

José César Ramos Saravia

Optimización del diseño y
operación de sistemas de
cogeneración para el sector
residencial comercial

Departamento
Ingeniería Mecánica

Director/es
Lozano Serrano, Miguel Angel

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



Universidad
Zaragoza

Tesis Doctoral

OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO Y OPERACIÓN DE
SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EL
SECTOR RESIDENCIAL COMERCIAL

Autor

José César Ramos Saravia

Director/es

Lozano Serrano, Miguel Angel

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA

Ingeniería Mecánica

2012



Universidad
Zaragoza

Tesis doctoral

**Optimización del Diseño y Operación
de Sistemas de Cogeneración
para el Sector Residencial-Comercial**

Autor: José César Ramos Saravia

Director: Miguel Ángel Lozano Serrano

**Área de Máquinas y Motores Térmicos
Departamento de Ingeniería Mecánica**

Zaragoza, Julio de 2012





**Departamento de
Ingeniería Mecánica**
Universidad Zaragoza

D. Miguel Ángel Lozano Serrano, Profesor Titular del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza

Hace constar

que la memoria titulada

**Optimización del Diseño y Operación
de Sistemas de Cogeneración
para el Sector Residencial-Comercial**

presentada por **José César Ramos Saravia** para optar al grado de Doctor ha sido realizada bajo su dirección de acuerdo con los objetivos y metodología establecidos en su proyecto de tesis.

Zaragoza, a 4 de Julio de 2012

Fdo: Miguel Ángel Lozano Serrano

Este trabajo y sus frutos están dedicados a:

Yavé, El Señor

Rosario, mi madre

Rafael, mi padre

AGRADECIMIENTOS

Tal como se explica en la tesis, el diseño de los sistemas energéticos está afectado por un conjunto de factores. En el desarrollo de la tesis han influido factores de índole personal y económica, donde las personas de mi entorno cercano y otras han contribuido a la culminación de ésta tesis.

A mis padres, a María Pilar Roy y a mi extensa familia (más de cien personas): porque en todo momento recibí y sentí comprensión, afecto y apoyo, que sin duda contribuyeron en la realización de este proyecto personal.

A la Agencia Española de Cooperación Internacional, por el apoyo económico brindado a mi persona.

Al Profesor Miguel Ángel Lozano Serrano, por su invaluable apoyo profesional durante todo el tiempo de la elaboración de ésta tesis, lo mismo por su amistad.

A mis amistades: Margarita Saldaña, Luis Anoro, Alvaro Alemany, Mario Cuartero, Vicente Giner, Juan C. Pericás, Jesús Remiro, Pedro Clavería, Félix Ramos, Roberto Ledesma, Enrique Bardina, Juan Navarrete, Joan Vila, Norman Reyes, Cristian López, Michel Sabín, Saturnino Miranda, Jorge Wong, José Vega, Trinidad del Val, Andrés Ruiz, Antonio Gahete, Julio Sánchez (+) - Caridad Rebollo y familia, Trinidad del Val y Vicente del Val (+), Jose Ma. Inyesto (+), Julian Herranz (+), a la Comunidad Cristiana de la Parroquia Nuestra Señora de Belén de Zaragoza, y a tod@s l@s que involuntariamente olvido. Gracias por las muestras de afecto y apoyo que recibí durante todo este tiempo.

A los compañeros del grupo GITSE - Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (Javier Collado, Luis Serra, José Ma. Cózar, Carlos Monné, José Ma. Marín, Jesús Guallar, Ana Lázaro, Belén Zalba, y otros 20 compañeros del despacho de investigadores) por la amistad, apoyo y ánimos recibidos durante mi permanencia en la universidad.

A José A. Turégano y a los colegas del Grupo Energía y Edificación por la amistad recíproca.

A los compañeros del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería de Mecánica de esta universidad por facilitar y enriquecer mi experiencia en la docencia universitaria.

A la empresa Stora Enso, por el magnífico trato que recibí durante mis estancias y visitas a la planta de ciclo combinado y al centro de producción de papel-cartón, asimismo por el apoyo permanente que recibí para la realización de los informes.

A las empresas fabricantes de motores de gas (Rolls-Royce, Guascor, MWM - antes Deutz-, Wärtsila, Caterpillar – Barloworld Finanzauto y GE-Jenbacher), fabricantes de turbinas de gas (General Electric y Turbomach), fabricantes de calderas (VYC Industrial - Loos y Viessmann) y fabricantes de enfriadoras de agua (York y Carrier), por facilitarme la información técnica de sus productos.

Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial

Resumen

La presente tesis desarrolla una metodología para optimizar el diseño y operación de sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial.

El problema de optimización del diseño y operación de los sistemas de cogeneración se aborda en cuatro fases: análisis, síntesis, diseño y operación. La fase de análisis permite determinar, bajo hipótesis simplificadoras, la conveniencia de la cogeneración, el tipo de motor a emplear y su tamaño. El planteamiento del problema de optimización se funda en una propuesta de superestructura energética (con motores de gas, intercambiadores de calor, calderas, enfriadoras mecánicas y de absorción, torres de refrigeración, etc.) construida con criterios de integración energética. La superestructura fija el contexto tecnológico (tipos de tecnologías a instalar) del modelo termo-económico de optimización, cuya solución determinará la estructura de equipos y la estrategia de operación de mínimo coste total anual de explotación.

La metodología se compone de procedimientos sistemáticos basados en el empleo de técnicas de Programación Lineal Entera (PLE), utilizando variables binarias para imponer restricciones de diseño de tipo estructural (para determinar el tipo de tecnología y la configuración de los equipos) y operacional (para fijar la estrategia de operación más conveniente de los equipos que constituyen el sistema energético).

El modelo matemático de los módulos de cogeneración, que contienen los motores de gas y los intercambiadores de calor, contempla el empleo de redes de intercambio de máxima de recuperación térmica. Para conseguirlo se ha elaborado un procedimiento novedoso de diseño de sistemas de máxima recuperación de calor, utilizando criterios de integración térmica.

El problema de optimización se formula como un programa de Programación No Lineal Entera (PNLE), donde la función objetivo a minimizar es el coste total anual del ciclo de vida útil del sistema de cogeneración, que involucra al coste fijo anual incluyendo la amortización y mantenimiento de los equipos, y al coste variable asociado a la facturación energética anual. Mediante el manejo apropiado de las restricciones no lineales del programa original se consigue transformar este en un conjunto de programas resolubles con los algoritmos propios de la PLE, con lo que se logra la solución en un tiempo razonable y se garantiza que es un óptimo global.

La metodología desarrollada se aplica a la optimización del diseño y operación de un sistema de cogeneración para un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España). Finalmente, se aplica la metodología para evaluar la sensibilidad de la solución óptima (estructura del sistema y la operación de los equipos) a las siguientes restricciones de diseño: condiciones financieras, precio del combustible, compra de electricidad, uso de tarifas con discriminación horaria y percepción del complemento económico por mejora de la eficiencia.

Optimal Design and Operation of Cogeneration Systems for Commercial and Residential Buildings

Summary

A methodology for the optimization of cogeneration system -design and operation- installed in residential and commercial buildings is developed in this thesis.

The design and operation of cogeneration system is approached in four phases: analysis, synthesis, design and operation. For a given site, the analysis phase determines, under simplifying assumptions, the suitability of cogeneration, the type of prime mover and its size. The optimization problem statement is based on the proposal for integration to a building site of an energy system superstructure, including gas engines, heat exchangers, boilers, electrical and absorption chillers, cooling towers, etc. Such a superstructure defines the technology context (type of technology to be installed) as represented by a thermo-economic optimization model, whose solution determines the equipment make-up and specifications, as well as the operational strategy, which will result in the least overall annual cost of owning, operating and maintaining the system.

The underlying methodology comprehends optimization procedures based on Mixed Integer Linear Programming (*MILP*). This method uses binary variables to impose design constraints (to bound the cogeneration technology and equipment configurations) and operational constraints (to define the more suitable ways to operate the equipment as an integrated energy system).

In the *MILP* models, the cogeneration modules are represented by math models (equations) for gas engines and heat exchangers by using heat transfer networks intended to for maximum heat recovery. To this effect, a novel design procedure has been developed in order to maximize system-wide heat recovery, by using thermal integration criteria.

The optimization problem is formulated by using a Mixed Integer Non-Linear Integer Program (*MINLP*), where the objective function is to minimize the annual life-cycle cost of the cogeneration system, including plant amortization, maintenance and fuel costs. However, by using suitable non-linear constraints, the original *MINLP* constraints is transformed into a set of programs which are solvable by using standard *MILP* algorithms. Thus a global optimal solution is achieved in a time-effective way.

The developed methodology has been applied to the design and operation optimization of a cogeneration system for a 5000-dwelling urban district in Zaragoza (Spain). Finally, the methodology evaluates the sensitivity of the optimal solution (both system structure and mode of operation) to plausible variations in the following parameters: financial conditions, fuel price, electricity buy rate, time-of-use sale rate, and credit to the project due to improved energy efficiency.

Tabla de contenidos

Cap. 1: Introducción 1

- 1.1 Sistemas de cogeneración para edificios y distritos urbanos 3
- 1.2 Optimización de sistemas de cogeneración 7
- 1.3 Objetivos de la tesis 10
- 1.4 Estructura de la tesis 11

Cap. 2: Optimización de sistemas de cogeneración para edificios 13

- 2.1 Introducción 14
- 2.2 Criterios de eficiencia y normativa sobre cogeneración 18
- 2.3 Análisis de los sistemas de cogeneración 21
 - 2.3.1 Análisis global 23
 - 2.3.2 Análisis exhaustivo 33
- 2.4 Optimización de los sistemas de cogeneración 37
 - 2.4.1 Síntesis 39
 - 2.4.2 Optimización del diseño y operación 50

Cap. 3: Integración térmica 67

- 3.1 Introducción 68
- 3.2 Motores de gas 69
- 3.3 Fuentes de calor en los motores de gas 71
- 3.4 Recuperación de calor de los motores de gas 74
- 3.5 Aplicaciones del calor recuperado en los motores de gas 77
- 3.6 Máxima recuperación de calor 83
- 3.7 Caso práctico 100

Cap. 4: Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración de distrito 111

- 4.1 Introducción 112
- 4.2 Demanda energética 113
- 4.3 Superestructura energética 119
- 4.4 Equipos 124
 - 4.4.1 Características técnicas 124
 - 4.4.2 Costes de inversión y mantenimiento 132
- 4.5 Marco legal y económico 135
 - 4.5.1 Rendimiento eléctrico equivalente mínimo legal 135
 - 4.5.2 Instalaciones de cogeneración de alta eficiencia 136
 - 4.5.3 Facturación de la electricidad vendida a la red 137
 - 4.5.4 Precios de compra del gas natural y de la electricidad 140

- 4.6 Modelo matemático 142
- 4.7 Resultados 152
 - 4.7.1 Estructura óptima 155
 - 4.7.2 Operación óptima 157
 - 4.7.3 Criterios de eficiencia 160
 - 4.7.4 Criterios económicos 161
- 4.8 Análisis de sensibilidad 162
 - 4.8.1 Sensibilidad a las condiciones financieras 163
 - 4.8.2 Sensibilidad al precio del gas natural 164
 - 4.8.3 Sensibilidad a la compra de electricidad 166
 - 4.8.4 Sensibilidad a la discriminación horaria 167
 - 4.8.5 Sensibilidad al complemento económico por mejora de la eficiencia energética 169
- 4.9 Análisis estructural 171

Cap. 5: Conclusiones 177

- 5.1 Síntesis 178
- 5.2 Contribuciones 181
- 5.3 Perspectivas 182

Referencias 183

Lista de Acrónimos

ACS

Agua caliente sanitaria

ADHAC

Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío

<http://www.adhac.es>

ASHRAE

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

<http://www.ashrae.org>

BOE

Boletín Oficial del Estado (español)

<http://www.boe.es>

CTP

Coficiente técnico de producción

DBDH

Danish Board District Heating

<http://www.dbdh.dk>

DISTRICLIMA

Empresa de gestión de redes urbanas de calor y frío.

<http://www.redesurbanascaloryfrio.com>

EHP

Euroheat & Power

<http://www.euroheat.org>

EUROSTAT

Oficina de Estadísticas de la UE

<http://epp.eurostat.ec.europa.eu>

Fenercom (2009)

Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid (España)

<http://www.fenercom.com>

IDAE

Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía

<http://www.idae.es>

IDEA

International District Energy Association

<http://www.districtenergy.org>

IEA

International Energy Agency
<http://www.iea.org>

IEA-DHC

Program of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling including CHP
<http://www.iea-dhc.org>

JRC

Joint Research Centre
<http://eippcb.jrc.es>

MACI

Motor Alternativo de Combustión Interna

MILP

Mixed Integer Linear Programming

MINLP

Mixed Integer Non-Linear Programming

PES

Primary Energy Saving

PLE

Programación Lineal Entera

PNLE

Programación No Lineal Entera

RD

Real Decreto

REE

Rendimiento eléctrico equivalente

TEM

Tarifa eléctrica media

TR

Tarifa regulada

UE

Unión Europea

1 Introducción

- 1.1 Sistemas de cogeneración para edificios y distritos urbanos
- 1.2 Optimización de sistemas de cogeneración
- 1.3 Objetivos de la tesis
- 1.4 Estructura de la tesis

La *cogeneración*, definida como la producción secuencial de electricidad y calor útil a partir del mismo combustible, aporta ahorros energéticos y beneficios económicos, a la par que reduce el impacto ambiental, por lo que representa una alternativa adecuada para el suministro energético. Esto ha sido comprobado fehacientemente en las últimas décadas en el sector industrial, donde su incorporación en todas las grandes y medianas empresas consumidoras de energía térmica, ha proporcionado una disminución considerable del consumo de energía por unidad de producto. Los fundamentos de la cogeneración pueden consultarse en la amplia bibliografía existente, entre la que destacamos las siguientes obras: Polimeros (1981), Marecky (1988), Sala (1994), Horlock (1997) y Petchers (2003).

Los edificios del sector residencial-comercial (viviendas, oficinas, hoteles, hospitales, centros comerciales, centros deportivos, etc.) demandan simultáneamente servicios energéticos de electricidad y energía térmica (agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración) de baja temperatura ($<100^{\circ}\text{C}$). Sin embargo, las ventajas ofrecidas por la cogeneración en el sector residencial-comercial sólo se aprovechan parcialmente, entre otras razones, porque faltan metodologías contrastadas para optimizar el diseño - entiéndase como la elección de la estructura (tamaño y número) de equipos - y la operación de los equipos que componen el sistema de cogeneración.

Como una parte importante del beneficio económico de la cogeneración procede de la recuperación de calor útil (otra parte corresponde a la venta de electricidad en condiciones ventajosas), es preciso que los motores se combinen con redes de intercambio de calor de máxima recuperación. Para el diseño de estas redes de máxima recuperación de calor deben utilizarse criterios de *integración térmica de procesos*.

