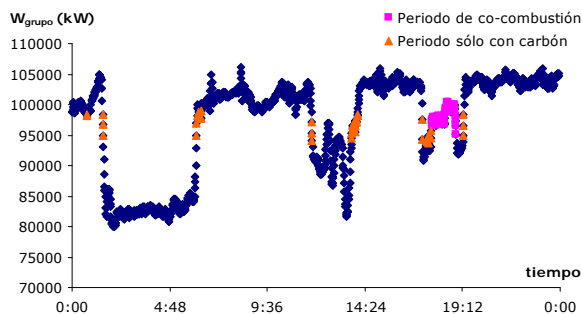
- Evolución del porcentaje de sustitución. El periodo de co-combustión se dividió en dos partes, subiendo el caudal de biomasa a mitad del mismo. El porcentaje promedio en energía en la primera parte fue del 4% y en la segunda del 6,5%.

- Porcentaje promedio en energía: 4,99 %
- Porcentaje promedio en masa: 3,81 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: menos de 50 puntos y la mayoría corresponden a periodos de subidas y bajadas de carga.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: principalmente antes del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día: Bajada de carga por la noche. El resto de día entorno a 100 MW. Solo inferior en las dos pruebas.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Inversa a la evolución de la carga. Los puntos válidos para la comparativa coinciden con subidas y bajadas de carga por lo que existen tanto puntos en los que el valor es tanto menor como puntos en los que este valor es mayor que en co-combustión.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Variable durante todo el día, con tendencia a aumentar. Al realizarse la prueba por la tarde, la mayoría de los puntos de funcionamiento solo con carbón son anteriores y presentan una temperatura menor que en la etapa de co-combustión.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha podido comparar con otros tres días. El número de puntos válidos es importante en los días 2 y 3. El carbón utilizado el día dos es muy diferente al del día de la prueba lo que influye directamente en los resultados obtenidos.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	0,0269	0,58	6,38
Día 2	4.369	4.136	14,62	26,14	24,09	35,15	3,56	45,16	0,0288	0,80	6,83
Día 3	3.685	3.461	14,64	31,47	23,82	30,07	4,11	38,84	0,027	0,62	7,63

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	221,05	0,0246	8,1906	0,2816	0,6086	0,4449	1,8830	0,0071	0,2582	87,33
Día de prueba	218,78	0,0256	8,0200	0,2769	0,5690	0,4509	3,4544	0,0076	0,2680	85,95
Solo carbón 1	224,86	0,0222	8,7595	0,3140	0,6606	0,5117	3,5066	0,0075	0,2782	84,96
Solo carbón 2	208,94	0,0207	7,4343	0,2944	0,5123	0,2911	2,7650	0,0052	0,1755	87,52
Solo carbón 3	203,93	0,0203	7,4695	0,3065	0,5574	0,3382	3,3008	0,0074	0,2423	86,78

- Sobre los resultados:

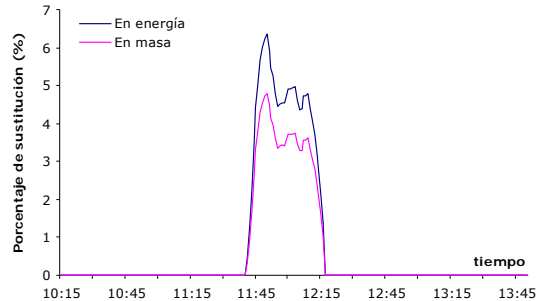
- En relación al valor de $T_{g,sal,c}$ es significativamente mayor respecto a dos de los tres días y aproximadamente igual respecto a los otros dos valores.
- El valor $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión es mayor respecto a los tres días comparados.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados respecto a dos de los tres días utilizados en la comparación. En relación a los resultados obtenidos respecto del día dos, estos, al igual que ocurre con otras pruebas se ven influenciados por la distinta composición y poder calorífico del combustible fósil utilizado.

IX.12 Prueba 12

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 266.000 kW Límite superior: 278.000 kW

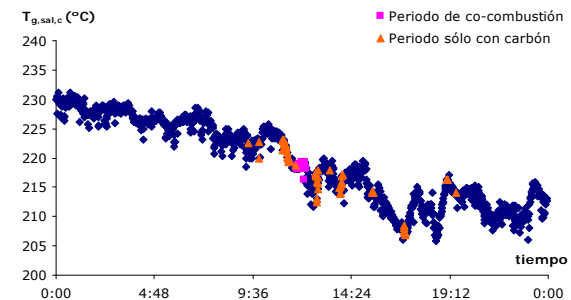
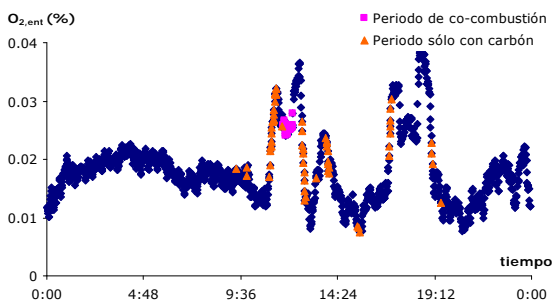
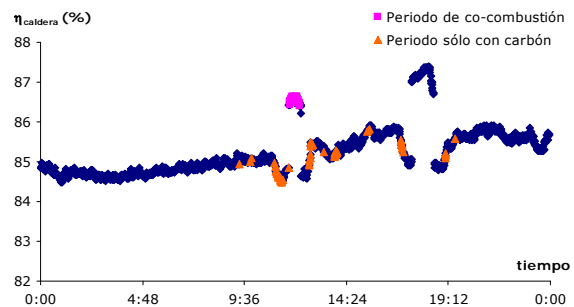
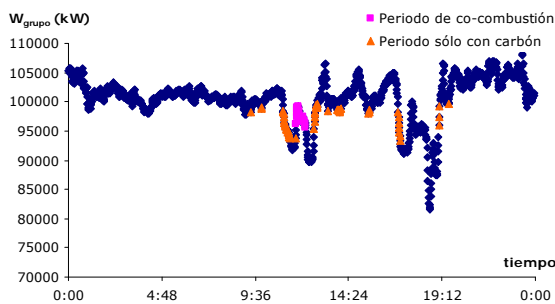
- Evolución del porcentaje de sustitución. Según se pudo ver en la evolución de la carga, al inicio del periodo de co-combustión se produjo un pico que, al mantener el carbón constante, se ha asignado totalmente a la biomasa, quedando reflejado en un mayor porcentaje de sustitución en la primera parte de esta etapa.

- Porcentaje promedio en energía: 4,82 %
- Porcentaje promedio en masa: 3,63 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: los puntos corresponden a periodos de subidas y bajadas de carga, en total 60 puntos.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: tanto antes como después del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día: Carga estable excepto en los periodos de realización de pruebas.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón. A lo largo del día, el rendimiento aumenta conforme disminuye la temperatura de gases (ver la gráfica inferior de $T_{g,sal,c}$)



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Está inversamente relacionada con la evolución de la carga (ver gráfica W_{grupo})

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Disminuye progresivamente a lo largo del día.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros tres días. En todos los casos los puntos válidos para la comparativa corresponden a zonas de subida y bajada de carga, y en uno de los tres días el número resulta poco significativo (≈ 50)

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.564	3.330	17,12	31,21	23,02	28,65	4,66	37,46	2,63	0,48	6,44
Día 2	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	2,69	0,58	6,38
Día 3	3.449	3.211	18,19	36,7	23,34	27,80	4,16	35,73	2,56	0,58	8,10

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	218,45	0,0254	8,2898	0,2981	0,6093	0,4720	2,5306	0,0074	0,2648	86,53
Día de prueba	217,13	0,0222	8,1210	0,2933	0,5814	0,4875	4,1679	0,0079	0,2812	85,06
Solo carbón 1	227,02	0,0160	8,4080	0,3036	0,6388	0,4653	4,0000	0,0077	0,2889	84,89
Solo carbón 2	225,47	0,0206	8,7111	0,3136	0,6628	0,5134	4,0898	0,0076	0,2813	84,42
Solo carbón 3	214,75	0,0149	7,6559	0,2772	0,6048	0,4809	4,1483	0,0078	0,2744	85,55

- Sobre los resultados:

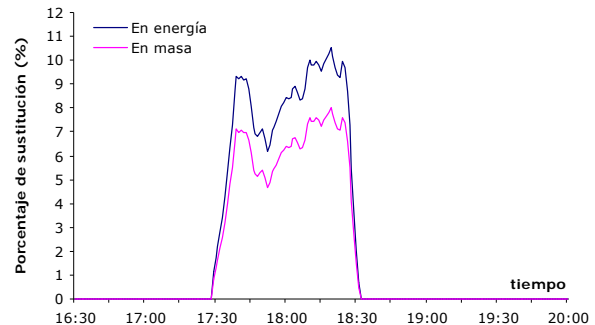
- Si se compara el valor de $T_{g,sal,c}$ promedio en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros tres días esta es mayor en dos de los tres días e inferior en el tercero.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros tres días se comprueba que fue significativamente mayor en co-combustión y que la diferencia es mayor que para el periodo con solo carbón del propio día.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados, que se vio compensado en el tercer día por la disminución de las pérdidas en gases debido a una menor temperatura de gases pero sobre todo a un menor porcentaje de oxígeno (caudal de aire muy ajustado)

IX.13 Prueba 13

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 259.500 kW Límite superior: 275.000 kW