Con base en las hipótesis siguientes:

- i) la optimización del diseño y operación de un sistema de cogeneración se puede plantear como un problema de programación matemática
- ii) las prestaciones técnicas y los costes de inversión de los equipos que configuran el sistema de cogeneración pueden representarse con funciones lineales
- iii) la ausencia/presencia de una tecnología en la estructura del sistema (motores de gas, turbinas de gas, calderas de agua caliente, enfriadoras de absorción, enfriadoras mecánicas, torres de refrigeración, acumuladores de calor y frío, ...) puede representarse mediante variables binarias $0/1$
- iv) el número de equipos comerciales a instalar de las tecnologías seleccionadas pueden representarse con variables enteras positivas $1, 2, 3, \dots$
- v) el estado de operación off/on de los equipos instalados en los distintos periodos de operación del sistema puede representarse mediante variables binarias $0/1$

se desarrolla en este trabajo una metodología para el diseño en óptimo económico de los sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial, capaz de determinar:

- 1) la selección de las tecnologías a emplear para configurar el sistema, el tamaño y número de equipos a instalar de cada tecnología, y
- 2) el programa de operación hora-por-hora a lo largo del año de cada uno de los equipos.

1.1 SISTEMAS DE COGENERACIÓN PARA EDIFICIOS Y DISTRITOS URBANOS

Los edificios del sector residencial-comercial (viviendas, oficinas, hoteles, hospitales, escuelas, centros comerciales, centros deportivos, etc.) tienen un rol protagonista en la sociedad actual, puesto que en ellos desarrollamos gran parte de nuestras vidas.

El sector de edificios es un gran consumidor de recursos energéticos y su funcionamiento demanda energía final principalmente en las formas de electricidad y energía térmica. En el año 2008, el consumo de energía final de los edificios representó el 37% del consumo total a nivel europeo (UE-27) y el 26% a nivel nacional (EUROSTAT, 2011). La continua expansión de las ciudades y el aumento del confort en los edificios durante los últimos años, duplicó el consumo de energía final de este sector en España desde 1990 (12.560 ktep) hasta 2008 (25.457 ktep). Desde el punto de vista de la seguridad y economía del abastecimiento energético, estos hechos revelan como desafío el dotar al sector de edificios de sistemas eficientes de suministro energético.

En las conclusiones de algunos proyectos europeos, como CHOSE (2001), TRIGEMED (2003) y SUMMERHEAT (2009), se destaca que solo se ha desarrollado una mínima parte del potencial de la cogeneración en el sector residencial-comercial de la UE, quedando todavía un gran mercado por explotar.

Una revisión de los datos sobre el estado de la cogeneración en España (IDAE, 2011) revela que la cogeneración está poco extendida en el sector servicios: i) 108 instalaciones frente a un total de 693 (<16%), ii) con una potencia eléctrica instalada de 627 MW frente a un total de 6125 MW ($\approx 10\%$), y iii) con una producción eléctrica anual de 3460 GWh frente a un total de 31515 GWh ($\approx 11\%$). La cogeneración aporta un rendimiento energético elevado en la utilización del combustible consumido, del que se derivan un beneficio económico y un menor impacto ambiental. Además, los sistemas de cogeneración pueden proporcionar los servicios energéticos más demandados en los edificios: electricidad, agua caliente sanitaria y calefacción. Por otro lado, el gas natural es el combustible consumido mayoritariamente; cerca del 82% de la producción eléctrica.

Tenemos pues, además de los puramente termodinámicos, cuatro buenos argumentos para favorecer la participación de la cogeneración en el suministro de servicios energéticos a los edificios y distritos urbanos en España: i) disponibilidad de los combustibles empleados (gas natural), ii) demanda de sus productos, iii) baja penetración actual, y iv) como se comenta a continuación un apoyo político en alza.

A través de las Directivas 2002/91/CE sobre *eficiencia energética en los edificios* (DiarioUE-1, 2003), 2004/8/CE sobre *fomento de la cogeneración* (DiarioUE-52, 2004) y 2006/32/CE sobre *eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos* (DiarioUE-114, 2006), la Unión Europea reconoce que la cogeneración es una tecnología estratégica que contribuye a garantizar el suministro energético y disminuye la dependencia energética, y por ello recomienda su empleo en edificios con superficie total mayor de 1000 m². En el caso de España, la Directiva 2004/8/CE se traspuso al RD 616/2007 sobre *fomento de la cogeneración* (BOE-114, 2007), que promueve y regula la producción eléctrica con cogeneración, siendo complementado por el RD 314/2006 *Código Técnico de la Edificación* (BOE-74, 2006), y el RD 47/2007 sobre *certificación energética de edificios* (BOE-27, 2007).

La directiva sobre cogeneración de la UE clasifica los sistemas de cogeneración en función de la potencia eléctrica instalada: microcogeneración (<50 kWe), cogeneración de pequeña potencia (<1000 kWe) y cogeneración a secas (>1000 kWe); concediendo ventajas específicas a los dos primeros grupos. El RD 661/2007 (BOE-126, 2007) por el que se regula la *producción de energía eléctrica en régimen especial* en España también favorece a las instalaciones pequeñas. En esta tesis, sin embargo, nos vamos a ocupar de las medianas y grandes instalaciones de cogeneración para edificios y distritos urbanos.

Los sistemas de calefacción y refrigeración de distrito (también denominados *sistemas energéticos de distrito*) se componen de tres subsistemas (producción, distribución y consumo) y aprovechan las ventajas técnicas y económicas de las instalaciones energéticas centralizadas que suministran calor y frío a los edificios individuales o agrupados en barrios, distritos o ciudades.

Entre sus ventajas frente a las instalaciones pequeñas (Bernsen y Petersen, 2000; Skagestad y Mildenstein, 2002; Woods et al., 2005; Gullev, 2006; Fogelholm et al., 2008) cabe destacar las siguientes: (i) los procesos de producción de calor y frío se realizan con mayor rendimiento energético (se utilizan equipos de mayor tamaño) y menor impacto ambiental para la misma cantidad de energía producida, (ii) el subsistema de producción de calor y frío puede estar constituido no sólo por equipos convencionales (calderas y enfriadoras mecánicas), sino también por módulos de cogeneración, enfriadoras de absorción, etc.; (iii) pueden utilizar una mayor variedad de fuentes energéticas, ya sean de origen fósil (gas natural, gasóleo, etc.), renovable (solar, biomasa, biogás, etc.), calor de baja temperatura extraído del ciclo de vapor de centrales termoeléctricas o calor residual de procesos industriales, (iv) por el elevado número de usuarios el factor de simultaneidad disminuye exigiendo una menor capacidad instalada, (v) el coste de los equipos por unidad de capacidad instalada disminuye debido a las economías de escala, (vi) la compra en cantidades mayores de combustibles, electricidad y otros recursos permite negociar menores precios de compra, y (vii) la disponibilidad de personal técnico capacitado en la empresa que presta los servicios energéticos permite operar plantas complejas con una gestión óptima.

Tal vez por estas razones la nueva propuesta de directiva COM/2011/0370 (COM-0370, 2011) relativa a la *eficiencia energética* y por la que se derogan las directivas 2004/8/CE y 2006/32/CE dice en su Considerando 23:

"La cogeneración de alta eficiencia y los sistemas urbanos de calefacción y refrigeración tienen un potencial significativo de ahorro de energía primaria que, en general, está poco explotado en la Unión. Los Estados miembros deben preparar planes nacionales para desarrollar la cogeneración de alta eficiencia y las redes urbanas de calefacción y refrigeración. Estos planes deben cubrir un período suficientemente largo para aportar a los inversores información sobre los planes de desarrollo nacionales y contribuir a crear un entorno que sea estable y preste apoyo a la inversión. Las nuevas instalaciones de generación de electricidad y las ya existentes que hayan sido sustancialmente reformadas o cuyo permiso o licencia se haya actualizado deben ir equipadas con unidades de cogeneración de alta eficiencia para recuperar el calor residual procedente de la producción de electricidad. Este calor residual podría luego transportarse a donde se necesite mediante redes de calefacción urbana. Con este fin, los Estados miembros deben adoptar criterios de autorización que aseguren que las instalaciones se ubican cerca de los puntos de demanda de calor. Sin embargo, han de poder establecer condiciones de exención de estas obligaciones cuando se cumplan ciertas condiciones."

Las instalaciones de calefacción de distrito, ligadas por lo general a centrales termoeléctricas, han tenido mucha presencia en países del Norte, Centro y Este de Europa, y en otros países como Rusia, China y Estados Unidos, donde han demostrado su valía energética, económica y ambiental (EHP, 2009). Las instalaciones de refrigeración de distrito tienen, de momento, menor presencia pero mayores tasas de crecimiento.

Las estadísticas del año 2009 (EHP, 2009) señalan que: (i) la mayor potencia instalada en sistemas de calefacción de distrito se da en Rusia (541.028 MWt), China (286.106 MWt), USA (97.734 MWt), Polonia (59.790 MWt), Rumanía (53.200 MWt) y Alemania (51.506 MWt); mientras que la mayor potencia instalada en sistemas de refrigeración de distrito se da en USA (14.063 MWt), Corea (1.123 MWt), Suecia (650 MWt) y Francia (630 MWt); y (ii) los países que emplean la calefacción de distrito para atender una fracción importante de la demanda de calor en el sector residencial son: Islandia (99%), Letonia (64%), Rusia (63% en el año 2007), Dinamarca (61%), Lituania (60%), Suecia (55% el año 2007), Estonia (53%), Polonia (50%) y Finlandia (49%).

El proyecto ECOHEATCOOL (Werner, 2006a y 2006b; Dalin et al., 2006; Wallisch et al., 2006; Dalin y Rubenhag, 2006) estudió 32 países (EU-27 + Croacia, Turquía, Islandia, Noruega y Suiza) y concluyó que en Europa existe todavía un gran mercado potencial para la calefacción y refrigeración de distrito.

En ciertos lugares y/o edificios se da una baja demanda de calefacción anual. En otros, la ausencia de demanda de calor durante los meses del verano perjudica la rentabilidad de los proyectos de cogeneración y calefacción de distrito, pues la baja potencia instalada y/o un factor de utilización reducido ralentiza el tiempo de recuperación de la inversión. Por otro lado, la tendencia a consumos más elevados de aire acondicionado en el sector de los edificios viene provocando un incremento significativo de la demanda de electricidad en verano. En el marco del proyecto europeo SUMMERHEAT (2009) se realizaron estudios en ciudades de

diferentes países (Alemania, Austria, Dinamarca, Francia, Polonia y República Checa) sobre la posibilidad de implementar instalaciones de refrigeración con enfriadoras de absorción que utilizan el calor residual (o calor cogenerado no utilizado) de las plantas de cogeneración como fuente energética. En este contexto, parece razonable implementar sistemas de refrigeración de distrito que empleen enfriadoras de absorción accionadas con el calor residual de las plantas de cogeneración (véase la Fig. 1.1).

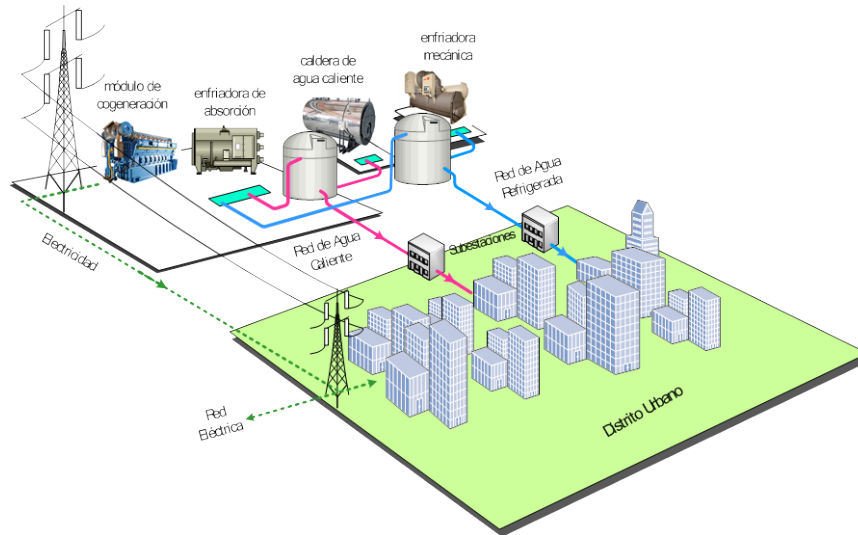


Fig. 1.1: Sistema de trigeneración de distrito

En España, la potencia instalada en sistemas energéticos de distrito es del orden de 400 MWt de calor y 200 MWt de frío (ADHAC, 2012), repartidos en 56 instalaciones. Del número total de instalaciones, 35 son de sólo calor, 2 de sólo frío, y 19 de calor y frío. La producción energética total se distribuye de la siguiente manera: 13% a la industria, 35% al sector residencial y 52% al sector servicios. Los recursos energéticos consumidos son: solo biomasa en 35 instalaciones, solo gas natural en 14, solo electricidad en 2 y un "mix" de recursos en 12. Algunas instalaciones significativas son las siguientes:

- Molins de Rei (Barcelona): 2,25 MW de calor (IDAE, 2007).
- Cuellar (Segovia): 6 MW de calor (IDAE, 2007).
- Sant Pere de Torelló (Barcelona): 6 MW de calor (IDAE, 2007).
- ExpoZaragoza (Zaragoza): 15/20 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).
- Central Tanger (Barcelona): 13,4/6,7 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).
- Central Forum (Barcelona): 20/15,5 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).

1.2 OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

El diseño de sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial está condicionado por factores diversos como: la demanda de servicios energéticos (electricidad, calefacción, ACS, refrigeración, etc.) que varía hora-por-hora a lo largo del año, el coste de inversión de los equipos, sus prestaciones energéticas a carga nominal y parcial, las tarifas y precios de la electricidad y de los combustibles, la normativa legal sobre seguridad, confort, eficiencia energética y medio ambiente.

El proceso de diseño de un sistema de cogeneración, si incluye la selección del tipo de tecnologías a emplear, el tamaño y número de los equipos a instalar, exige un procedimiento de naturaleza combinatoria, que requiere la evaluación del objetivo de diseño para todas las posibles configuraciones (tecnologías a emplear, tamaño y número de equipos a instalar) y sus estados de operación (parado, en marcha a carga parcial, en marcha a carga nominal), además de considerar en todos los casos los factores de diseño antes mencionados. Algunos artículos recientes que revisan las diferentes metodologías y programas desarrollados para diseñar sistemas de cogeneración son los siguientes: Hinojosa et al. (2007), Ortiga et al. (2007), Chico y Mancarella (2009), Rong et al. (2010) y Mendes et al. (2011).

Aun cuando el diseño de los sistemas de cogeneración es una tarea compleja, en la práctica se han propuesto procedimientos de *análisis* que permiten determinar con cierta aproximación las características más relevantes de los sistemas de cogeneración a instalar (Cardona y Piacentino, 2003; Voorspools y D'haeseleer, 2006; Chicco y Mancarella, 2007; Mago y Chamra, 2009; Lozano y Ramos, 2010b). Estos procedimientos presuponen la configuración de equipos de la planta, y asumen que: (a) la demanda energética anual del centro consumidor se puede representar mediante curvas monótonas, (b) los equipos pueden operar desde carga cero a carga nominal, y (c) el rendimiento de los equipos es independiente de la carga. Son útiles para evaluar la capacidad a instalar de los equipos en función de la estrategia de operación propuesta y realizar un primer análisis de viabilidad, pero no permiten conocer la configuración de equipos de la planta con mínimo coste total ni determinar el programa anual de operación hora-por-hora. También se han propuesto modelos simplistas de programación lineal; con objeto de determinar la configuración óptima de sistemas energéticos complejos (Henning, 1997), estimar aproximadamente la capacidad a instalar (Gustafsson y Karlsson, 1991; Lozano, 2001), facilitar la toma de decisiones (Lahdelma y Hakonen, 2003) ó facilitar el análisis (Arosio et al, 2011).

El problema de diseño de los sistemas energéticos de poligeneración es un problema complejo que debe considerar varios aspectos. El tamaño y número de los equipos que determina la inversión de capital, los beneficios de la integración energética que permite aprovechar la energía residual de unos equipos como recurso en otros, y el modo de adaptar la operación de los distintos equipos a las condiciones de demanda y de mercado que pueden variar a lo largo del día y del año (Serra et al., 2009).

En este contexto, se investigó y se consiguieron grandes progresos en el campo de la optimización de sistemas eléctricos, energéticos y químicos durante las últimas décadas (Rudd y Watson, 1968; Douglas, 1988; Linnhoff, 1993; Wood y Wollenberg, 1996; Biegler et al., 1997; El-Sayed, 2003; Smith, 2005; Seider et al., 2008). Producto de la investigación, se dispone de herramientas informáticas que facilitan la optimización de estos sistemas energéticos, desde su concepción (determinando la estructura y configuración de equipos) hasta el control óptimo en tiempo real de su operación. La optimización de los sistemas energéticos industriales se formuló y resolvió como un problema de *síntesis* (que implica a las tecnologías/equipos que conforman el sistema energético y sus interconexiones), *diseño* (que implica a las características/especificaciones técnicas – p.e.: potencia nominal, etc. – de cada uno de los equipos), y *operación* (que implica a las utilidades energéticas consumidas y producidas por los equipos, e intercambiadas entre ellos). El aumento de la potencia de cálculo, el desarrollo de algoritmos de optimización (Biegler y Grossmann, 2004) para Programación Lineal Entera (*MILP*) y Programación No Lineal Entera (*MINLP*), junto al empleo inteligente de variables binarias para la toma de decisiones (Biegler et al., 1997; Nemhauser y Wosley, 1999; Williams, 1999), contribuyeron significativamente a la elaboración de procedimientos capaces de resolver eficazmente problemas de síntesis de procesos e integración energética en la industria (Papoulias y Grossmann, 1983; Colmenares y Seider, 1989; Floudas, 1995; Bruno et al., 1998; Grossmann et al., 2000).

Si bien estos conocimientos contribuyeron al avance de la optimización de sistemas de cogeneración para la industria, el diseño de sistemas de cogeneración para el sector residencial incorporaba problemas adicionales: fluctuación continua de la demanda de servicios energéticos, complejidad de la facturación energética y de las restricciones legales, uso de otras tecnologías de transformación energética, etc. Así puede afirmarse que el problema de optimización de los sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial constituye una línea de investigación con aportaciones propias en la que cabe destacar sobre todo las variadas contribuciones de la Osaka Prefecture University (Horii et al., 1987; Yokoyama et al., 1994; Ito et al., 1998; Gamou et al., 2002; Yoshida et al., 2007). Otras contribuciones destacables son las de Perrela y de Barros (1997), Thorin et al. (2005), Hemmes et al. (2007), Casisi et al. (2009), y Manfredini et al. (2010).

En general, se ha investigado bastante sobre los sistemas de calefacción y refrigeración de distrito, con énfasis en el empleo de tecnologías convencionales de producción de calor y frío, uso de la cogeneración, uso de calor residual de procesos industriales y energías renovables, planificación energética, impacto ambiental, mercado del calor y del frío, mantenimiento de tuberías, control y supervisión, almacenamiento de calor y frío, etc. Cabe mencionar aquí los

- Programas de I+D+i de la Agencia Internacional de la Energía (IEA-DHC), como *Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling* (1983-2004) y *District Heating and Cooling including CHP* (desde 2005). Destacan, entre otros, los trabajos Schmitt y Hoffmann (2002), Skagestad y Mildenstein (2002), Snoek et al. (2002), Werner et al. (2002), Sonne (2006), Urbanek et al. (2006), Woods et al. (2005), Fogelholm et al. (2008) y Hoon et al. (2008).

- Proyectos de la Comisión Europea, como los ya citados ECOHEATCOOL y SUMMERHEAT. Los resultados de estos proyectos pueden consultarse en los trabajos de Werner (2006a y 2007b), Dalin et al. (2006), Wallisch et al. (2006), Dalin y Rubenhag (2006), Berliner-Energieagentur (2009).

Dentro de este conjunto de trabajos, dos están enfocados a los sistemas energéticos integrados para distritos urbanos:

- (1) *Integrating District Cooling with Combined Heat and Power* de Spurr y Larsson (1996). Abarca el estudio termodinámico y económico del uso de tecnologías de cogeneración (turbina de gas en ciclo simple y combinado, motor Diesel, y turbina de vapor) para sistemas de refrigeración de distrito.
- (2) *District Cooling, Balancing the Production and Demand* de Kivisto et al. (1999). Investiga las posibilidades de integrar de sistemas de calefacción y refrigeración de distrito con plantas de cogeneración, mediante dos casos de estudio que evalúan la producción de frío con enfriadoras de absorción, utilizando la producción de calor de plantas de cogeneración: (i) con turbina de vapor de condensación y (ii) con turbina de vapor de contrapresión.

A nivel de agrupaciones profesionales, la asociación *Danish Board District Heating (DBDH)* publica una revista periódica *Hot/Cool Magazine* que recoge las experiencias de fabricantes y usuarios de este tipo de instalaciones en Dinamarca y otros países del Norte de Europa. Asimismo, la *International District Energy Association (IDEA)* con base en USA publica la revista *District Energy Magazine*. Ambas son accesibles gratuitamente en formato electrónico.

La experiencia en calefacción de distrito basada en grandes centrales eléctricas parece poco trasladable a las necesidades actuales del sector de la cogeneración en España, donde se ha investigado muy poco sobre la optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para distritos urbanos. Dentro de las aplicaciones de cogeneración en el sector de edificios, los motores de gas destacan sobre las demás tecnologías, por su alto rendimiento eléctrico a carga nominal – próximo al 50% en los grandes motores – y porque operando a carga parcial sus prestaciones no disminuyen significativamente. La estadística (IDAE, 2011) así lo demuestra: de las 108 plantas de cogeneración en el sector servicios 99 utilizan motores de combustión interna que suponen más de un 85% de la potencia eléctrica instalada (538 MW de 627 MW). El alto potencial de recuperación de calor a temperaturas inferiores a 100°C – agua de refrigeración de cilindros, aceite e intercooler – en los motores de gas facilita su aplicación en el sector residencial-comercial, donde dominan los consumos de energía térmica a baja temperatura (ACS, calefacción).

Este es el marco de esta tesis, en la que se pretende desarrollar procedimientos de optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial en España. El criterio de optimización será económico: minimizar el coste total anual de explotación, que incluye los costes de amortización y mantenimiento de capital y la factura energética. Esto no implica que no se consideren importantes otros aspectos como la incorporación de criterios ambientales a la toma de decisiones (Yokoyama e Ito, 1995; Lazzareto y Toffolo, 2004; Carvalho et al., 2011 y 2012) y el análisis termoeconómico que permite conocer el proceso de formación del coste de los diferentes productos de los sistemas de cogeneración (Gonzalez et al., 2003; Lazzareto y Tsatsaronis, 2006; Lozano et al., 2009a, 2009b y 2011).

1.3 OBJETIVOS DE LA TESIS

La revisión de los trabajos publicados permite afirmar que aún no se ha respondido plenamente a las cuestiones: *¿cómo seleccionar los equipos comerciales que integrarán la estructura de un sistema de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial?, ¿qué estrategia seguir en la operación de los equipos?, ¿cómo afectan los cambios en las condiciones legales y económicas que rigen los sistemas de cogeneración?.* Todo ello con relación al objetivo económico planteado: *que el coste total (inversión y operación) sea mínimo a lo largo del ciclo de vida del sistema de cogeneración.*

Se constata la necesidad de una metodología para la selección de equipos que cumpla con las siguientes condiciones:

- i) *debe tomar en consideración los factores que influyen en el diseño de sistemas de cogeneración para edificios.* Por ejemplo: *a)* la demanda energética caracterizada por su variación horaria a lo largo del día y estacional a lo largo del año, *b)* el nivel de temperatura de la demanda de calor – referida a la temperatura de uso del calor según el tipo de tecnología de calefacción y/o refrigeración instalado en el edificio – que condiciona el diseño del sistema de recuperación de calor del motor, *c)* la disponibilidad de recursos (gas natural, biogás, electricidad, etc.) próximos al emplazamiento, *d)* las tarifas y precios de compra/venta de electricidad y combustible, *e)* las tecnologías de equipos disponibles en el mercado, *f)* la influencia de las condiciones ambientales y el trabajo a carga parcial sobre las prestaciones técnicas de los equipos, y *g)* el cumplimiento de la normativa legal (ahorro de energía primaria, rendimiento eléctrico equivalente, etc.).
- ii) *como método ha de ser flexible.* Debe facilitar: *i)* la selección óptima ó arbitraria de un conjunto de opciones tecnológicas (tipo de tecnología y tamaño de equipos) de entre las opciones reales disponibles en el mercado; *ii)* el análisis de diferentes escenarios de operación para distintas tarifas y precios de compra y/o venta de electricidad y combustible, *iii)* la imposición (a cualquier equipo) de la condición operacional de encendido/apagado (on/off) en uno o varios períodos de operación, y *iv)* la asignación arbitraria (a cualquier equipo) del factor de carga en uno o varios períodos de operación, etc.

El desarrollo de esta tesis persigue los objetivos siguientes:

- 1) Mejorar la base de conocimiento sobre integración térmica de procesos para el diseño de los sistemas de suministro energético a los edificios. Aunque aquí nos limitamos a considerar tecnologías comerciales, el conocimiento alcanzado también será útil para estudiar la introducción de tecnologías que se encuentran en otras fases de desarrollo (microturbinas de gas, celdas de combustible, etc.).
- 2) Desarrollar una metodología que permita determinar buenas configuraciones de equipos y programas de operación adecuados para los sistemas de cogeneración dedicados al suministro de servicios energéticos a edificios del sector residencial-comercial. Estas configuraciones emplearán equipos disponibles en el mercado (p.e. ofertados por Guascor, Roll-Royce, Broad Air Co, Mitsubishi, Carrier, Viessmann, etc.). Esto implica determinar: i) el tipo de tecnología, tamaño y número de equipos comerciales a incorporar en la estructura productiva del sistema de cogeneración, ii) las interacciones energéticas entre ellos, y iii) el programa de operación anual hora-por-hora de los equipos que constituyen la estructura productiva del sistema. La metodología de optimización desarrollada servirá igualmente para valorar la incorporación de otros tipos de equipos comerciales (p. e. enfriadoras mecánicas accionadas con MACI) o para valorar la inclusión de equipos no comerciales que se encuentran en fase de desarrollo.
- 3) Confirmar el interés económico de la incorporación de depósitos de acumulación térmica (calor y frío) en la estructura productiva de los sistemas de cogeneración, determinando el volumen de acumulación más adecuado en caso positivo.
- 4) Demostrar la utilidad de la metodología como herramienta de optimización del diseño y operación de sistemas de producción de calor y frío para distritos urbanos. Esto implica el desarrollo de un caso de aplicación de la metodología para optimizar el diseño y operación de un sistema de cogeneración que suministra calor y frío a un distrito urbano.
- 5) Estudiar el efecto de las restricciones de diseño de los sistemas de cogeneración para edificios. Comprende el estudio de sensibilidad de: i) el precio del combustible, ii) las condiciones financieras, iii) la opción de compra y venta de electricidad, iv) la opción de utilizar tarifas con discriminación horaria para la compra y venta de electricidad, v) el régimen de operación (carga parcial o nominal) de los equipos, vi) la magnitud del complemento económico por mejora de la eficiencia, y vii) la integración energética: sólo cogeneración, cogeneración con acumulación térmica, sólo trigeneración y trigeneración con acumulación térmica.

1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS

El desarrollo de la tesis se divide en 5 capítulos.

En el Cap. 1 se introduce al lector a la problemática y estado del arte de la optimización del diseño de los sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial, se declaran los resultados que se pretenden alcanzar en esta tesis y las limitaciones que restringen su marco de aplicación.

El Cap. 2 aborda el problema de la optimización de sistemas de cogeneración para edificios del sector residencia-comercial. En primer lugar se enfoca el problema del diseño a la manera convencional, mediante técnicas de análisis. A continuación se explica como una descomposición del problema en tres fases: síntesis, diseño y operación; junto con el empleo de técnicas de programación matemática proporcionan un método eficaz de optimización del diseño y operación de los sistemas de cogeneración. Asimismo, se desarrollan dos ejemplos de aplicación: la selección óptima de tecnologías para el sistema de suministro energético de un bloque de viviendas y el de selección de equipos y operación óptima del sistema de trigeneración de un hospital.

El Cap. 3 comprende el desarrollo de una metodología de integración térmica para el diseño de sistemas de máxima recuperación de calor. Si se eligen a los motores de gas como tecnología de cogeneración, se tiene el inconveniente de la dispersión de focos de calor recuperable: gases de escape, agua de refrigeración de camisas, aceite lubricante, etc. Ya que una fracción importante de los beneficios de la cogeneración radica en la recuperación de calor útil, se hace necesario sintetizar una red de intercambiadores adecuada para “recuperar” la máxima cantidad de calor de las distintas fuentes que presenta el motor y “aprovechar” el calor recuperado para atender las diversas demandas de energía térmica que plantean los edificios. En este contexto, se desarrollan técnicas de integración térmica de procesos para el emparejamiento adecuado de la oferta de calor (del motor) con la demanda térmica (de los edificios) de cara a establecer la estructura de la red de máxima recuperación de calor y dimensionar sus intercambiadores. El método desarrollado se aplica al diseño del sistema de recuperación de calor de un motor de gas para la producción simultánea de agua caliente (90°C) y vapor saturado (120°C).