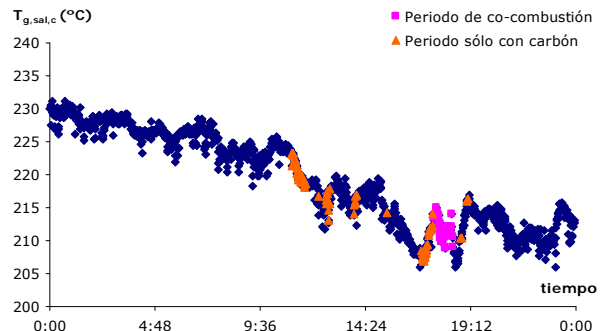
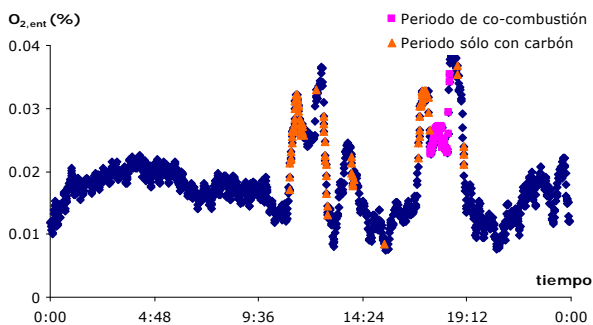
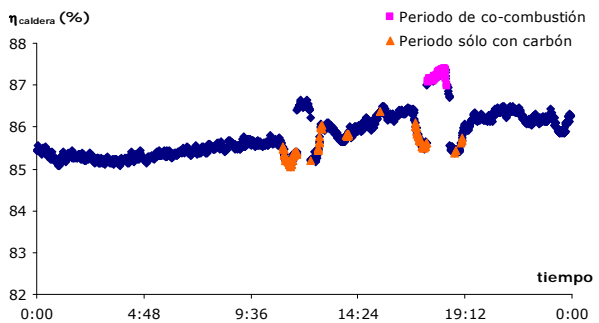
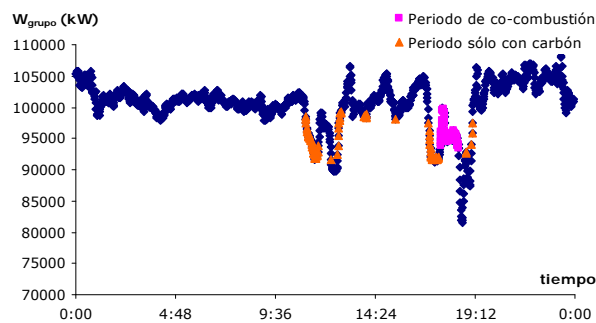
- **Evolución del porcentaje de sustitución.** La evolución de la prueba parece indicar una disminución de la calidad del carbón en la zona intermedia de la prueba, o problemas en el sistema de alimentación. Al no poder dar la carga se aumentó la alimentación de biomasa, lo que se ve reflejado en un mayor porcentaje de sustitución en la parte final de la prueba, aunque carga fuera menor. Porcentaje de sustitución mayor al del resto de pruebas.

- Porcentaje promedio en energía: 8,22 %
- Porcentaje promedio en masa: 6,23 %



- **Sobre el día de la prueba:**

- Número de puntos válidos para la comparativa: los puntos corresponden a periodos de subidas y bajadas de carga (≈ 50 puntos).
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: La mayoría se encuentran situados antes del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día: Carga estable excepto en los periodos de realización de pruebas.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón. A lo largo del día, el rendimiento aumenta conforme disminuye la temperatura de gases (ver la gráfica inferior de $T_{g,sal,c}$).



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$). Está inversamente relacionada con la evolución de la carga (ver gráfica W_{grupo}). Los puntos válidos para la comparativa se encuentran en las zonas de subida y bajada de carga en las que el oxígeno en caldera era similar al del periodo de co-combustión.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$). Disminuye progresivamente a lo largo del día. Al encontrarse los puntos antes del periodo de co-combustión en la mayoría la temperatura de gases es mayor, lo que influirá negativamente en las pérdidas relacionadas con dicha temperatura.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba se ha comparado con otros tres días. En todos los casos los puntos válidos para la comparativa corresponden a zonas de subida y bajada de carga, y solo en un día este número es significativa (más de 100)

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.564	3.330	17,12	31,21	23,02	28,65	4,66	37,46	2,63	0,48	6,44
Día 2	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	2,69	0,58	6,38
Día 3	3.449	3.211	18,19	30,67	23,34	27,80	4,16	35,73	2,56	0,58	8,10

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{lk} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	211,84	0,0255	7,9889	0,2962	0,6037	0,4426	2,1955	0,0071	0,2449	87,22
Día de prueba	215,89	0,0266	8,2485	0,2971	0,5775	0,4841	3,5856	0,0079	0,2771	85,52
Solo carbón 1	228,23	0,0152	8,4314	0,3054	0,6427	0,4682	3,4420	0,0076	0,2888	85,41
Solo carbón 2	225,11	0,0218	8,7526	0,3137	0,6615	0,5124	3,5189	0,0075	0,2786	84,95
Solo carbón 3	214,51	0,0164	7,7027	0,2799	0,6039	0,4802	3,5690	0,0078	0,2719	86,08

- Sobre los resultados:

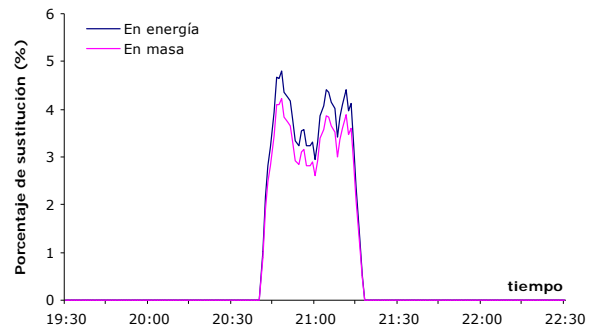
- El valor de la $T_{g,sal,c}$ promedio en el periodo de co-combustión es menor que en el resto de días al igual que ocurría respecto del periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros tres días se comprueba que fue significativamente mayor en co-combustión lo que se encuentra relacionado con la forma particular de funcionamiento de la planta en la época en la que se llevaron a cabo las pruebas.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados (2,19 frente a 3,5), que se vio compensado en el tercer día (igual que ocurre en la prueba 12) por la disminución de las pérdidas en gases debido a una menor temperatura de gases pero sobre todo a un menor porcentaje de oxígeno (caudal de aire muy ajustado)

IX.14 Prueba 14

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 256.000 kW Límite superior: 265.000 kW

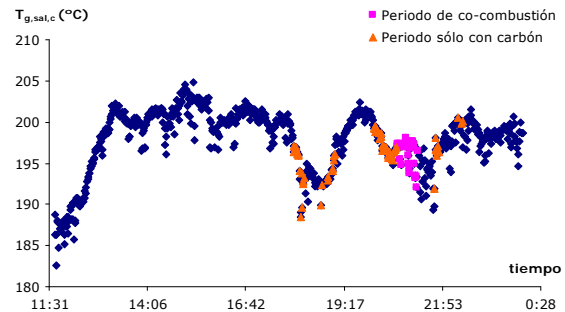
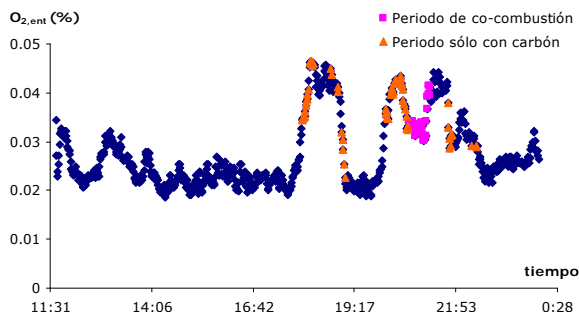
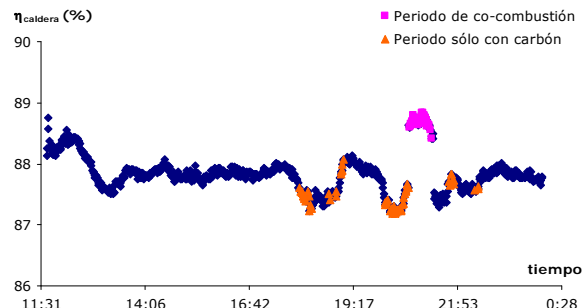
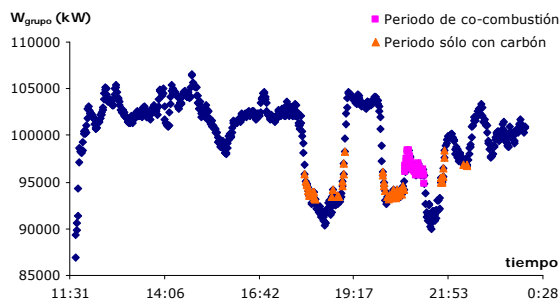
- **Evolución del porcentaje de sustitución.** El comportamiento fue similar al de otras pruebas aunque se mantuvo más estable en promedio. Se produjo un pico al inicio del periodo, disminución en la parte central por debajo del valor promedio y estabilidad hasta que deja de alimentarse con biomasa. El porcentaje en energía y masa es muy similar debido a que se estaba trabajando con biomasa con un porcentaje de humedad mayor que en el resto de pruebas.