El Cap. 4 aprovecha los resultados obtenidos sobre la red de intercambiadores para formular una superestructura adecuada para el sistema de aprovisionamiento energético de un distrito de 5000 viviendas. Se presenta toda la información necesaria (demanda del edificio, datos técnicos y económicos de los equipos candidatos, tarifas y precios de la electricidad y del gas natural, normativa legal a satisfacer, etc.) para el diseño del sistema de cogeneración de distrito. Se elabora un modelo de programación lineal-entera para determinar que tecnologías se utilizaran, cuantos equipos se instalarán y cómo será la operación a lo largo de los días tipo que componen el año. Se comentan las características de la solución óptima obtenida y se analiza el efecto del número de módulos de cogeneración instalados. A continuación, se analiza el impacto de diversos factores de diseño sobre la estructura y operación del sistema óptimo de cogeneración: *i*) precio del combustible, *ii*) condiciones financieras, *iii*) limitación de compra de electricidad, *iv*) venta de electricidad con/sin tarifa de discriminación horaria, *v*) régimen de operación de los equipos, *vi*) complemento económico por mejora de eficiencia, y *vii*) restricciones estructurales (sólo cogeneración, cogeneración con acumulación térmica, sólo trigeneración, trigeneración con acumulación térmica).

El Cap. 5 recoge un resumen de los resultados y las conclusiones principales de la tesis, así como las contribuciones realizadas y una propuesta de posibles trabajos futuros.

2 Sistemas de cogeneración para edificios

- 2.1 Introducción
- 2.2 Criterios de eficiencia y normativa sobre cogeneración
- 2.3 Análisis de los sistemas de cogeneración
- 2.4 Optimización de los sistemas de cogeneración

2.1 INTRODUCCIÓN

Las demandas de electricidad, calor y frío de los edificios representan una oportunidad para los sistemas de cogeneración capaces de producir electricidad, calor y frío (acoplando enfriadoras de absorción) de forma eficiente y económica. La magnitud de la demanda de energía térmica de los edificios (distritos urbanos, hoteles, hospitales, centros comerciales, etc.) varía mes a mes lo largo del año y hora a hora a lo largo del día, debido a su carácter estacional (calefacción en los meses fríos y refrigeración durante los meses cálidos) y al régimen de utilización que imponen sus usuarios. Como ejemplo se muestra en la Fig. 2.1 las demandas térmicas durante 12 días tipo (uno por mes) para un distrito urbano.

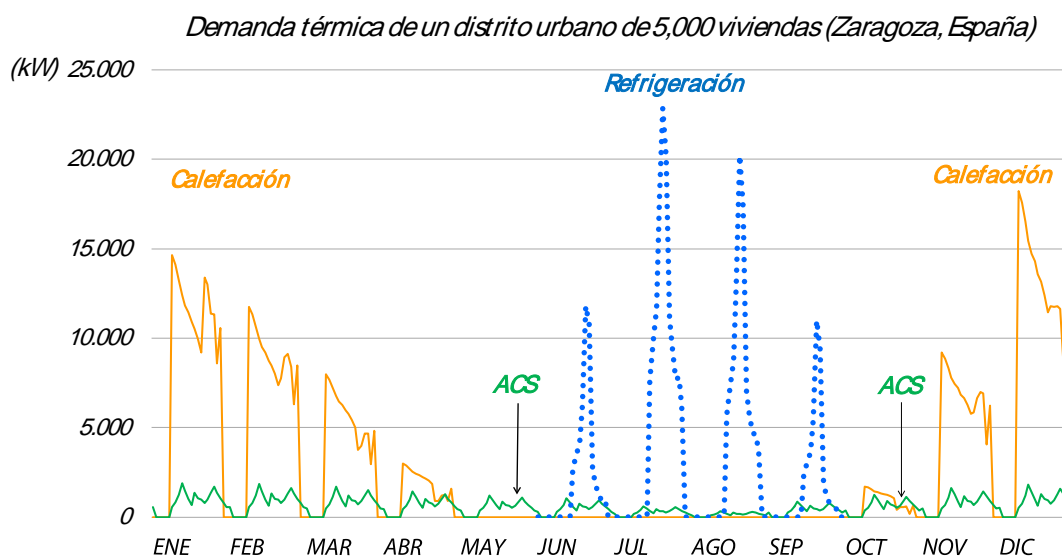


Fig. 2.1: Demanda mensual de calor y frío de un distrito urbano.

En general, el diseño de un sistema energético requiere tomar decisiones acerca de cómo debieran emplearse los recursos (p.e.: materias primas, mano de obra, capital, etc.) para obtener un producto: en este caso uno o varios servicios energéticos (p.e.: electricidad, vapor de agua, calefacción, ACS, refrigeración, etc.). En los edificios del sector residencial-comercial en España la demanda energética presenta dos características singulares: (i) bajo número de horas anuales de requerimiento de calor y frío, y (ii) reducidos períodos de tiempo de máxima demanda de calor y frío. Por ejemplo, un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en la ciudad de Zaragoza (ver la Fig. 2.2): (a) demanda calefacción durante 3200 h/año y refrigeración otras 1300 h/año, aproximadamente, y (b) los períodos de máxima demanda de calefacción y refrigeración, duran menos de 200 h/año, aproximadamente.

Estas singularidades representan un desafío de cara al diseño del sistema de cogeneración de distrito; es decir, obtener un diseño cuyo coste total (inversión y operación) a lo largo de su ciclo de vida útil sea menor que el de otras alternativas de suministro.

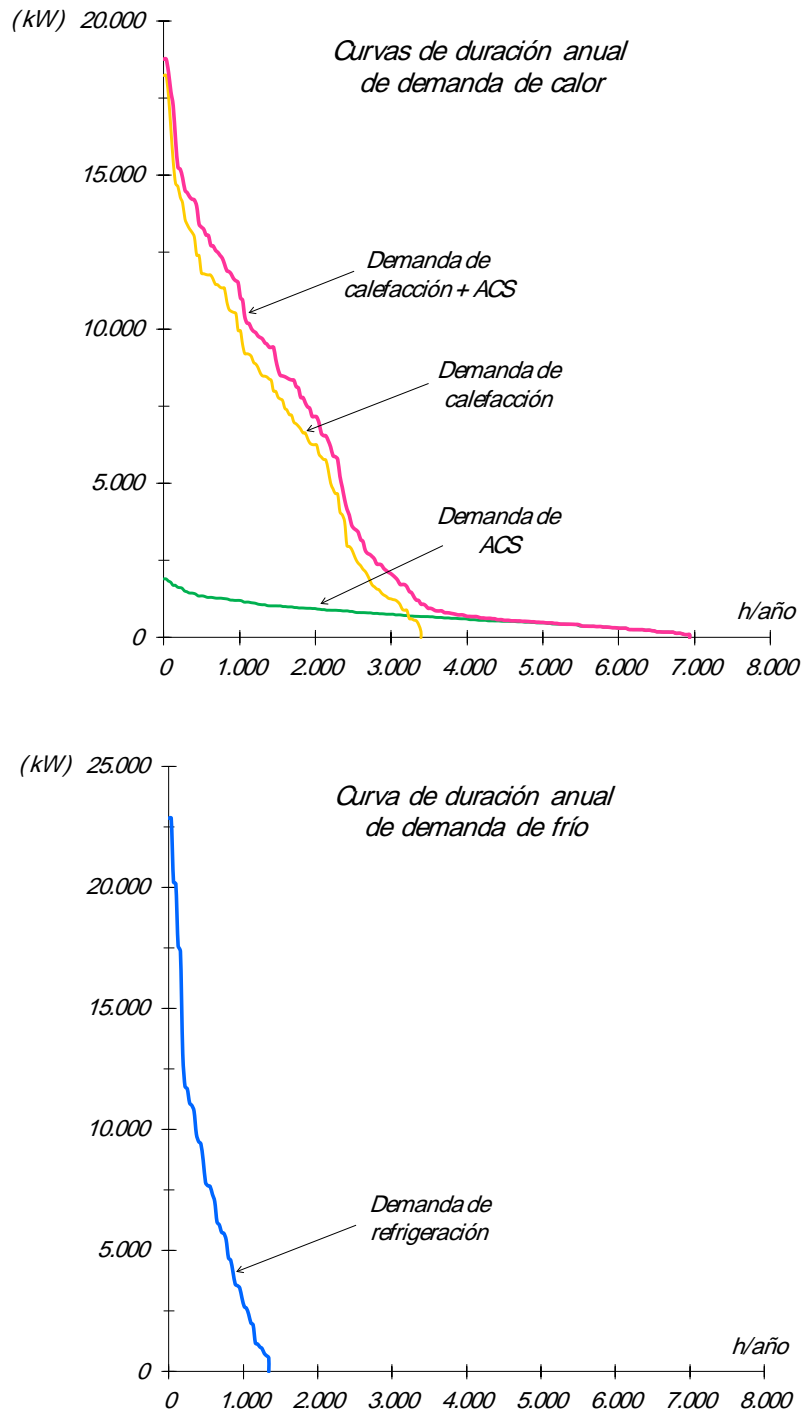


Fig. 2.2: Curvas de duración anual de la demanda de calor (calefacción y ACS) y frío de un distrito urbano de 5000 viviendas (Zaragoza, España).

Al evaluar las diferentes alternativas posibles para obtener el producto deseado, las decisiones quedan condicionadas a varios factores de diversa naturaleza: técnica, económica, financiera, legal y medioambiental. A estos factores los denominamos *factores de diseño*.

En el diseño de sistemas energéticos, y en particular en el diseño de sistemas de cogeneración y trigeneración para edificios del sector residencial-comercial, están implicados los siguientes factores de diseño:

- La demanda energética de energía eléctrica y térmica del centro consumidor.
- La disponibilidad y garantía de suministro de los combustibles, para asegurar el funcionamiento de los equipos consumidores durante su vida útil prevista.
- Las tarifas y precios de los combustibles y electricidad, aplicables en la región geográfica donde se emplazará la instalación.
- La disponibilidad comercial de equipos de distintas tecnologías. La elección del tipo de tecnologías (de producción de electricidad, calor y frío) también está supeditada a la disponibilidad de los recursos energéticos que consumen.
- El coste de inversión de los equipos, teniendo en cuenta que las economías de escala favorecen la inversión en equipos de mayor tamaño.
- Las características técnicas y parámetros que determinan el rendimiento de los equipos. Como ejemplo: para los módulos de cogeneración su eficiencia eléctrica, la temperatura de las fuentes de calor recuperable, ratio calor/electricidad, etc. La eficiencia eléctrica y el ratio calor/electricidad determinan los beneficios económicos que se derivan de su operación.
- El marco legal que regula el funcionamiento de las instalaciones de cogeneración en el mercado eléctrico. Cada región o país dispone de normativas legales que regulan la venta de los excedentes de electricidad en el mercado. En España las instalaciones de cogeneración se acogen a las obligaciones y beneficios del régimen especial de producción de energía eléctrica. También debe considerarse la legislación ambiental sobre límites de emisión aplicables a las instalaciones que consumen combustibles fósiles.
- La estrategia global de operación que está condicionada por: (i) las características técnicas de los equipos; (ii) los perfiles de la demanda de calor; frío y electricidad del consumidor; (iii) los precios del combustible y de la electricidad; y (iv) la posibilidad de intercambiar energía (comprar y/o vender electricidad) con el mercado.

La calidad del diseño de un sistema de cogeneración depende no sólo de la inversión de capital y el coste de operación (energía, personal, mantenimiento, ...) de los equipos, sino también de otras características importantes, tales como su disponibilidad y fiabilidad. El diseño debe procurar un elevado *factor de utilización* de la capacidad instalada de los módulos de cogeneración para favorecer su amortización. Este factor se define como el cociente entre la producción anual real y la producción anual máxima teórica; es decir, la producción anual a carga nominal durante las 8760 horas del año. También conviene alcanzar una alta *tasa de cobertura* (referida a la fracción de la demanda energética del usuario atendida con la electricidad y el calor cogenerados). Desafortunadamente, en sistemas con demanda variable ambos objetivos son contradictorios, en el sentido de que al mejorar uno de ellos queda perjudicado el otro, lo que dificulta encontrar el diseño óptimo (Lozano, 1998).

El problema del diseño óptimo de sistemas energéticos ha sido abordado en un contexto general por varios autores (Li y Priddy, 1985; Boehm, 1987; Stoecker, 1989; Bejan et al., 1996; Jaluria, 1998; Suryanarayana y Arici, 2003; El Sayed, 2003).

Más en particular, el diseño óptimo de sistemas de cogeneración ha sido abordado, entre otros, por Horii et al. (1987), Yokoyama et al. (1994a), Henning (1997), Lozano (2001), Thorin et al. (2005), Hemmes et al. (2007) y Casisi et al. (2009).

La metodología que conduce al diseño óptimo de un sistema de cogeneración es necesariamente compleja, principalmente porque el proceso de diseño es de naturaleza combinatoria; ya que deben evaluarse los aspectos energéticos y económicos de todas las configuraciones factibles de equipos, incluyendo el balance económico de su operación a lo largo del ciclo de vida, y tomando en consideración los diversos factores de diseño antes mencionados.

La Fig. 2.3 explica de un modo simple el flujo de información correspondiente a la resolución de los problemas de diseño y optimización de sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial. Los ejemplos desarrollados en este capítulo irán abordando secuencialmente las distintas tareas señaladas: análisis, síntesis, diseño y operación.

La propuesta metodológica plantea que la tarea de análisis, realizada con los datos más relevantes del problema o un tratamiento estadístico apropiado del conjunto de datos, permite extraer una información que oriente la toma de decisiones sobre: si interesa o no la cogeneración, la capacidad adecuada de los motores a instalar, la conveniencia de determinadas estrategias de operación, etc. En problemas sencillos (con demanda regular de servicios energéticos, precios constantes de los intercambios de energía, etc.) puede pasarse del análisis al diseño (selección de equipos a instalar y estrategia de operación a utilizar) directamente. Pero en los grandes edificios, barrios residenciales y distritos urbanos, no debe obviarse el problema de síntesis: seleccionar el tipo de equipos a instalar, buscando el mayor aprovechamiento de los recursos energéticos locales, la mejor integración energética en su operación, la conveniencia de juntar demandas de diferentes consumidores para aplanar la conjunta, etc. La tarea de optimizar la operación real o supuesta debe partir de conocer las características técnicas de la planta diseñada, el criterio de decisión que rige y las restricciones operacionales impuestas por diversas causas. En modo alguno se pretende decir aquí que siempre hay que realizar todas las tareas indicadas o que no puedan englobarse varias de ellas en el mismo problema de decisión, solo se hace hincapié en la conveniencia de respetar la naturaleza del flujo de información.