- Porcentaje promedio en energía: 3,77 %
- Porcentaje promedio en masa: 3,32 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 70 puntos, parte de ellos se encuentran situados en zonas de subida o bajada de carga que, en este caso, no se han desestimado para mantener una muestra representativa.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: la mayoría se encuentran situados antes del periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Carga variable dentro de un rango de 15 MW. Se empieza el día con la central parada que arranca por la mañana, carga estable a partir de las 11:40.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón. Durante el resto del día el rendimiento bastante estable influenciado directamente por la variación de oxígeno en caldera y la temperatura de gases. Puede comprobarse como esta temperatura es inferior al principio debido a que la planta venía de arrancar.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$): Está inversamente relacionada con la evolución de la carga (ver gráfica W_{grupo}). Dentro de los puntos válidos para la comparativa existen tanto valores superiores como inferiores.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$): Varía con la carga, siendo menor al inicio debido a que se venía de un arranque y en los dos periodos del día en los que la carga es menor, uno de los cuales coincide con el de realización de la prueba.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba solo ha podido compararse con otros dos días. En los dos casos los puntos válidos para la comparativa corresponden a zonas de subida y bajada de carga y el número de puntos válidos es también inferior al de otras pruebas.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	2,69	0,58	6,38
Día 2	3.685	3.461	14,64	31,47	23,82	30,07	4,11	38,84	2,70	0,62	7,63

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{Uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	196,22	0,0339	7,7671	0,2805	0,5497	0,3782	1,0945	0,0076	0,2366	88,69
Día de prueba	195,97	0,0374	7,9112	0,2818	0,5307	0,3799	2,1603	0,0080	0,2484	87,48
Solo carbón 1	223,65	0,0267	8,9176	0,3128	0,6564	0,5085	2,1724	0,0074	0,2714	86,15
Solo carbón 2	203,43	0,0210	7,4777	0,3069	0,5558	0,3372	2,0450	0,0073	0,2375	88,03

- Sobre los resultados:

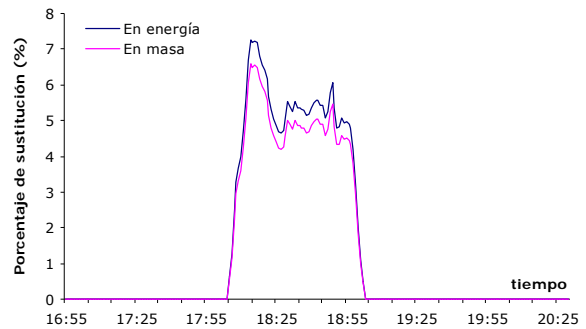
- El valor de la $T_{g,sal,c}$ era inferior el día que se llevo a cabo la prueba que en el resto.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la de los otros dos días se comprueba que fue significativamente mayor en co-combustión lo que se encuentra relacionado con la forma particular de funcionamiento de la planta en la época en la que se llevaron a cabo las pruebas.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados (1% frente a casi un 2%). Esta disminución se vio compensada en el segundo día por la disminución de las pérdidas en gases debido al menor porcentaje de oxígeno (caudal de aire muy ajustado). En relación al otro día utilizado en la comparación, las pérdidas en gases son mucho mayores debido a una temperatura de más de 25° superior.

IX.15 Prueba 15

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 257.000 kW Límite superior: 267.000 kW

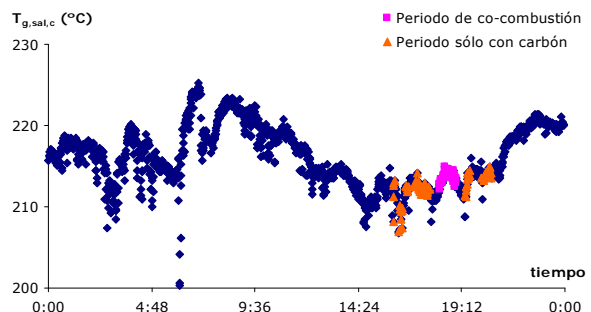
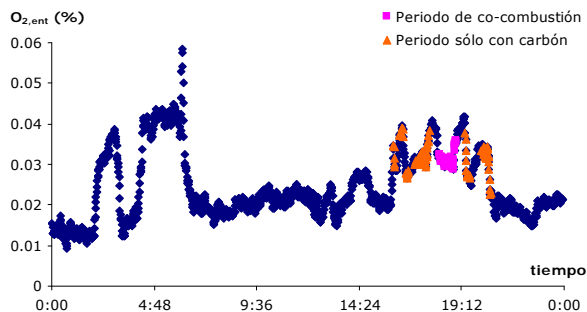
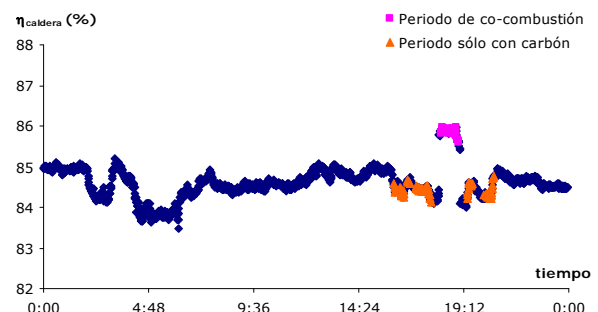
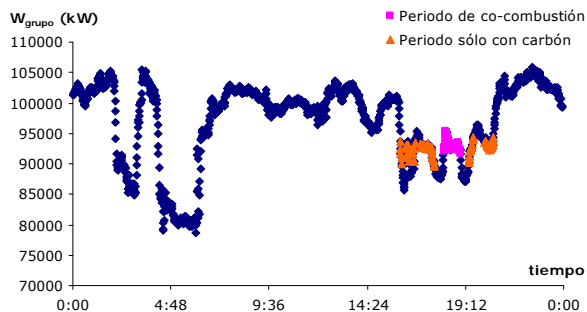
- **Evolución del porcentaje de sustitución.** El comportamiento fue similar al de otras pruebas: pico al inicio del periodo, disminución en la parte central por debajo del valor promedio y estabilidad hasta que deja de alimentarse con biomasa. El porcentaje en energía y masa es muy similar, como ocurrió también en la prueba 14, debido a que se estaba trabajando con biomasa con un porcentaje de humedad mayor que en el resto de pruebas.

- Porcentaje promedio en energía: 5,47 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,95 %



- **Sobre el día de la prueba:**

- Número de puntos válidos para la comparativa: aproximadamente 100 puntos que, en este caso, corresponden a subidas y bajadas de carga pero también a alguna zona estable.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: todos se encuentran situados en las zonas próximas al periodo de co-combustión, tanto antes como después y coinciden, en parte, con las dos etapas a plena de carga con solo carbón de la propia prueba.
- Evolución de la carga a lo largo del día. Carga variable, llegando a media carga por la noche. La prueba se realizó en un periodo de carga inferior a la del resto del día.
- El rendimiento de caldera es mucho mayor en co-combustión debido a la influencia de las pérdidas por inquemados que fueron significativamente mayores en funcionamiento solo con carbón. Durante el resto del día el rendimiento bastante estable influenciado directamente por la variación de oxígeno en caldera y la temperatura de gases.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$): Está inversamente relacionada con la evolución de la carga (ver gráfica W_{grupo}). Dentro de los puntos válidos para la comparativa existen tanto valores superiores como inferiores.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$): Varía poco durante el día. En el periodo de prueba tendencia a aumentar.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba solo ha podido compararse con otros dos días. En el segundo, además, el carbón no cumplía las condiciones en cuanto a mínimas diferencias de PCI, contenido en cenizas y humedad respecto al día de la prueba. En los dos casos los puntos válidos para la comparativa corresponden a zonas baja carga pero relativamente estables.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	3.503	3.256	18,62	29,92	23,65	27,81	4,59	37,23	2,69	0,58	6,38
Día 2	4.369	4.136	14,62	26,14	24,09	35,15	3,56	45,16	2,88	0,80	6,83

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{lk} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	213,68	0,0313	8,6304	0,3071	0,6503	0,4460	2,8935	0,0060	0,2090	85,86
Día de prueba	212,50	0,0316	8,6149	0,3019	0,6206	0,4519	4,3454	0,0065	0,2238	84,43
Solo carbón 1	219,56	0,0343	9,0581	0,3163	0,6425	0,4977	4,6680	0,0076	0,2738	83,54
Solo carbón 2	207,40	0,0279	7,6380	0,3014	0,5078	0,2885	3,6813	0,0053	0,1768	86,40

- Sobre los resultados:

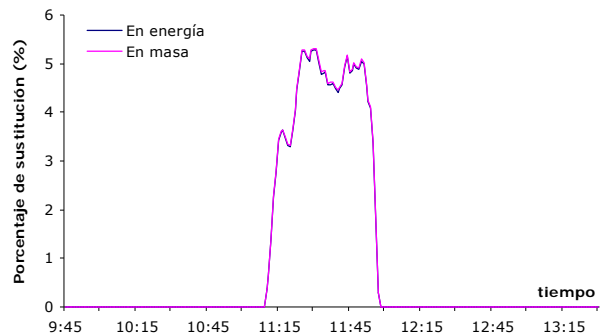
- Tanto el valor de la $T_{g,sal,c}$ promedio como del $O_{2,ent}$ fue similar en el periodo de co-combustión que en el de funcionamiento solo con carbón del propio día de la prueba. Respecto a los otros dos días ambos valores son inferiores si se comparan con los del primer día y mayores si se comparan con el segundo.
- El rendimiento fue mayor en co-combustión respecto al periodo de funcionamiento solo con carbón del propio día y del día 1 debido principalmente a la disminución de las pérdidas por inquemados. El aumento de estas pérdidas se vio compensada en el día dos por las menores pérdidas por gases debido a la temperatura de gases y el oxígeno con el que se estaba trabajando y, también, a la disminución de las pérdidas por hidrógeno y humedad debido a la composición del carbón utilizado.

IX.16 Prueba 16

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 395.000 kW Límite superior: 405.000 kW

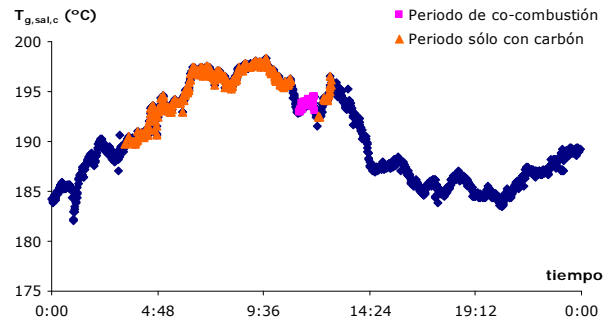
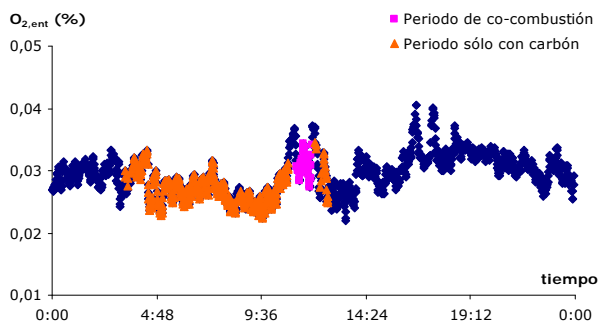
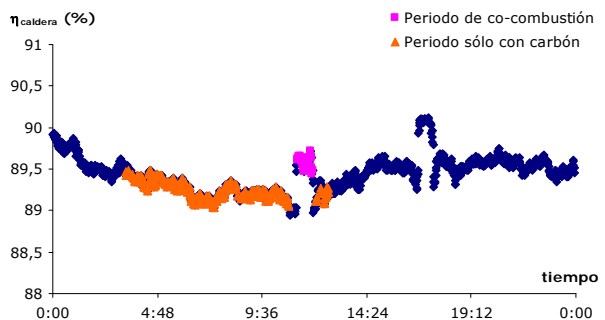
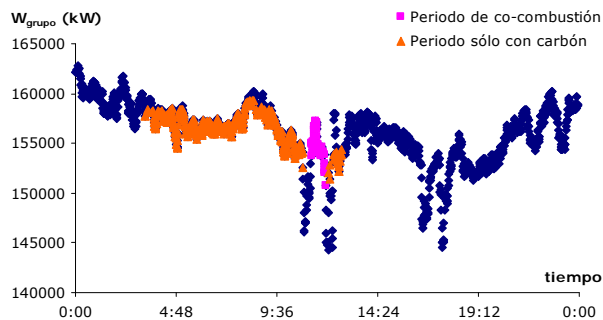
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue estable una vez que se consiguió dar la carga. En este caso el porcentaje de sustitución en masa y energía es similar dado que el poder calorífico de la biomasa y el carbón eran prácticamente el mismo.

- Porcentaje promedio en energía: 4,50 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,53 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: más de 400 puntos.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: prácticamente todos antes de iniciar el periodo de co-combustión.
- Evolución de la carga a lo largo del día. La carga fue variable dentro de un rango de 150 a 165 MW, máxima al inicio y al final del día y con mínimo durante las etapas de baja carga de las dos pruebas que se realizaron ese día.
- El rendimiento fue significativamente mayor en el periodo de co-combustión debido a la disminución de las pérdidas por inquemados y a una menor temperatura de gases (ver figura).



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$): Mayor en co-combustión que en la mayoría de los puntos de funcionamiento con carbón.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$): Ascendente en la primera parte del día, disminuye en la etapa de co-combustión, tras volver a los valores de la etapa anterior tiende a disminuir durante la tarde. Esta evolución ha supuesto que haya tanto puntos con una mayor temperatura que en co-combustión como con menor.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba ha podido compararse con periodos correspondientes a otros cinco días.

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	4.623	4.372	16,64	20,01	25,01	38,30	3,51	48,90	3,02	0,87	7,06
Día 2	4.639	4.406	14,91	21,25	24,05	39,70	3,36	49,09	2,84	0,90	7,65
Día 3	4.768	4.535	14,29	21,45	24,86	39,40	3,55	50,05	2,92	0,96	6,77
Día 4	4.595	4.359	15,00	22,00	24,87	38,10	3,85	48,2	2,90	0,81	7,24
Día 5	4.634	4.385	14,82	22,38	24,50	38,30	3,77	48,53	3,17	0,83	6,49

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{UC} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	193,67	0,0307	6,9951	0,7642	0,4415	0,2819	0,8084	0,0037	0,1134	89,59
Día de prueba	195,23	0,0271	6,9422	0,7817	0,4242	0,2934	1,1942	0,0039	0,1209	89,24
Solo carbón 1	202,35	0,0228	7,2180	0,7966	0,4785	0,2951	1,1631	0,0036	0,1167	88,93
Solo carbón 2	195,16	0,0305	7,0932	0,7800	0,4282	0,2516	1,1545	0,0038	0,1172	89,17
Solo carbón 3	189,76	0,0304	6,8441	0,7818	0,4141	0,2268	1,1222	0,0037	0,1108	89,50
Solo carbón 4	190,08	0,0318	6,9375	0,7725	0,4285	0,2480	1,1670	0,0040	0,1184	89,32
Solo carbón 5	187,49	0,0333	6,9777	0,7653	0,4581	0,2397	1,1598	0,0040	0,1175	89,28

- Sobre los resultados:

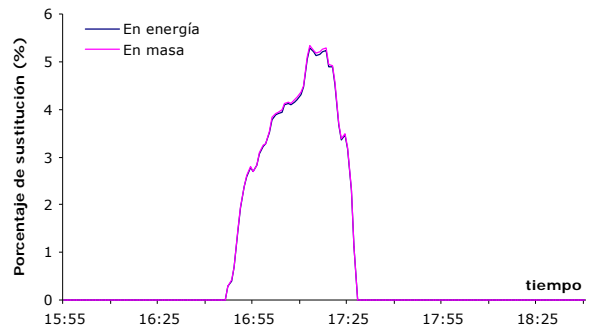
- Si se compara el valor de $T_{g,sal,c}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días existen tanto valores superiores como inferiores, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días existen tanto valores superiores como inferiores.
- Respecto de los periodos de funcionamiento solo con carbón de los cinco días, el rendimiento en co-combustión fue en promedio mayor debido a la diferencia en las pérdidas por inquemados, diferencia que se vio compensada en algunos casos por el aumento de las pérdidas en gases, las de hidrógeno o las debidas a la humedad del combustible.

IX.17 Prueba 17

- Rango de variación de la energía que entra a caldera: Límite inferior: 403.000 kW Límite superior: 413.500 kW

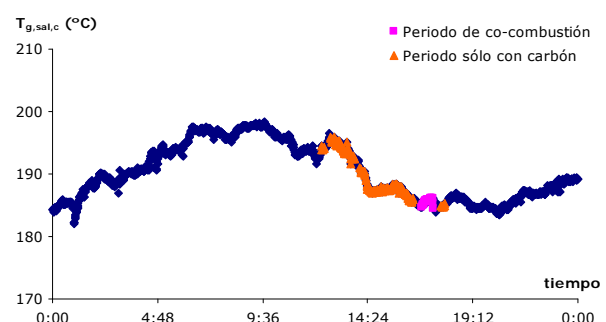
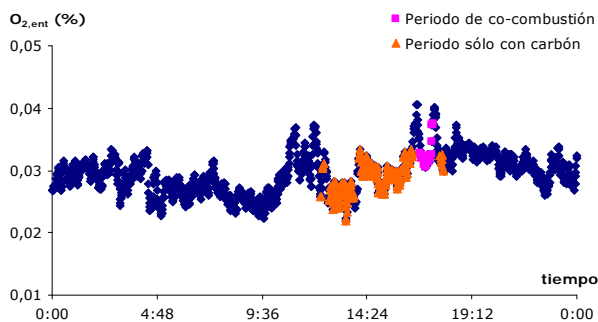
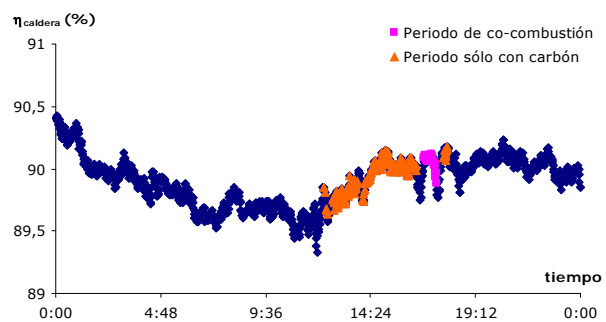
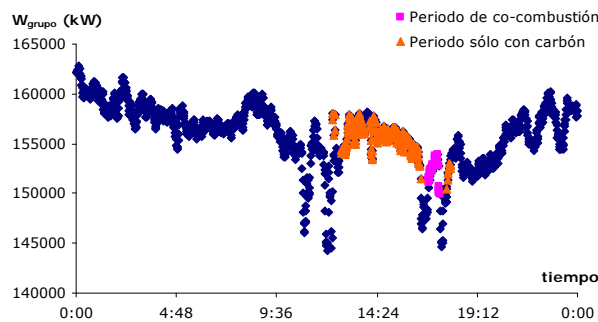
- Evolución del porcentaje de sustitución. Fue mayor al final de la prueba por empeoramiento del carbón. Como ocurría en la prueba anterior, que se llevó a cabo el mismo día, el porcentaje de sustitución en masa y energía es similar dado que el poder calorífico de la biomasa y el carbón eran prácticamente el mismo.