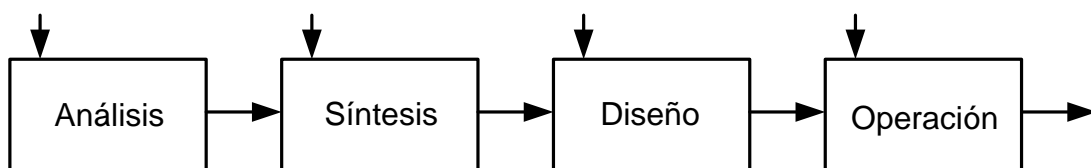


Fig. 2.3: Diagrama del flujo de información.

2.2 CRITERIOS DE EFICIENCIA Y NORMATIVA SOBRE COGENERACION

Para caracterizar los sistemas de cogeneración debemos definir un conjunto de parámetros que nos permitan: i) valorar las oportunidades de inversión, ii) seleccionar el sistema más adecuado, y iii) optimizar su operación una vez instalado. Supongamos, para simplificar, que el sistema de cogeneración es una caja negra, como la de la Fig. 2.4, que consumiendo F unidades de energía de combustible (poder calorífico inferior) produce simultáneamente W unidades de trabajo y Q unidades de calor útil. Para un análisis energético de la operación convendrá expresar F , W y Q como flujos de energía en el mismo Sistema de Unidades y manejar los parámetros siguientes:

$$\text{Eficiencia eléctrica} \quad \alpha_W \equiv W/F \quad (2.1)$$

$$\text{Eficiencia térmica} \quad \alpha_Q \equiv Q/F \quad (2.2)$$

$$\text{Eficiencia global} \quad \eta \equiv (W + Q)/F \quad (2.3)$$

$$\text{Relación calor-trabajo} \quad \beta \equiv Q/W \quad (2.4)$$

Nótese, sin embargo, que para caracterizar por completo el sistema basta conocer 3 variables independientes de entre las anteriores. Por ejemplo, pueden emplearse W , α_W y β . Otros parámetros interesantes para el análisis muestran la ventaja comparativa de los sistemas de cogeneración sobre los sistemas convencionales de aprovisionamiento de calor y trabajo. Para definirlos, representamos en la Fig. 2.5 la operación de un sistema convencional que produce las mismas cantidades de trabajo y calor que el sistema de cogeneración.

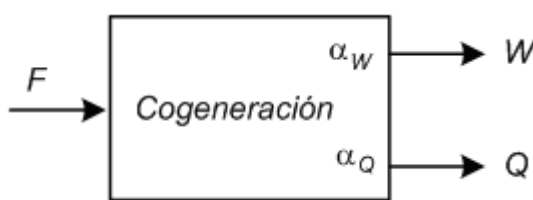


Fig. 2.4: Sistema de cogeneración.

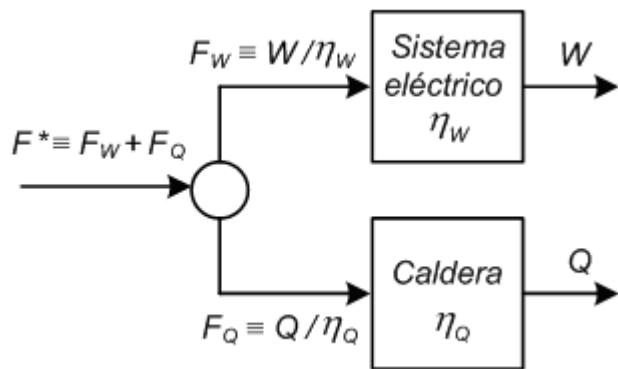


Fig. 2.5: Producción convencional.

Supóngase que se ha de suministrar W y Q para satisfacer las demandas del consumidor. Este debe decidir entre instalar un sistema de cogeneración o proceder de modo convencional comprando energía eléctrica a la compañía distribuidora (que se supone se ha producido con rendimiento η_W) e instalando una caldera de rendimiento η_Q para producir el calor. La decisión a favor de la cogeneración conllevará un ahorro de combustible

$$\Delta F \equiv F^* - F = \frac{W}{\eta_w} + \frac{Q}{\eta_Q} - F \quad (2.5)$$

Relacionado con este concepto, se define el *índice de ahorro de energía primaria IAF* (Fuel Energy Saving Ratio, *FESR*), como el ahorro de combustible por unidad de energía requerida en el modo convencional de aprovisionamiento

$$IAF \equiv \frac{\Delta F}{F^*} = 1 - \frac{F}{\frac{W}{\eta_w} + \frac{Q}{\eta_Q}} = 1 - \frac{1}{\frac{\alpha_w}{\eta_w} + \frac{\alpha_Q}{\eta_Q}} \quad (2.6)$$

El último parámetro que vamos a considerar es el *rendimiento eléctrico equivalente (REE)*, cuya definición proviene de utilizar un criterio particular a la hora de repartir el consumo de combustible entre los dos productos del sistema de cogeneración. Concretando, si una caldera convencional de rendimiento η_Q consumiría el combustible $F_Q = Q/\eta_Q$ para producir (por obligación y sin cogenerar) el calor útil Q , la decisión de instalar (por interés económico) el sistema de cogeneración supone un consumo adicional de combustible $F_{eqW} = F - F_Q$ para producir además la electricidad W . Por tanto, el rendimiento eléctrico equivalente es

$$\eta_{eq} \equiv \frac{W}{F_{eqW}} = \frac{W}{F - Q/\eta_Q} = \frac{\alpha_w}{1 - \alpha_Q/\eta_Q} \quad (2.7)$$

Obsérvese como los criterios *IAF* y *REE* (ó η_{eq}) ponen especial énfasis en averiguar si los sistemas de cogeneración transforman con mayor eficiencia la energía consumida en productos útiles (calor y trabajo) que los sistemas convencionales.

La disminución de emisiones de CO_2 es un criterio ambiental que puede calcularse directamente a partir del ahorro de combustible en el caso de que este sea el mismo para cogeneración y para producción convencional. En caso de que los combustibles sean diferentes la disminución será

$$\Delta CO_2 \equiv cF_w \frac{W}{\eta_w} + cF_Q \frac{Q}{\eta_Q} - c_F F \quad (2.8)$$

donde cF_i es la emisión de CO_2 por unidad de energía en el combustible i .

La legislación de apoyo a la cogeneración (ver Cuadro 2.1) utiliza los criterios de eficiencia anteriores para establecer los límites de obligado cumplimiento y los beneficios concedidos. En el Cap. 4 se expondrán los requisitos a satisfacer por una planta de cogeneración para acogerse al *Régimen Especial* de generación eléctrica en España y poder vender electricidad excedente en condiciones ventajosas. Distintos autores (Cardona y Piacentino, 2005; Nesheim y Estervag, 2007; Verbruggen, 2007; Lozano et al., 2010; Campos et al., 2011) han puesto de manifiesto la importancia de la legislación en las decisiones a tomar sobre la oportunidad, el dimensionado y la estrategia operacional de los sistemas de cogeneración.

Cuadro 2.1: Régimen económico-legal para las instalaciones de cogeneración en España*.

RD 2818/1988 (BOE-312, 1988)	
Precio de venta de la electricidad	Condiciones y comentarios
<p>pv: precio de venta $pv = pm + pr$ pm : precio de mercado En instalaciones con potencia instalada $P < 10$ MW se distinguen dos tramos horarios para el precio de mercado: horas valle: 0:00 a 8:00 h horas punta: 8:00 a 24:00 h pr : prima (depende de la potencia instalada) $a = 3,20$ pta/kWh (año 2008) $pr = a$ ($P < 1$ MW) $pr = a(40-P)/30$ ($1 < P < 25$ MW)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • El precio de mercado se publica mensualmente • La prima (incluyendo el valor del factor <i>a</i>) se actualiza anualmente por el Ministerio de Industria y Energía. • La prima es de duración limitada. Con $P < 10$ MW se recibe durante 10 años y con $P > 10$ MW mientras perduren los CTC (1 de enero de 2008). • La instalación debe acreditar un REE (anual) $\geq 55\%$. • Se debe comprobar un autoconsumo $\geq 30\%$ de la producción eléctrica anual.
RD 436/2004 (BOE-75, 2004)	
Precio de venta de la electricidad	Condiciones y comentarios
<p>pv: precio de venta $pv = f_{RET} \cdot TEM$ TEM: tarifa eléctrica media (o de referencia) $TEM = 7,2072$ c€/kWh (año 2004) f_{RET}: factor de retribución Depende de la potencia instalada (P) y del tiempo (10 primeros años). $f_{RET} = 0,90$ ($P < 1$ MW) $f_{RET} = 0,80$ ($1 < P < 10$ MW) $f_{RET} = 0,55$ ($10 < P < 25$ MW) $f_{RET} = 0,50$ ($25 < P < 50$ MW) (a partir del año 11) $f_{RET} = 0,50$</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Existen dos opciones (tarifa y mercado). Aquí solo analizamos la primera. • La tarifa de venta TEM se actualiza anualmente por el Ministerio de Industria y Energía. • En la opción tarifa no existe discriminación horaria. • La instalación debe acreditar un REE (anual) $\geq 55\%$. • Se debe comprobar un autoconsumo $\geq 10\%$ de la producción eléctrica anual. • A partir de la puesta en vigor del RDL 7/2006 publicado el 24 de Junio de 2006 desaparece la obligación de autoconsumo de electricidad.
RD 661/2007 (BOE-126, 2007)	
Precio de venta de la electricidad	Condiciones y comentarios
<p>pv: precio de venta $pv = fdh \cdot TR + c_{EF}$ TR : tarifa regulada (depende de la potencia instalada) En 2007 (tras la publicación del RD) $TR = 12,04$ ($P < 0,5$ MW) $TR = 9,88$ ($0,5 < P < 1$ MW) $TR = 7,72$ ($1 < P < 10$ MW) $TR = 7,31$ ($10 < P < 25$ MW) $TR = 6,92$ ($25 < P < 50$ MW) fdh : factor de discriminación horaria Es voluntario (elección cada año). Toma el valor 1 si no se desea la discriminación horaria y si se desea los valores $fdh = 1,0462$ (horas punta) $fdh = 0,9670$ (horas valle) Invierno – horas punta: 11 a 21 hrs. Invierno - horas valle: 21 a 24 hrs, 0 a 11hrs. Verano - horas punta: 12 a 22 hrs. Verano - horas valle: 22 a 24 hrs, 0 a 12hrs. c_{EF} : complemento por mejora de eficiencia Valora el ahorro de combustible (1,1 veces el coste de la materia prima del gas natural c_{MP}) con relación al REE mínimo anual.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Existen dos opciones (tarifa y mercado). Aquí solo analizamos la primera. • La tarifa regulada TR y el coste de la materia prima del gas natural c_{MP} se actualizan trimestralmente. • La instalación debe acreditar un REE (anual) $\geq 55\%$. Para instalaciones con potencia instalada $P < 1$ MW el REE mínimo se reduce un 10% hasta REE (anual) $\geq 49,5\%$. • No existe obligación de autoconsumo de electricidad. • El valor de la penalización o descuento (factor fdh) de la tarifa de discriminación horaria se modifico en el RD 1578/2008 publicado el 27 de Septiembre de 2008. $fdh = 1,37$ (horas punta) $fdh = 0,64$ (horas valle) así como los periodos correspondientes a horas punta y horas valle (ver el Apdo. 4.5.3 de esta tesis).
<p>* La información proporcionada en este Cuadro no pretende ser exhaustiva. Se centra en instalación de cogeneración con motores de gas y de tamaño medio (1 a 25 MWe). En el precio de venta no se considera el complemento por energía reactiva.</p>	

2.3 ANALISIS DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

La Fig. 2.6 muestra el esquema de un sistema de cogeneración compuesto de un módulo de cogeneración y una caldera auxiliar, que atienden las demandas anuales de electricidad E_D y calor Q_D de un centro consumidor. Este sistema de suministro energético, al que se ha denominado *sistema simple de cogeneración* (Lozano, 2001), es válido para aquellas regiones o países que disponen de una legislación de cogeneración que permite el intercambio de electricidad (compra y venta) con el mercado.

El sistema simple de cogeneración puede desarrollar distintos modos de operación. Permite comprar electricidad cuando la producción eléctrica es insuficiente para atender la demanda $E_c = E_D - E_{COG}$, y vender electricidad si hubiera excedentes de producción $E_v = E_{COG} - E_D$. La caldera auxiliar producirá calor si el calor cogenerado es insuficiente para cubrir la demanda $Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG}$. En caso de que la producción de calor en el módulo de cogeneración supere la demanda se permite evacuar el calor excedente $Q_{EVAC} = Q_{COG} - Q_D$.

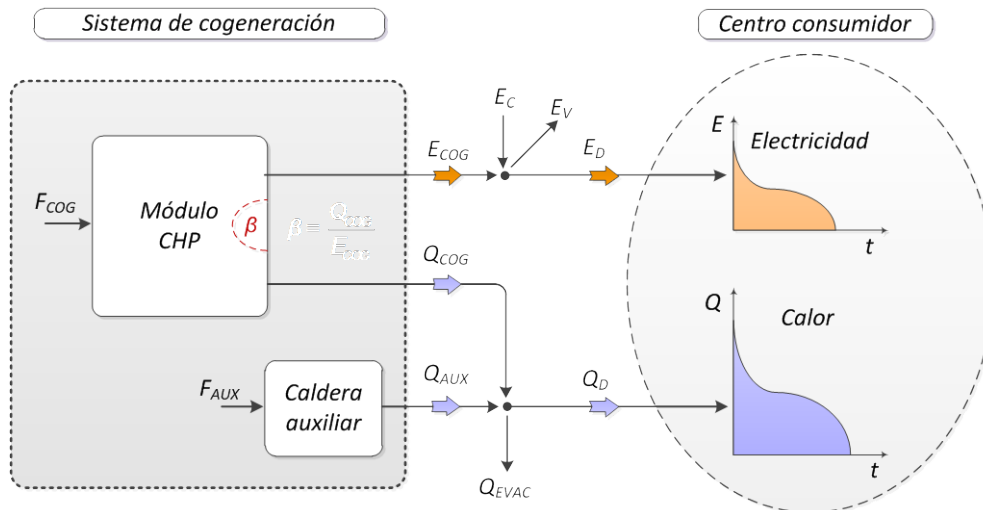


Fig. 2.6: Esquema de un sistema simple de cogeneración.

Supuesto un centro consumidor que expresa un demanda constante podemos determinar aproximadamente la potencia a instalar en los equipos partiendo de un diagrama Q vs E , como el mostrado en la Fig. 2.7. Previamente supondremos que ya se ha decidido qué tipo de motor (motor de gas, turbina de gas, turbina de vapor, etc.) empleará el módulo de cogeneración así como un rango de potencias razonable. A partir de los datos proporcionados por los suministradores de los equipos y de las características de la demanda de calor a atender (cantidad, perfil, temperatura, etc.) puede establecerse la línea característica que representa las prestaciones E_{COG} y Q_{COG} de los módulos de cogeneración basados en ese tipo de motor. La pendiente β ($\beta = Q_{COG}/E_{COG}$) de esta línea representa el promedio de los ratios calor/trabajo de los equipos considerados.