- Porcentaje promedio en energía: 3,99 %
- Porcentaje promedio en masa: 4,02 %



- Sobre el día de la prueba:

- Número de puntos válidos para la comparativa: más de 500 puntos.
- Situación de los periodos válidos en funcionamiento solo con carbón: la mayoría están antes del periodo de co-combustión, entre las dos pruebas.
- Evolución de la carga a lo largo del día. La carga varió dentro de un rango de 150 a 165 MW, máxima al inicio y al final del día y con mínimo durante las etapas de baja carga de las dos pruebas que se realizaron ese día.
- La evolución del rendimiento, al no variar significativamente los inquemados, se encuentra relacionada inversamente con la evolución de la temperatura de gases.



- Evolución del oxígeno en gases ($O_{2,ent}$): Mayor en co-combustión que en la mayoría de los puntos de funcionamiento con carbón.

- Evolución de la temperatura de gases a la salida corregida ($T_{g,sal,c}$): La prueba se realizó al final de un periodo en el que la temperatura estaba bajando. Como los puntos válidos para la comparativa están situados justo antes de la etapa de co-combustión, la temperatura es menor en esta etapa.

- Sobre el resto de días:

- El periodo de co-combustión de esta prueba ha podido compararse con periodos correspondientes a otros cinco días

Análisis elemental e inmediato del carbón utilizado los días usados en la comparativa (carbón diario - a.r)

	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	Hu (%)	Ce (%)	Vol (%)	CF (%)	S (%)	C (%)	H (%)	N (%)	O (%)
Día 1	4.623	4.372	16,64	20,01	25,01	38,30	3,51	48,90	3,02	0,87	7,06
Día 2	4.639	4.406	14,91	21,25	24,05	39,70	3,36	49,09	2,84	0,90	7,65
Día 3	4.768	4.535	14,29	21,45	24,86	39,40	3,55	50,05	2,92	0,96	6,77
Día 4	4.595	4.359	15,00	22,00	24,87	38,10	3,85	48,2	2,90	0,81	7,24
Día 5	4.634	4.385	14,82	22,38	24,50	38,30	3,77	48,53	3,17	0,83	6,49

Valores promedio en los periodos de cálculo de los parámetros estimados: temperatura de gases ($T_{g,sal,c}$), oxígeno en caldera ($O_{2,ent}$), pérdidas (L) y rendimiento de caldera ($\eta_{caldera}$).

	$T_{g,sal,c}$ (°C)	$O_{2,ent}$ (%)	L_G (%)	L_{Ik} (%)	L_H (%)	L_{mf} (%)	L_{uc} (%)	L_p (%)	L_d (%)	$\eta_{caldera}$ (%)
Co-combustión	185,56	0,0324	6,7134	0,7325	0,4177	0,2692	0,6912	0,0037	0,1076	90,06
Día de prueba	187,57	0,0304	6,7407	0,7602	0,4048	0,2799	0,7011	0,0039	0,1134	90,00
Solo carbón 1	196,73	0,0252	7,0770	0,8061	0,4633	0,2856	0,6833	0,0036	0,1111	89,57
Solo carbón 2	195,07	0,0281	7,0019	0,7843	0,4280	0,2515	0,6781	0,0037	0,1157	89,74
Solo carbón 3	190,43	0,0306	6,8825	0,7688	0,4159	0,2277	0,6590	0,0037	0,1100	89,93
Solo carbón 4	191,28	0,0295	6,9096	0,7975	0,4317	0,2499	0,6853	0,0039	0,1179	89,80
Solo carbón 5	186,06	0,0327	6,8986	0,7593	0,4542	0,2376	0,6813	0,0040	0,1150	89,85

- Sobre los resultados:

- Si se compara el valor de $T_{g,sal,c}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días es inferior, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Si se compara el valor de $O_{2,ent}$ en el periodo de co-combustión respecto a la del resto de días es mayor o igual en co-combustión que en el resto, confirmándose lo que ocurrió el día de la prueba.
- Respecto de los periodos de funcionamiento solo con carbón de los cinco días, el rendimiento en co-combustión fue algo mayor o igual.

ANEXO X.

VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO DE CALDERA EN EXPERIENCIAS DE CO-COMBUSTIÓN. ANÁLISIS.

Para poder contrastar los resultados que en relación a la variación del rendimiento en co-combustión se han obtenido en esta tesis, se ha considerado interesante comparar dichos resultados con los de otras experiencias similares.

Aunque, según se explica en el Capítulo 2, muchas de las fuentes consultadas en relación a las particularidades de la tecnología de la co-combustión hablan de la influencia que sobre el rendimiento de la caldera origen tiene el cambio de combustible, lo cierto es que no se dispone de muchos datos sobre valores concretos de dicha repercusión en las distintas experiencias, y los que se han encontrado resultan difíciles de comparar.

En este escenario, partiendo de los datos que ha sido posible obtener al respecto en la bibliografía de cinco experiencias de co-combustión llevadas a cabo en plantas con caldera de combustible pulverizado, se ha estimado la variación del rendimiento de caldera, para cada una de ellas, entre la situación en co-combustión y en funcionamiento sólo con carbón ($\Delta\eta$). Este Anexo recoge, ordenadamente, todos los datos relevantes y necesarios para la obtención de este valor, los resultados obtenidos y un análisis de los mismos. El resto de información sobre las plantas se puede encontrar en el Capítulo 2.

Los valores de $\Delta\eta$ que se muestran para cada planta serían equivalentes a los obtenidos para experiencia llevada a cabo en la C.T. de Escucha una vez aplicada la metodología propuesta en esta tesis. Es decir, se han comparado situaciones lo más similares posible de funcionamiento, teniendo en cuenta, en cada caso, los datos disponibles (porcentaje de oxígeno, carga del grupo principalmente). El análisis comparativo de estos resultados con los obtenidos para la experiencia objeto de esta tesis se encuentran recogidos en el Capítulo 5.

Plant Hammond – Unit 1 – Georgia Power Company

Tipo de caldera: Combustible pulverizado – Quemadores frontales – 100 MWe.

Tipo de co-combustión: Mezcla ante molinos (a.1)

Características de los combustibles

Biomasa: Mezcla de serrín y residuos de poda.

Carbón: Bituminoso.

Humedad: 19%

Humedad: 5-6%

Hidrógeno: -

Hidrógeno: -

Cenizas: -

Cenizas: -

PCS: 16.122 kJ/kg (a.r.)

PCS: 29.888 kJ/kg (a.r.)

Porcentaje de sustitución:

Del 9,7 % al 13,5% en masa. En promedio, el 11,5%

Del 5,5% al 7,8% en energía. En promedio, el 6,5%

Tamaño de partícula: Al tratarse de mezcla ante molino, el tamaño de partícula que interesa es el que tiene el combustible renovable tras su paso por molinos. El análisis granulométrico fijó que entre el 85-90% de las partículas de biomasa atravesaban una malla de 100, lo que supone un tamaño de partícula inferior a 0,15 mm.

Sobre el rendimiento: La siguiente tabla muestra los principales resultados sobre el rendimiento en esta experiencia recogidos en Boylan (1996).

Tabla X.1. Datos sobre rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Plant Hammond.

% en masa	0	0	0	0	9,7	11,2	13,5	11,4	12,1	11,0
η_{caldera}	87,3	87,6	87,7	87,6	87,2	86,5	86,9	87,3	87,8	87,1
$L_G(\%)$	6,7	6,4	6,8	5,9	6,7	6,3	6,4	5,8	6,1	5,6
$L_{mf}(\%)$	0,5	0,5	0,5	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7
$L_H(\%)$	4,2	3,8	3,9	3,8	3,8	3,9	3,9	4,0	3,9	3,9
$L_{uc}(\%)$	0,6	1,0	0,5	1,5	0,7	1,8	1,3	1,4	0,8	2,0
Otras	0,7	0,7	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
$O_{2,ent}(\%)$	3,5	3,1	4,2	3,7	4,2	3,0	3,6	3,6	4,2	2,7

Variación de O_2 : Se trabajó con distintos porcentajes de oxígeno. Como puede comprobarse en la Figura X.1, para un mismo exceso de aire, el rendimiento fue, en general, menor en co-combustión.

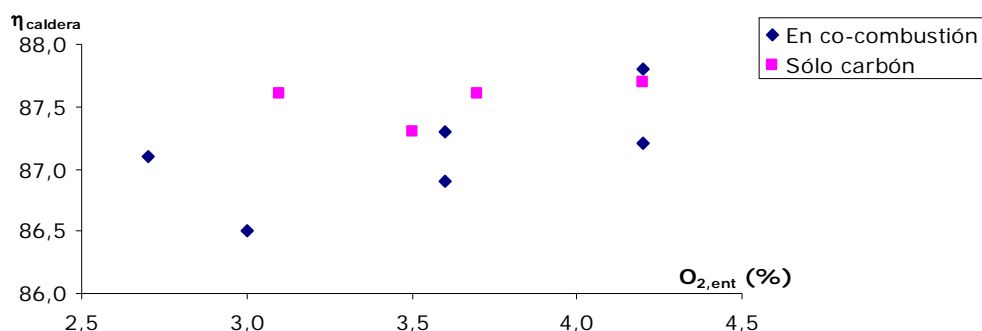


Figura X.1 Rendimiento de caldera en las pruebas de co-combustión en Plant Hammond

Según recoge Boylan (1996), se comprobó que, tanto en co-combustión como en funcionamiento sólo con carbón, un mayor porcentaje de oxígeno en caldera influyó negativamente sobre las pérdidas por gases y positivamente sobre las de inquemados.