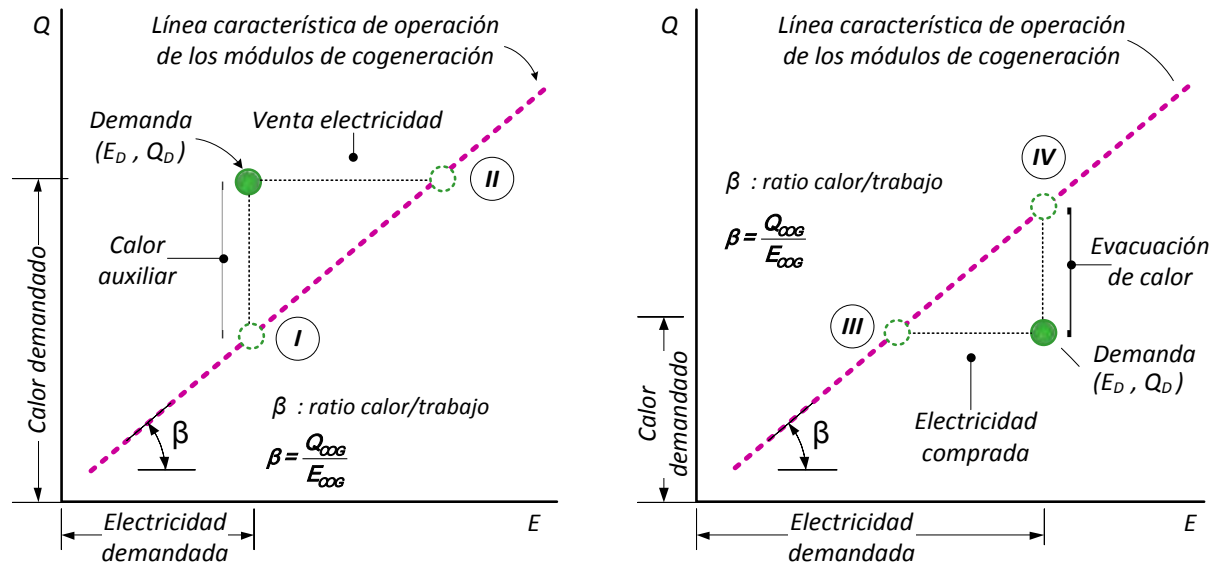


Fig. 2.7: Modos básicos de operación de un sistema de cogeneración. Adaptado de Lozano (1998).

Sea el par ordenado (E_D, Q_D) la demanda constante (ó representativa) del centro consumidor. Pueden ocurrir dos casos: **a)** que la demanda se ubique encima ó a la izquierda de la línea característica, o por el contrario **b)** que la demanda se ubique abajo ó a la derecha de la línea característica.

Dos criterios razonables de diseño para el sistema de cogeneración son los siguientes:

- 1) *Diseño ajustado a la demanda térmica.* Esto significa que con el calor cogenerado se atiende justamente la demanda de calor ($Q_{COG} = Q_D$). Bajo esta premisa, en el caso **aII** se venderá la electricidad excedente ($E_V = E_{COG} - E_D = Q_D / \beta - E_D$), y en el caso **bIII** se comprará el déficit de electricidad ($E_C = E_D - E_{COG} = E_D - Q_D / \beta$).
- 2) *Diseño ajustado a la demanda eléctrica.* Esto implica que la producción eléctrica cubre justamente la demanda de electricidad ($E_{COG} = E_D$). Entonces, en el caso **aI** se requerirá una caldera auxiliar para atender el déficit de calor ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG} = Q_D - \beta \cdot E_D$), y en el caso **bIV** se evacuará el calor cogenerado excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG} - Q_D = \beta \cdot E_D - Q_D$).

En el caso de que el intercambio de energía eléctrica con la red se produzca en condiciones razonables (no se pague demasiado cara la electricidad comprada ni se recompense en exceso la electricidad vendida) se recomienda ajustar el diseño a la demanda térmica. La opción **aI** cabe calificarla de conservadora, pues implica no vender electricidad y producir calor auxiliar. Por contra, la opción **bIV** es arriesgada, pues el calor despilfarrado empeora la eficiencia del sistema y los ingresos previstos por la venta de electricidad dependen de un marco regulatorio que puede cambiar. Concluyendo, a la hora de seleccionar la potencia a instalar la opción **aI** es conservadora (elige un modulo de cogeneración de poca potencia, solo para evitar la venta de electricidad), las opciones **aII** y **bIII** parecen sensatas pues cubren eficientemente todo el calor demandado con cogeneración, y la opción **bIV** es arriesgada u optimista (elige un

modulo de cogeneración sobredimensionado, cuya mayor inversión debe recuperarse con la venta de electricidad excedente).

En cualquier caso este procedimiento de dimensionado resulta demasiado simplista cuando la variación de las demandas del centro consumidor (sobre todo las demandas térmicas) sufren variaciones considerables en el tiempo. No cabe hablar entonces de demanda representativa. El sistema de cogeneración debe adaptar su operación a la demanda y solo una evaluación que tenga esto en cuenta podrá arrojar resultados razonables.

2.3.1 Análisis global¹

En este método de análisis de los sistemas de cogeneración, la curva de duración anual de demanda de calor proporciona información útil para (i) elegir la capacidad a instalar y (ii) calcular la tasa de cobertura, el factor de utilización y el grado de aprovechamiento del calor cogenerado.

Mediante el siguiente ejemplo, se ilustra la utilidad del método para dimensionar un sistema de cogeneración con motores de gas que debe atender la demanda anual de calor (ACS + calefacción) de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España). En la Fig. 2.2 se ha mostrado la curva de duración anual de la demanda de calor utilizada para este ejemplo.

La Fig. 2.8 muestra las prestaciones de los módulos de cogeneración basados en una serie de motores alternativos de combustión interna a gas (MACI) con potencia nominal mayor que 1000 kW. El MACI “promedio” que tiene un rendimiento $\eta_w = 0,42$ consume 100 kW de combustible para producir 42 kW de trabajo, siendo posible recuperar calor en las siguientes cantidades y niveles de temperatura: i) 4 kW (Q_o) como agua caliente a $t \approx 55^\circ\text{C}$ desde el circuito de refrigeración del aceite de lubricación; ii) 16 kW (Q_w) como agua caliente a $t > 90^\circ\text{C}$ desde el circuito de refrigeración de los cilindros del motor; y iii) a partir de los gases de escape (Q_g), recuperando 24 kW como agua caliente a $t > 90^\circ\text{C}$. Suponiendo que se aprovecha todo el calor recuperable del motor $Q = Q_g + Q_w + Q_o = 44 \text{ kW}$, resulta un sistema de cogeneración con $\alpha_Q = 0,44$, $\eta = 0,86$ y $\beta \approx 1,05$. Suponiendo, además, que al instalar el sistema se evitará la producción eléctrica W con centrales de ciclo combinado de rendimiento $\eta_w = 0,55$, y la producción de calor Q con una caldera de gas de rendimiento $\eta_Q = 0,90$, puede estimarse un ahorro de gas natural del 20% ($IAF \approx 0,20$) y un rendimiento eléctrico equivalente del 82% ($\eta_{eq} = 0,82$). En las Figs. 2.9 y 2.10 se muestran gráficamente las prestaciones de un sistema de cogeneración que utiliza este modulo de cogeneración.

¹ Parte de este apartado se ha extraído de Lozano y Ramos (2007,2010).

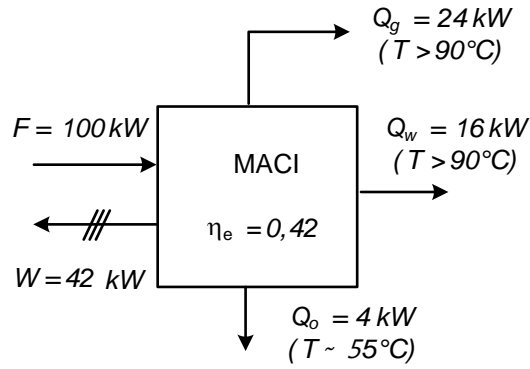


Fig. 2.8: Prestaciones del modulo de cogeneración.

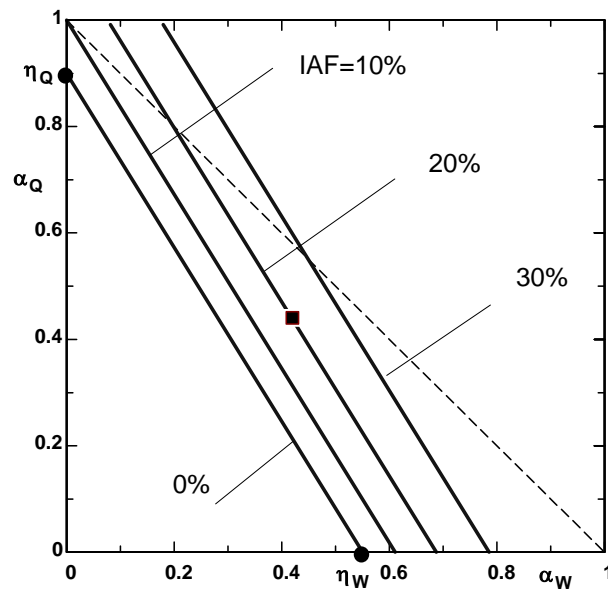


Fig. 2.9: Ahorro de energía.

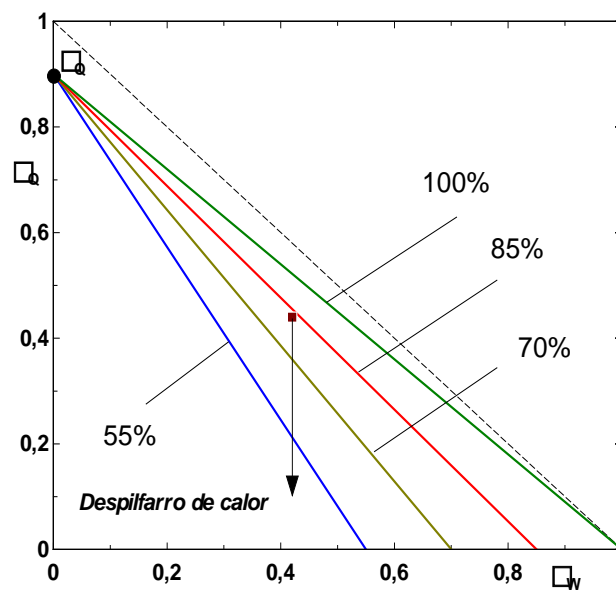


Fig. 2.10: Rendimiento eléctrico equivalente.

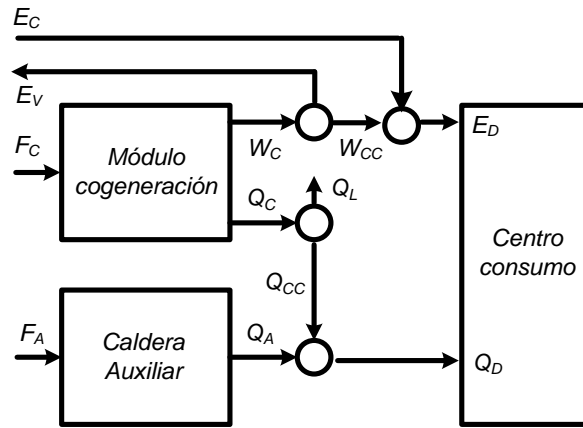


Fig. 2.11: Sistema simple de cogeneración.

Sea el sistema simple de cogeneración mostrado en la Fig. 2.11. Dos decisiones importantes a tomar en el diseño de un sistema de cogeneración son la potencia eléctrica a instalar W_{ins} [kW] en módulos de cogeneración y la política a seguir para operar el sistema. Ambas decisiones van ligadas. Un análisis preliminar basado en los criterios de eficiencia antes presentados y en los criterios operacionales que explicamos a continuación facilitará la tarea.

En lo que sigue supondremos que la demanda del centro de consumo corresponde a la curva de duración anual mostrada en la Fig. 2.2, que representaba la demanda de calor (ACS + calefacción) de un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza. La demanda total anual es $EQD_{año} = 29 \cdot 10^6$ kWh/año, aproximadamente. La corta duración y extremada fluctuación horaria de la demanda de calefacción limita las ventajas de la cogeneración, y convierte en un reto la elección del tamaño del módulo de cogeneración a instalar W_{ins} .

El factor de utilización de la potencia de cogeneración instalada FUW viene dado por

$$FUW = \left(\int_0^{Hope} W_c(H) dH \right) / (8760 W_{ins}) \quad (2.9)$$

donde W_c [kW] $\leq W_{ins}$ es el trabajo cogenerado a lo largo de la operación anual de duración $Hope$ [h]. La tasa de cobertura TCQ es la fracción del consumo anual de calor atendido por cogeneración, o sea

$$TCQ = \left(\int_0^{Hope} Q_{cc}(H) dH \right) / EQD_{año} \quad (2.10)$$

donde Q_{cc} [kW] es el calor recuperado y posteriormente consumido (no despilfarrado). El grado de aprovechamiento del calor cogenerado GAC puede expresarse en función de los parámetros anteriores y de la característica β de los módulos de cogeneración empleados

$$GAC = \frac{\int_0^{Hope} Q_{cc}(H) dH}{\int_0^{Hope} Q_c(H) dH} \approx \frac{TCQ}{FUW} \frac{EQD_{año}}{8760 W_{ins} \beta} \quad (2.11)$$

Idealmente, el mejor diseño del sistema de cogeneración conseguirá a la vez una tasa de cobertura elevada (mayor contribución de la cogeneración a la atención de la demanda de calor), un grado de aprovechamiento elevado (mayor eficiencia energética) y un factor de utilización elevado (rápida recuperación de la inversión realizada). Las curvas monótonas de demanda son muy útiles, pues si conocemos la potencia eléctrica o térmica de los módulos de cogeneración y los modos de regulación de carga permitidos podemos estimar fácilmente los parámetros anteriores y realizar una valoración rápida de la viabilidad de la cogeneración.

Una propuesta realizada por algunos autores para determinar la potencia de cogeneración a instalar consiste en predeterminar el modo de operación y calcular los criterios de decisión al variar la potencia instalada, seleccionando aquella potencia que maximiza/minimiza el criterio de decisión elegido. Si se impone que el módulo de cogeneración instalado opere a plena carga siempre que su producción de calor útil supere a la demanda y esté parado en caso contrario, podemos determinar el número de horas H_A que opera el motor, su producción anual de calor útil, la tasa de cobertura de la demanda de calor y el factor de utilización del motor $FUW = H_A / 8760$. De acuerdo con la Fig. 2.12 si se instala una potencia térmica de cogeneración de 9000 kW se obtienen los siguientes valores aproximados: $HA = 1480 \text{ h/año}$; $TCQ = 46\%$ y $FUW = 17\%$.