Estimación de $\Delta\eta$: A partir de los datos recogidos en Boylan (1996), se ha comparado cada valor del rendimiento en co-combustión con el obtenido en funcionamiento sólo con carbón trabajando con el mismo exceso de aire, con el fin de igualar al máximo las condiciones de caldera. Se han definido tres escenarios, con $O_{2,ent}$ próximo a 3%, a 3,5% o a 4,2%. De esta forma se ha obtenido el valor de $\Delta\eta$ para cada prueba en co-combustión. La Tabla X.2 y la Figura X.2 recogen los resultados obtenidos.

Tabla X.2. Estimación de la variación del rendimiento en co-combustión (Plant Hammond).

% $O_{2,ent}$	% de sustitución en energía	$\Delta\eta_{caldera}$
3%	6,24	-0,50
	6,38	-1,10
3,5%	7,77	-0,55
	6,49	-0,15
4,2%	5,49	-0,50
	6,92	0,10

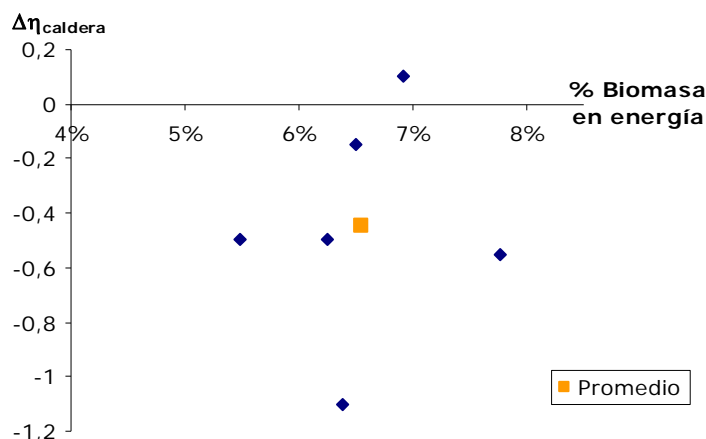


Figura X.2 Variación del rendimiento en función del porcentaje de sustitución en energía en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Plant Hammond

Puede comprobarse como existe bastante dispersión en los resultados. En general, y para un mismo porcentaje de oxígeno, para esta experiencia el rendimiento disminuyó en co-combustión. Se ha estimado que esta disminución llegó a ser más de un punto en una de las pruebas debido al incremento de las pérdidas por inquemados por trabajar con un exceso de aire muy ajustado e inferior al del periodo con sólo carbón. Por el contrario, también se ha estimado que el rendimiento aumentó en otra en la que se estaba trabajando con un mayor exceso de aire, lo que hizo que las pérdidas por inquemados se mantuvieran al mismo nivel que utilizando sólo carbón. En este caso, las pérdidas por gases fueron también inferiores en co-combustión. El porcentaje de sustitución en los dos resultados extremos fue similar. En promedio, la disminución fue inferior a **0,5** puntos para un porcentaje de sustitución del **6,5%** en energía.

Diferencias y particularidades a tener en cuenta frente a la experiencia en la C.T. de Escucha:

- Tamaño de partícula mucho menor.
- Las pérdidas por hidrógeno no varían, lo que hace suponer que el porcentaje de hidrógeno de los dos combustibles era similar, aunque no se dispone del dato.
- Las pérdidas por humedad aumentan en co-combustión debido a que la biomasa tiene un contenido en humedad tres veces mayor que el carbón.
- Rendimiento calculado sobre el PCS lo que penaliza el uso de combustibles con mayor humedad.

Bibliografía:

Boylan, D. M. (1996) "Southern company tests of wood/coal cofiring in pulverized coal units"
Biomass and Bioenergy Vol. 10. Nos. 2-3 pp.139-147

Blount St. – Madison Gas and Electric Co.

Tipo de caldera: Combustible pulverizado – Quemadores frontales – 50 MWe

Tipo de co-combustión: Alimentación independiente. Inyectores para biomasa (b.2)

Características de los combustibles

Biomasa: Cultivo energético - Switchgrass.

Carbón: Bituminoso.

Humedad: 11,99%

Humedad: 14,51%

Hidrógeno: 4,97%

Hidrógeno: 3,73%

Cenizas: 4,61%

Cenizas: 8,80%

PCS: 15.991 kJ/kg (a.r.)

PCS: 25.498 kJ/kg (a.r.)

Porcentaje de sustitución:

Del 7,8 al 15,3% en masa. En promedio, 10,8%

Del 5,0 al 10,2% en energía. En promedio, 7,1%

Tamaño de partícula: El análisis granulométrico realizado demuestra que el 63% de las partículas tienen una longitud inferior a 25 mm tras pasar por el molino y un espesor inferior a 0,2 mm. El combustible final incluye también un porcentaje de nudos que no se trocearon correctamente y que tienen un diámetro entre 1 y 5 mm.

Sobre el rendimiento: La siguiente tabla muestra los principales resultados sobre el rendimiento en esta experiencia recogidos en Aerts et al (1997). El valor del rendimiento se ha estimado a partir del Gross Hate Rate (GHR) suponiendo un rendimiento de ciclo de 0,35 para todos los casos.

Tabla X.3. Datos sobre rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Blount St.

% en masa	0	0	0	0	15,3	10,3	9,2	11,6	7,8
% en ener.	0	0	0	0	10,2	6,7	6,0	7,6	5,0
Wgrupo	40,2	40,7	48,8	49,2	39,9	40,1	43,8	46,4	47,3
Gross HR	11.459	11.452	11.660	11.493	12.260	12.222	12.461	11.947	11.851
Net HR	12.228	12.233	12.410	12.226	13.109	13.134	13.380	12.743	12.657
$\eta_{caldera}$	89,76	89,82	88,21	89,50	83,90	84,16	82,54	86,09	86,79
O _{2,ent} (%)	2,2	2,1	2,1	1,6	6,4	2,6	3,1	2,8	3,0

Variación de O₂: Se trabajó con distintos porcentajes de oxígeno. En general mayor en los periodos de co-combustión que en los de funcionamiento con carbón. Este pudo ser el factor que influyó positivamente sobre los inquemados que disminuyeron en escorias más de la mitad y se mantuvieron en cenizas volantes.

La Figura X.3 muestra el valor del rendimiento estimado a partir de GHR en función del exceso de aire utilizado en cada periodo. Puede comprobarse como el rendimiento fue, en todos los casos, inferior en co-combustión.

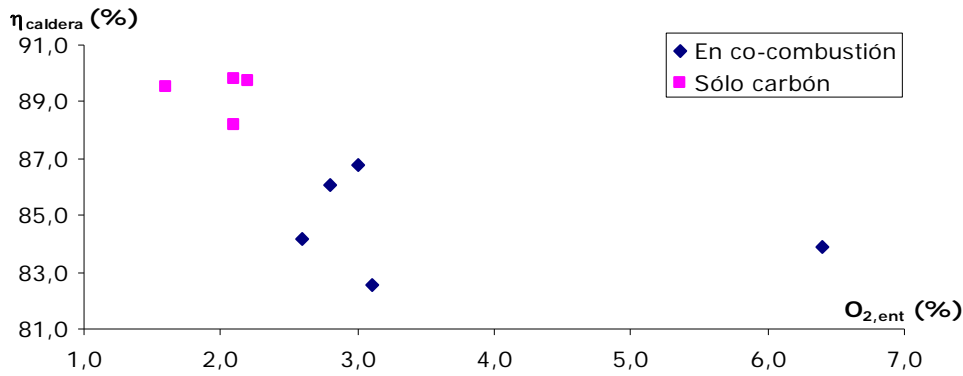


Figura X.3 Rendimiento de caldera en las pruebas de co-combustión en Blount St.

Estimación de $\Delta\eta$: Se ha comparado el valor del rendimiento en cada prueba de co-combustión con el promedio de los obtenidos en los periodos de funcionamiento sólo con carbón y con una carga del grupo similar ($\approx 40\text{MW}$ o $\approx 50\text{MW}$). La Tabla X.2 muestra los resultados obtenidos y la Figura X.4 la evolución de $\Delta\eta$ en función del porcentaje de sustitución en energía.

Tabla X.4. Estimación de la variación del rendimiento en co-combustión (Blount St.).

% de sustitución en energía	10,2	6,7	6,0	7,6	5,0
$\Delta\eta_{caldera}$	-5,42	-5,16	-6,78	-3,23	-2,53
$\Delta O_{2,ent}(\%)$	4,25	0,45	0,95	0,95	1,15

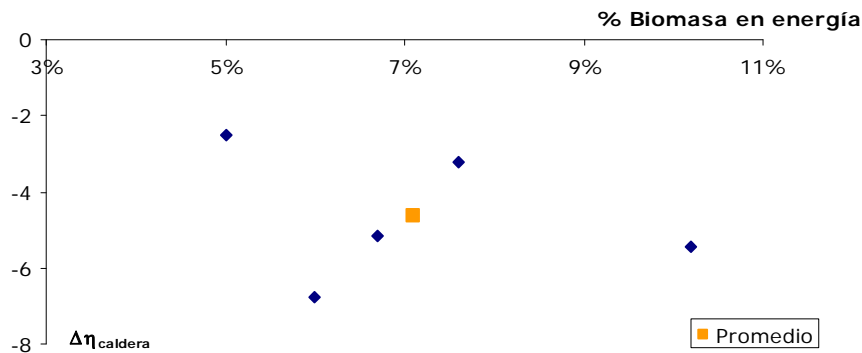


Figura X.4 Variación del rendimiento en función del porcentaje de sustitución en energía en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Blount St.

El resultado obtenido para $\Delta\eta$ es inferior al 6% de disminución que fija Aerts et al (1997). Los **4,7** puntos de disminución en promedio estimados para un **7,1%** de sustitución en energía, equivaldrían a una disminución del 5,3% respecto a un rendimiento de caldera funcionando con carbón del 89,3%.

La disminución del rendimiento, muy superior a la de otras experiencias, está directamente relacionada con el aumento de la temperatura de gases (27 °C). La biomasa se alimentaba con aire frío que no pasaba por el precalentador aire-gases. Esto supuso que los gases tuvieran a la salida una mayor temperatura penalizando el rendimiento. Los inquemados disminuyen en co-combustión debido, seguramente, al mayor exceso de aire, pero también debieron verse afectadas las pérdidas por gases por este factor.

Diferencias y particularidades a tener en cuenta frente a la experiencia en la C.T. de Escucha:

- Las pérdidas por humedad disminuirán poco en co-combustión porque la humedad es similar.
- El contenido en cenizas de la biomasa es mucho mayor, mientras que el del carbón es inferior. Este factor afectará de forma distinta a las pérdidas por calor sensible en residuos.
- El aumento de la temperatura del gas no se ha detectado en Escucha, menor penalización del rendimiento.

Bibliografía:

Aerts, D.J., Bryden, K.M., Hoerning, J.M., Ragland, K.W. (1997) "*Co-firing switchgrass in a 50 MW pulverized coal boiler*" Proceedings of the 1997 57th Annual American Power Conference, Chicago, IL., Vol. 59(2), pp.1180-5

Seward Generating Station – Unit 12

Tipo de caldera: Combustible pulverizado – Quemadores frontales – 32 MWe.

Tipo de co-combustión: Alimentación independiente. Uso de conductos disponibles en los quemadores de carbón (b.1)

Características de los combustibles

Biomasa: Serrín

Humedad: 38,96%

Hidrógeno: 3,61%

Cenizas: 0,31%

PCS: 12.014 kJ/kg

Carbón: Bituminoso.

Humedad: 5,91%

Hidrógeno: 4,05%

Cenizas: 14,81%

PCS: 28.328 kJ/kg

Porcentaje de sustitución:

Del 4,9 al 14,6% en masa. En promedio, 12%

Del 2,1 al 6,8% en energía. En promedio, 5,6%

Tamaño de partícula: Serrín pretratado hasta un tamaño de ¼" (6 mm)

Sobre el rendimiento: La siguiente tabla muestra los principales resultados sobre el rendimiento en esta experiencia recogidos en Battista Jr., et al (2000).

Tabla X.5. Datos sobre rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Seward G. St.

% en masa	0	0	4,89	9,63	13,60	13,86	13,89	14,66	11,74	11,10	12,19	12,62	13,43	14,45
% en energía	0	0	2,16	4,37	6,32	6,45	6,47	6,86	5,39	5,08	5,62	5,83	6,24	6,74
$\eta_{caldera}$	86,0	86,0	85,9	85,7	85,6	85,4	85,3	85,1	85,9	85,7	85,6	85,4	85,3	85,1
O _{2,ent} (%)	3,5	4,29	4,42	4,18	4,43	3,90	3,77	3,76	5,53	4,21	4,04	3,83	3,73	4,05

Variación de O₂: Se trabajo con distintos porcentajes de oxígeno. Según indica Battista Jr., et al (2000) se detectó cierta tendencia a que el exceso de aire en caldera disminuyera conforme aumentó el porcentaje de sustitución. La Figura X.5 presenta el valor del rendimiento de caldera en función del exceso de aire.

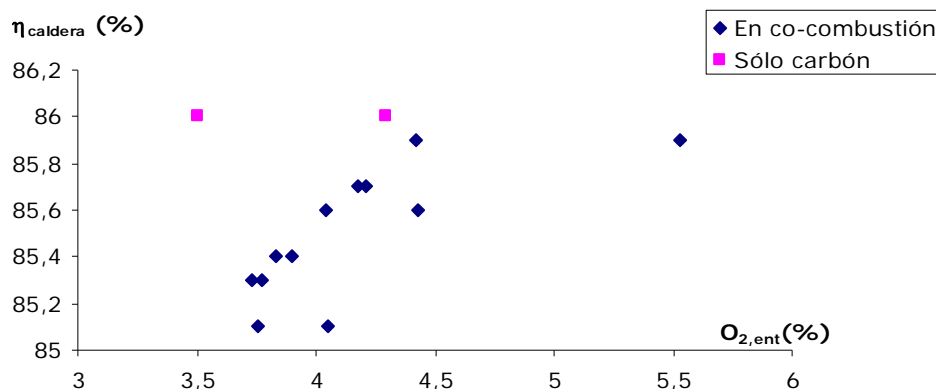


Figura X.5 Rendimiento de caldera en las pruebas de co-combustión en Seward G. St.

Para un mismo valor de este factor, el rendimiento es menor en co-combustión. El mayor rendimiento en co-combustión se obtuvo para la prueba en la que se estaba trabajando con un exceso de aire significativamente mayor al resto. Dado que el porcentaje de sustitución se encuentra en el promedio del resto de pruebas es de suponer que la mejora del rendimiento está ligada a una disminución de inquemados y a la influencia de porcentaje de oxígeno sobre los mismos.

Estimación de $\Delta\eta$: A partir de los datos mostrados en la Tabla X.5 se ha estimado la variación del rendimiento en cada una de las pruebas respecto a los valores para funcionamiento sólo con carbón (86% en los dos periodos disponibles). El porcentaje de oxígeno fue distinto en cada punto. La tabla recoge también el aumento o disminución de este factor en co-combustión frente al valor promedio con sólo carbón (3,9%).

Tabla X.6. Estimación de la variación del rendimiento en co-combustión (Seward G. St.).

% de sustitución en energía	2,16	4,37	6,32	6,45	6,47	6,86	5,39	5,08	5,62	5,83	6,24	6,74
$\Delta\eta_{caldera}$	-0,1	-0,3	-0,4	-0,6	-0,7	-0,9	-0,1	-0,3	-0,4	-0,6	-0,7	-0,9
$\Delta O_{2,ent}(\%)$	0,53	0,29	0,54	0,00	-0,13	-0,14	1,64	0,32	0,15	-0,06	-0,17	0,16

Partiendo de la aproximación disponible en Battista et al (2000) para la relación entre el porcentaje de sustitución en masa y el rendimiento, se ha obtenido la relación entre la disminución del rendimiento en función del porcentaje de sustitución en energía, que está representada en la Figura X.6 por la línea negra. Los puntos representan los valores de la tabla anterior, y que se aproximan muy bien a la regresión obtenida.

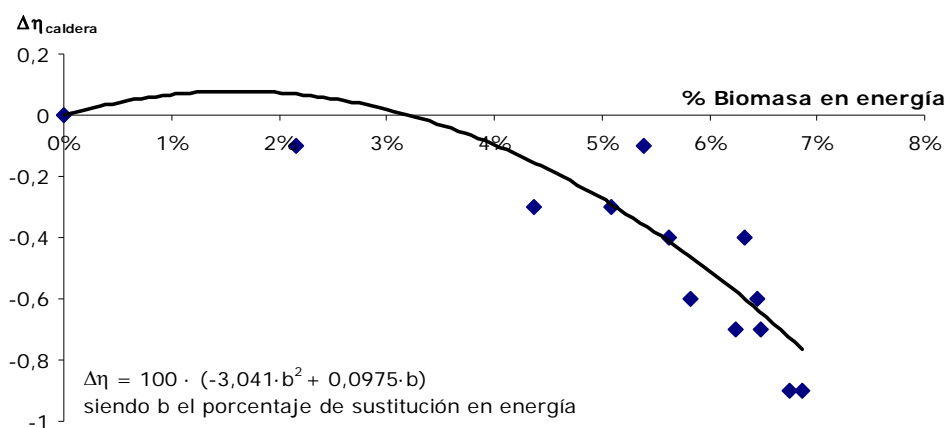


Figura X.6 Variación del rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Seward G. St.

Puede comprobarse como el rendimiento disminuye conforme aumenta el porcentaje de sustitución. Para un **5%** en energía de biomasa, a partir de los resultados mostrados en Battista et al (2000), el rendimiento disminuiría **0,27 puntos**. Este menor rendimiento está directamente ligado con el hecho de que la biomasa tenía un contenido en humedad mucho mayor que el carbón. También se detectó un cierto aumento en inquemados en cenizas volantes con tendencia a aumentar con el porcentaje de sustitución, lo que pudo influir más negativamente en los valores estimados para porcentajes de sustitución altos.

Diferencias y particularidades a tener en cuenta frente a la experiencia en la C.T. de Escucha:

- Tamaño de partícula mayor. Equivalente a los resultados de las pruebas a 5 mm.
- El contenido en humedad de la biomasa es ocho veces mayor que en Escucha, lo que sumado al hecho de que el carbón tiene porcentaje de humedad menor supone una penalización del rendimiento en co-combustión en esta experiencia.
- Rendimiento calculado sobre el PCS lo que penaliza el uso de combustibles con mayor humedad.