Algunos autores (Cardona y Piacentino, 2003; Voorspools y D'haeseleer, 2006) sostienen que un criterio razonable es seleccionar la potencia a instalar de modo que la cobertura de la demanda de calor sea máxima.

Sin embargo este criterio resulta muy restrictivo y conduce a pobres resultados tanto de la TCQ como del FUW . Si se permite operar al motor durante las 3000 horas de máxima demanda térmica a plena potencia (ver Fig. 2.13) la TCQ aumenta hasta 74% y el FUW hasta 34% . Los inconvenientes de esta forma de operar son los derivados del despilfarro de calor que supone un 20% del calor cogenerado ($GAC = 80\%$). Si se opera modulando la carga de los motores de modo que se atienda justamente la demanda de calor (ver la Fig. 2.14), la cobertura se mantiene y se evita el despilfarro de calor a costa de una disminución del FUW hasta el 27% .

La sencillez del modo de operación propuesto en primer lugar (el motor opera a plena carga) junto con las ventajas de ampliar el número de horas en que se cubre la demanda térmica, pueden alcanzarse simultáneamente si la potencia de cogeneración instalada se segmenta en varios módulos, como se muestra en la Fig. 2.15. En el caso representado la cobertura es del 65% con un factor de utilización del 24% .

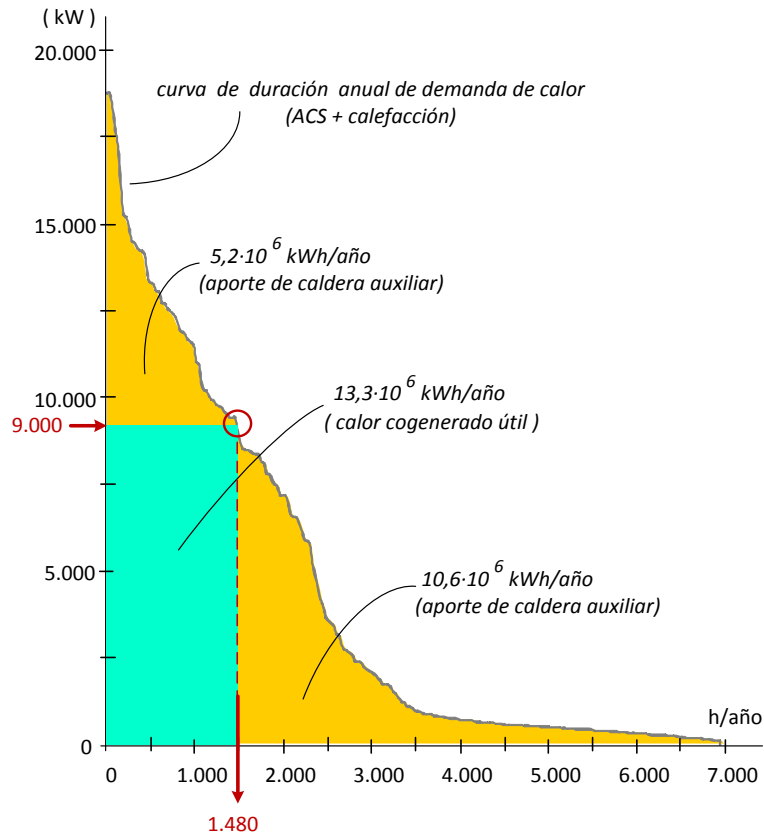


Fig. 2.12: Motor operando a plena carga siempre que $Q_C > Q_D$.

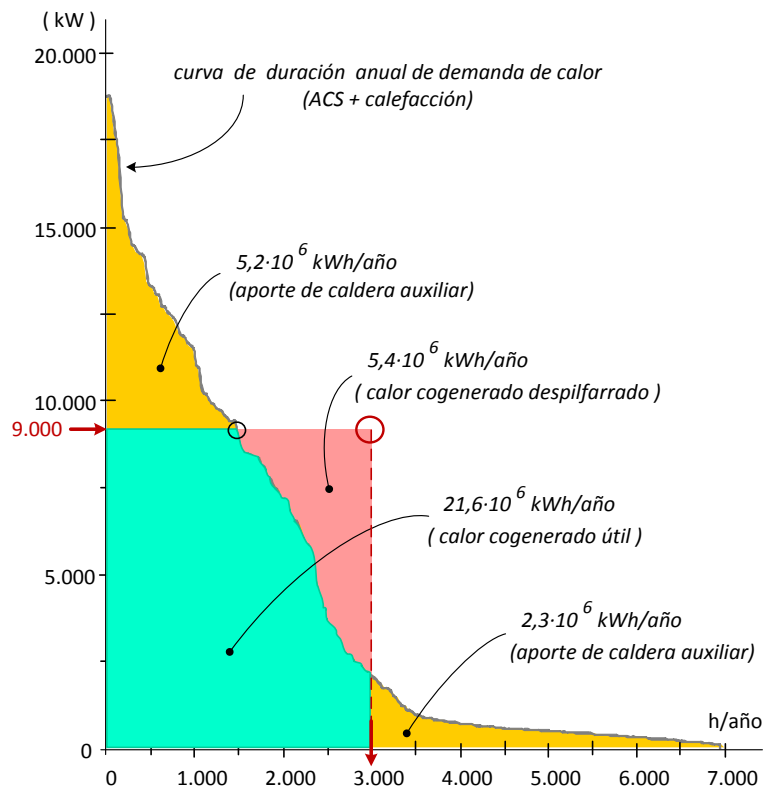


Fig. 2.13: Motor operando a plena carga durante 3000 h/año.

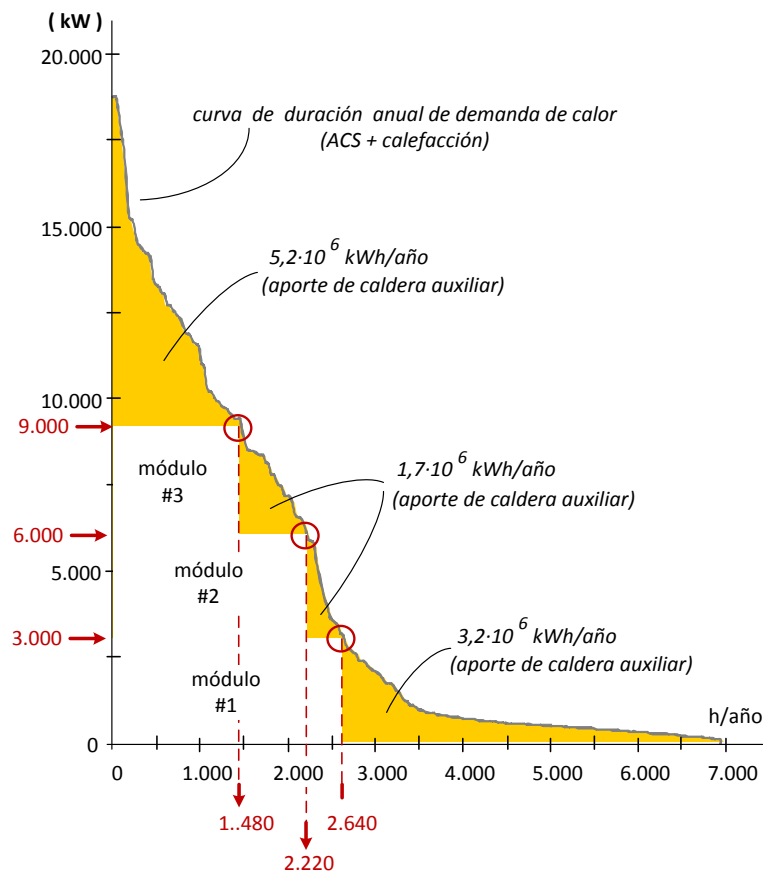
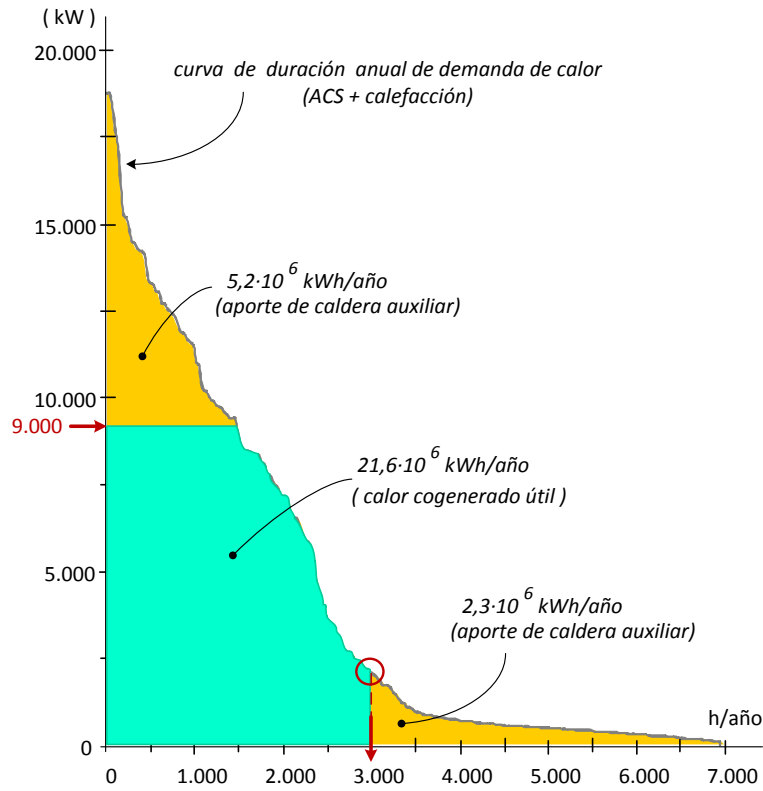


Fig. 2.15: Modulación de carga instalando varios módulos.

A partir de la demanda anual de energía térmica $EQD_{año}$ [kWh/año], de su duración H_{max} [h/año] y de su potencia máxima QD_{max} [kW], la curva monótona de demanda puede aproximarse por el modelo simple $Q_D = a \cdot \exp(-b \cdot H)$, donde a y b son coeficientes de ajuste. Un método para determinar los coeficientes consiste en imponer la condición de potencia térmica máxima $a = QD_{max}$ y calcular b de modo que se cumpla la condición de demanda anual de energía térmica $EQD_{año} = \int_0^{H_{max}} Q_D(H) dH$. Para la demanda de calor de la Fig. 2.2, correspondiente al complejo residencial: $EQD_{año} = 29054 \cdot 10^3$, $H_{max} = 6935$, $QD_{max} = a = 18762$ y $b = 0,000638$. La representación gráfica puede verse en la Fig. 2.16.

El balance que expresa el ahorro económico anual A [\$/año] que supone la cogeneración es

$$A = W_{ins} 8760 \cdot FUW \left(p_e + \beta \cdot GAC \frac{p_{fa}}{\eta_c} - \frac{p_{fm}}{\alpha_w} \right) \quad (2.12)$$

donde p_e , p_{fa} y p_{fm} [\$/kWh] son los precios de la electricidad, del combustible de la caldera auxiliar y del combustible del modulo de cogeneración, respectivamente. Para maximizar el ahorro anual conviene instalar mucha potencia de cogeneración ($W_{ins} \uparrow$) y utilizarla al máximo ($FUW \uparrow$). Pero también conviene aprovechar al máximo el calor cogenerado ($GAC \uparrow$). En la mayor parte de los casos, dichos intereses son contrapuestos y, además, deben tenerse en cuenta las limitaciones legales a satisfacer para entregar energía eléctrica a la red. La legislación de España exige un rendimiento eléctrico equivalente mínimo del 55% en cogeneración con motores de gas y supone un valor fijo $\eta_{Q^*} = 0,9$. Por tanto

$$REE = \frac{\int_0^{Hope} W_c(H) dH}{\int_0^{Hope} (F_c(H) - Q_{cc}(H) / \eta_{Q^*}) dH} \geq 0,55 \quad (2.13)$$

Como se ha indicado antes las dos estrategias límite de operación son: i) operar a plena carga los módulos de cogeneración instalados y ii) ajustar la carga de operación de los módulos a la demanda de calor. En la segunda, el grado de aprovechamiento del calor será máximo pero el factor de utilización del motor quedará limitado. En la primera el factor de utilización podrá aumentarse, dentro de ciertos límites, pero a costa de un menor aprovechamiento del calor cogenerado. La toma de partido por una u otra no solo depende de factores económicos y normativos sino también de criterios como la facilidad de operación, la programación del mantenimiento de los motores, etc. Por otro lado debe tenerse en cuenta que el análisis aquí realizado supone que los precios de compra y venta de la energía eléctrica son iguales y constantes en el tiempo, lo cual no es del todo verosímil.

Según la Ec. 2.12, cuando $p_e \geq p_{fm} / \alpha_w$ el precio de la electricidad ya compensa el coste del combustible utilizado para producirla, aunque se despilfarre todo el calor cogenerado, y por tanto la operación del motor a plena carga y el máximo tiempo posible resulta lo más adecuado. Para operación a plena carga el ahorro económico anual puede reescribirse como

$$A = W_{ins} \cdot Hope \left(p_e - \frac{P_{fm}}{\alpha_w} \right) + TCQ \cdot EQD_{año} \frac{P_{fa}}{\eta_c} \quad (2.14)$$

El segundo término de esta ecuación expresa el ahorro proveniente del combustible que se deja de consumir en la caldera auxiliar. Como puede apreciarse en la Fig. 2.16, una vez que $Hope > HA$, parte del calor producido por el motor a plena carga deberá despilfarrarse pues no hay demanda suficiente. Al aumentar $Hope$, TCQ aumenta aunque GAC disminuya (ver la Fig. 2.17) y por lo tanto el segundo término continuará aumentando hasta alcanzar el límite $HC = Hmax$. Con $Hope > Hmax$, el segundo término ya no aumenta pero el primero sí que lo hace por lo que aún convendría operar el motor el máximo número de horas posible. Pero suele aparecer un límite cuando se requiere vender energía a la red. Por ejemplo, en el caso analizado se exige que el rendimiento eléctrico equivalente correspondiente a la operación anual supere el valor límite η_{w*} para alcanzar la condición de autogenerador. Esta condición también puede expresarse como

$$GAC(H) \geq \frac{\eta_{Q*}}{\beta} \left(\frac{1}{\alpha_w} - \frac{1}{\eta_{w*}} \right) \quad (2.15)$$

La condición de un rendimiento eléctrico equivalente límite del 55% suele alcanzarse con un número de horas de funcionamiento de los motores a plena carga HB cumpliendo $HA < HB < HC$ (véanse las Figs. 2.16 y 2.17). En nuestro caso se alcanza cuando $GAC(HB) = 0,4835$, lo que significa que solo se permite despilfarrar un poco más del 50% del calor cogenerado.