Bibliografía:

Battista Jr., J.J., E. Hughes, D.A. Tillman (2000) "Biomass cofiring at Seward Station" Biomass and Bioenergy 19, pp. 419-427

McIntosh Power Plant - Unit 3 - Lakeland Electric

Tipo de caldera: Combustible pulverizado – Quemadores frontales – 365 MWe

Tipo de co-combustión: Alimentación independiente. A través de puertos libres de una experiencia anterior (b.2)

Características de los combustibles

Biomasa: Cultivo energético – Eucaliptos.

Carbón: Bituminoso.

Humedad: 51,46%

Humedad: 4,83%

Hidrógeno: 2,73%

Hidrógeno: 4,57%

Cenizas: 0,94%

Cenizas: 7,45%

PCS: 9.858 kJ/kg

PCS: 30.947 kJ/kg

Porcentaje de sustitución:

Se trabajó con un porcentaje de sustitución del 5% en energía.

Tamaño de partícula: Se trata de una biomasa fibrosa que se desmenuzaba en fibras antes de ser introducida en caldera. La caldera tenía dispuesta una parrilla en la parte inferior con objeto de recoger las partículas que no se aprovecharan adecuadamente en suspensión.

Sobre el rendimiento: La siguiente tabla muestra los principales resultados sobre el rendimiento en esta experiencia recogidos en la página web citada en la bibliografía.

Tabla X.7. Datos sobre rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en McIntosh Power Plant.

% en energía	$L_G(\%)$	$L_{mf+H}(\%)$	$L_{UC}(\%)$	Otras	ΣL_i	$\eta_{caldera}(\%)$
0	5,61	3,94	0,5	0,31	10,37	89,63
5	5,74	4,76	0,5	0,31	11,32	88,68

Variación de O_2 : No se han encontrado datos al respecto. Sólo que el exceso de aire aumentó en co-combustión.

Estimación de $\Delta\eta$: A partir de los datos disponibles sobre el rendimiento y las pérdidas tanto en el periodo de co-combustión como en función sólo con carbón, puede estimarse la variación del rendimiento.

Tabla X.8. Variación del rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en McIntosh Power Plant.

% en energía	ΔL_G	ΔL_{mf+H}	ΔL_{UC}	$\Delta(\Sigma L_i)$	$\Delta\eta_{caldera}(\%)$
5%	0,13	0,82	0	0,95	-0,95

Como puede comprobarse en la tabla anterior, el rendimiento en co-combustión fue prácticamente un punto inferior al obtenido en funcionamiento sólo con carbón. Esta variación se debió principalmente al mayor contenido en humedad de la biomasa que supuso un aumento de las pérdidas asociadas que no llegó a compensarse con la disminución de las de hidrógeno. En esta experiencia aumentaron también las pérdidas por gases, lo que podría estar asociado al incremento en el exceso de aire que se comenta en la bibliografía consultada al respecto. Los inquemados no sufrieron cambios, el mayor exceso de aire y el uso de la parrilla en la parte inferior incidieron, sin duda, positivamente a este hecho.

Diferencias y particularidades a tener en cuenta frente a la experiencia en la C.T. de Escucha:

- El contenido en humedad de la biomasa es muy superior al del carbón, lo que influye negativamente en el rendimiento.
- El tamaño de partícula es superior.
- El uso de la parrilla disminuye la incidencia del tamaño de partícula, y por tanto de la co-combustión, sobre los inquemados.

Bibliografía:

<http://www.treepower.org/cofiring/main.html>

Plant Gadsden – Albama Power Company

Tipo de caldera: Combustible pulverizado – Quemadores tangenciales – 70 MWe

Tipo de co-combustión: Alimentación independiente. Quemadores independientes para la biomasa (b.2)

Características de los combustibles

Biomasa: Cultivo energético - Switchgrass.

Carbón: Bituminoso.

Humedad: 27,73%

Humedad: 7,12%

Hidrógeno: 4,70%

Hidrógeno: 4,24%

Cenizas: 2,48%

Cenizas: 14,24%

PCS: 13.890 kJ/kg

PCS: 27.623 kJ/kg

Porcentaje de sustitución:

Se fijó un porcentaje de sustitución del 10% en energía.

Los datos de rendimiento disponibles son para pruebas realizadas al 6% y al 8%.

Tamaño de partícula: La biomasa se pretrata hasta conseguir partículas de longitud entre ½" y ¾" (entre 13 y 20 mm.)

Sobre el rendimiento: Se calculó el rendimiento aplicando la norma ASME PTC 4.1.. Se dispone de resultados alimentando la biomasa tanto por la fila de inyectores superiores como inferiores. En todos los casos el rendimiento fue inferior en co-combustión.

Variación de O₂: La Figura X.7 muestra los resultados presentados en Zemo (2002). Como ya se ha comentado se tienen datos en co-combustión para dos puntos de inyección de la biomasa diferentes, y se trabajó con distintos porcentajes de oxígeno, que variaron desde el 2 al 3,5%. Puede comprobarse como, en todas las series la tendencia del rendimiento fue similar. Para un mismo exceso de aire, el rendimiento fue inferior en co-combustión.

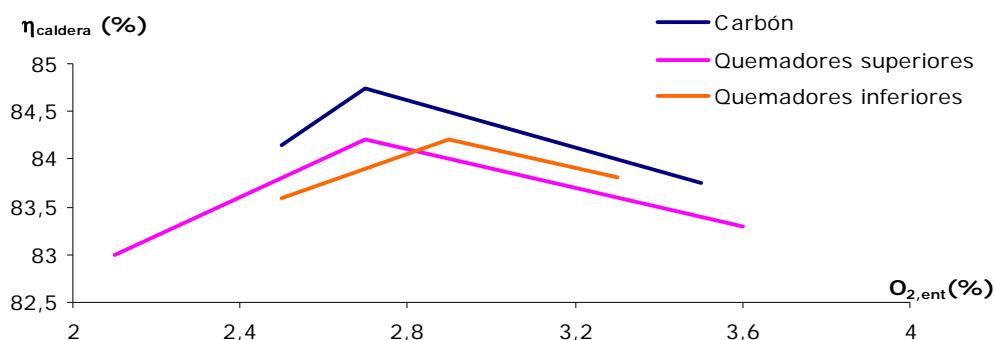


Figura X.7 Rendimiento de caldera en función del exceso de aire en caldera. Plant Gadsden.

En las tres situaciones representadas en la figura anterior se muestra un pico de mayor eficiencia trabajando con un exceso de aire entorno al 2,8%. El rendimiento disminuye cuando el exceso de aire aumenta, debido al incremento de las pérdidas por gases causado por un mayor caudal de aire. Por otro lado, si se trabaja con porcentajes de oxígeno menores también se detecta una disminución del rendimiento similar a la anterior debida al incremento de las pérdidas por inquemados.

Estimación de $\Delta\eta$: Suponiendo una relación lineal entre el porcentaje de oxígeno y el aumento o disminución del rendimiento que se muestra en la figura anterior, se ha estimado, para cada valor de $O_{2,ent}$ la variación del rendimiento entre cada una de las dos situaciones de co-combustión y el obtenido alimentando sólo carbón. En la Figura X.8 se muestra como, para el rango en el que se dispone de valores para los tres casos ($3,3 > O_{2,ent} > 2,5$), el rendimiento disminuyó entre **0,85** y **0,2** puntos en co-combustión, para un porcentaje de sustitución promedio del **7%** en energía.

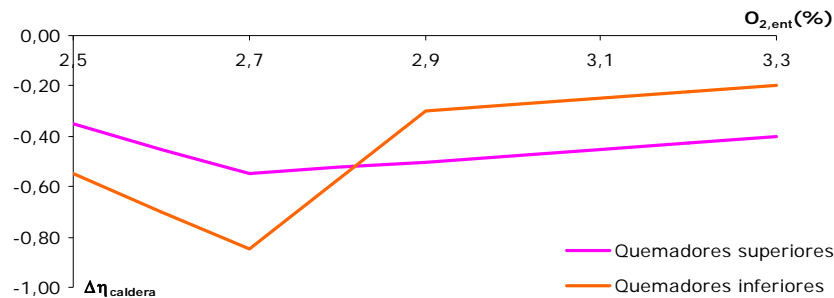


Figura X.8 Variación del rendimiento en las pruebas de co-combustión llevadas a cabo en Plant Gadsden.

Si se mantuviera la misma aproximación para valores mayores y menores de exceso de aire, el rendimiento llegaría a aumentar en co-combustión sin embargo no se dispone de información suficiente sobre la evolución de las pérdidas por inquemados y en gas como para contrastar ese resultado.

Diferencias y particularidades a tener en cuenta frente a la experiencia en la C.T. de Escucha:

- El tipo de biomasa es diferente y el tamaño de partícula mayor.
- Zemo et. al (2000) señala que las pérdidas que más aumentaron en co-combustión fueron las de hidrógeno y humedad, debido al contenido de la biomasa. En base energética las diferencias en el contenido de hidrógeno y humedad entre el carbón y la biomasa son todavía mayores.
- Rendimiento calculado sobre el PCS lo que penaliza el uso de combustibles con mayor humedad.

Bibliografía:

Zemo, B., D. Boylan, J. Eastis (2002) "Experiences Co-firing Switchgrass at Alabama Power's Plant Gadsden", in proceedings of the International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems 2002, 2 (27) pp. 1109-1120