Como puede verse en la 2.18, con la política de operación de modular la carga de los motores, no despilfarrando calor, se consigue un rendimiento eléctrico equivalente elevado pero con un factor de utilización reducido que dificulta recuperar la inversión.

Las Figs. 2.19, 2.20 y 2.21 muestran, respectivamente, la tasa de cobertura de la demanda de calor, el factor de utilización del motor y el grado de aprovechamiento del calor cogenerado, para tres estrategias de operación con los motores a plena carga: **A** máxima duración HA compatible con un aprovechamiento total del calor, **B** máxima duración HB compatible con la condición de rendimiento eléctrico equivalente límite, y **C** máxima duración de la demanda de calor $Hmax$; y una cuarta estrategia **D** en la que la potencia eléctrica producida se modula de modo que el calor cogenerado atienda justo la demanda de calor.

En abscisas se representa el cociente entre la potencia térmica aprovechable $Q_{ins} = \beta \cdot W_{ins}$ de los módulos de cogeneración y la demanda instantánea máxima de calor QD_{max} . Se representan con puntos (para las estrategias **B** y **D**) los resultados correspondientes a instalar 2, 3 y 4 motores de 2928 kW de potencia eléctrica nominal. Instalar 2 motores y operar con la estrategia **B** permite una alta cobertura de la demanda de calor (~70%) a la par que un factor de utilización elevado (~75%). Con 3 y 4 motores la tasa de cobertura sube pero a costa de reducir el factor de utilización. La estrategia **D** (modulación de carga) conduce siempre a una baja utilización de los motores.

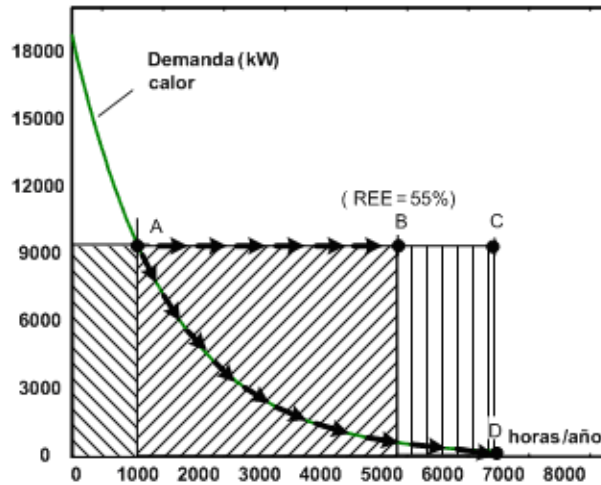


Fig. 2.16: Estrategias de operación.

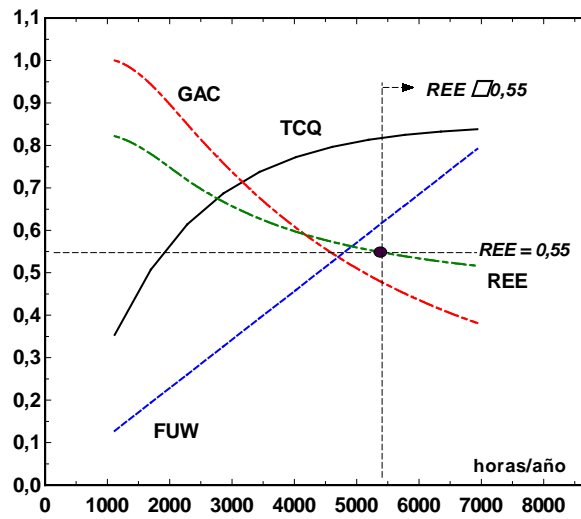


Fig. 2.17: Operación del motor a plena carga.

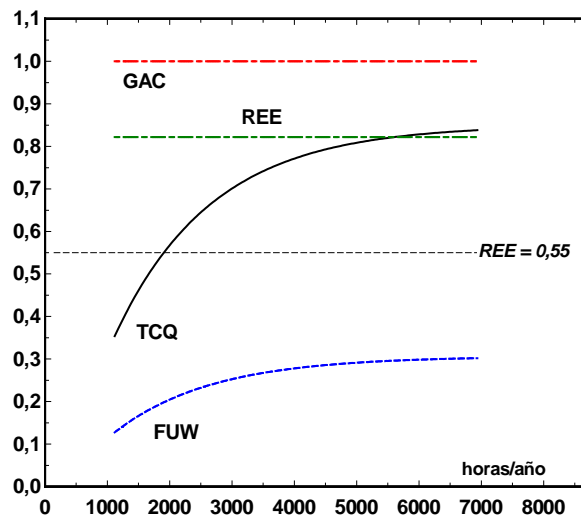


Fig. 2.18: Operación del motor modulando carga.

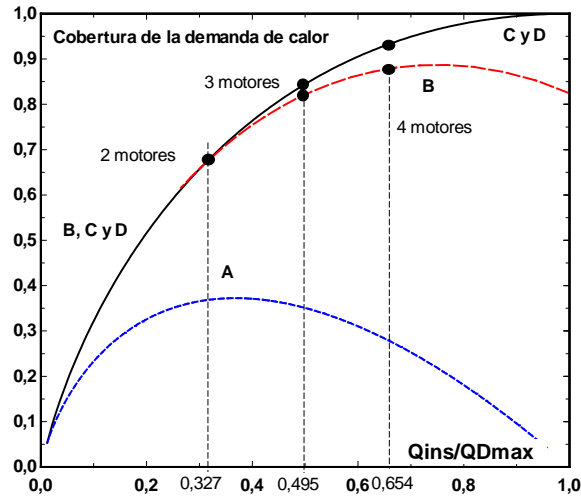


Fig. 2.19: Cobertura de la demanda.

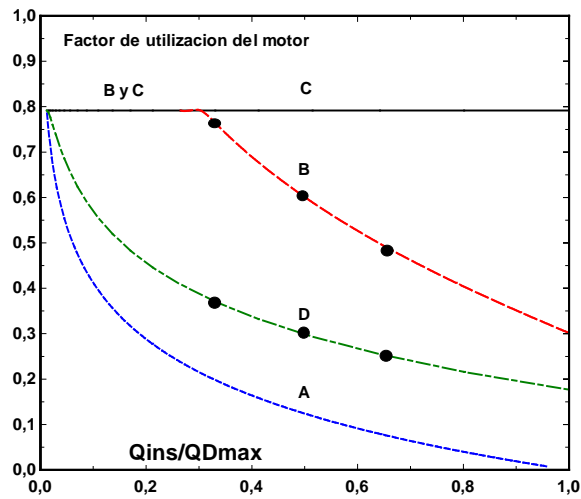


Fig. 2.20: Factor de utilización del motor.

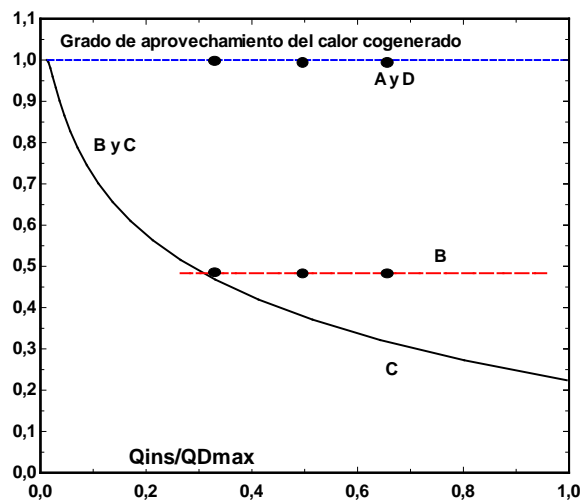


Fig. 2.21: Grado de aprovechamiento del calor cogenerado.

2.3.2 Análisis exhaustivo

Sea el sistema simple de cogeneración representado en la Fig. 2.6. En un diagrama cartesiano E vs Q cabe representar: i) la nube de puntos (E_D, Q_D) mostrando la demanda energética variable del centro consumidor a lo largo del año, y ii) la curva característica del modulo de cogeneración instalado $Q_{COG} = q(E_{COG})$ que expresa el calor cogenerado en función de la potencia eléctrica producida dentro del rango permitido al motor. Véase la Fig. 2.22(a).

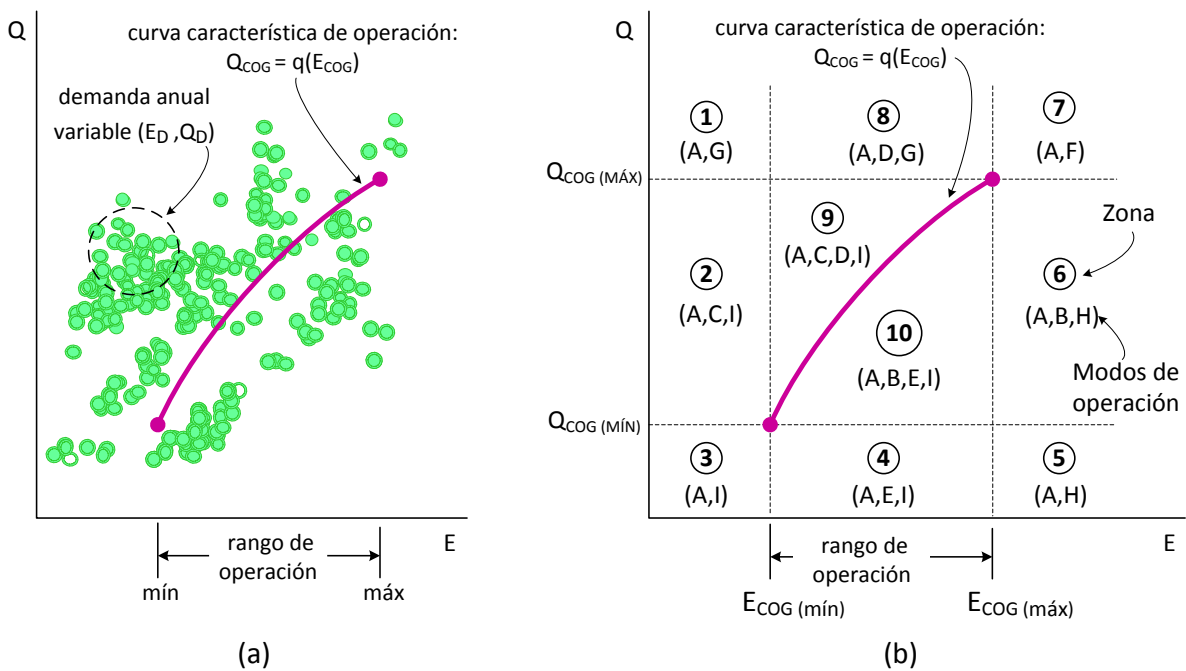


Fig. 2.22: Zonas y modos de operación de un sistema de cogeneración con demanda variable. Adaptado de Lozano (1998).

Entonces, con base en la Fig. 2.22(a) cabe definir 10 zonas - de la 1 a la 10 en la Fig. 2.22(b) - ó subconjuntos disjuntos que contienen todos los posibles estados de operación de un sistema de cogeneración que atiende una demanda variable.

Atendiendo al régimen de trabajo del modulo de cogeneración (carga nominal, carga parcial, motor parado), al tipo de intercambio (compra/venta) de electricidad con el mercado y admitiendo la posibilidad de despilfarrar parte del calor cogenerado, un sistema simple de cogeneración puede soportar los siguientes *modos de operación*:

- (A) Sin cogeneración. Esto significa que el motor esta parado ($E_{COG} = Q_{COG} = 0$), se compra la electricidad ($E_C = E_D$) y el calor lo produce la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D$).
- (B) El motor opera adaptándose a la demanda de calor ($Q_{COG} = Q_D > Q_{COG_MIN}$) y se compra la electricidad que falta ($E_C = E_D - E_{COG}$).
- (C) El motor opera adaptándose a la demanda de calor ($Q_{COG} = Q_D > Q_{COG_MIN}$) y se vende la electricidad excedente ($E_V = E_{COG} - E_D$).

- (D) El motor opera adaptándose a la demanda de electricidad ($E_{COG} = E_D > E_{COG_MIN}$) y el déficit de calor se atiende con la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG}$).
- (E) El motor opera adaptándose a la demanda de electricidad ($E_{COG} = E_D > E_{COG_MIN}$) y se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG} - Q_D$).
- (F) El motor opera a plena carga. Se produce calor en la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG_MAX}$) y se compra electricidad ($E_C = E_D - E_{COG_MAX}$).
- (G) El motor opera a plena carga. Se produce calor en la caldera auxiliar ($Q_{AUX} = Q_D - Q_{COG_MAX}$) y se vende electricidad ($E_V = E_{COG_MAX} - E_D$).
- (H) El motor opera a plena carga. Se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG_MAX} - Q_D$) y se compra electricidad ($E_C = E_D - E_{COG_MAX}$).
- (I) El motor opera a plena carga. Se despilfarra el calor excedente ($Q_{EVAC} = Q_{COG_MAX} - Q_D$) y se vende electricidad ($E_V = E_{COG_MAX} - E_D$).

Conocida la demanda en cada periodo de tiempo y el modo de operación factible con que se decide trabajar, todos los flujos de energía del sistema simple de cogeneración quedan determinados. En la Fig. 2.22(b) se representan los modos de operación que son factibles dentro de cada zona.

A partir de la Fig. 2.22(b) se pueden valorar diferentes *estrategias de operación* para los sistemas de cogeneración que atienden demandas energéticas variables. Veamos cuatro estrategias de operación posibles:

- (i) No se permite la venta de electricidad ni el despilfarro de calor. El sistema opera ajustado a la demanda térmica y eléctrica. Cuando no sea posible satisfacer esta última se procederá a comprar electricidad.
- (ii) No se permite la venta de electricidad pero si el despilfarro de calor. Puede aumentarse la carga del motor para evitar la compra de electricidad aunque se tire parte del calor cogenerado. El sistema opera ajustado a la demanda térmica.
- (iii) Se permite la venta de electricidad pero no el despilfarro de calor. Puede aumentarse la carga del motor vendiendo energía eléctrica siempre que exista demanda para todo el calor cogenerado.
- (iv) El motor funciona a plena carga permitiéndose tanto la venta de electricidad como el despilfarro de calor. La consigna de operación consiste en maximizar la producción de energía eléctrica.

En la Fig. 2.23 se muestran los modos de operación correspondientes a estas cuatro estrategias. Al adoptar una estrategia de operación quedan limitados los modos de operación permitidos. Por ejemplo, en la estrategia (i) no se permiten la venta de electricidad ni el despilfarro de calor. Esto excluye los modos de operación (C), (E), (G), (H) e (I).

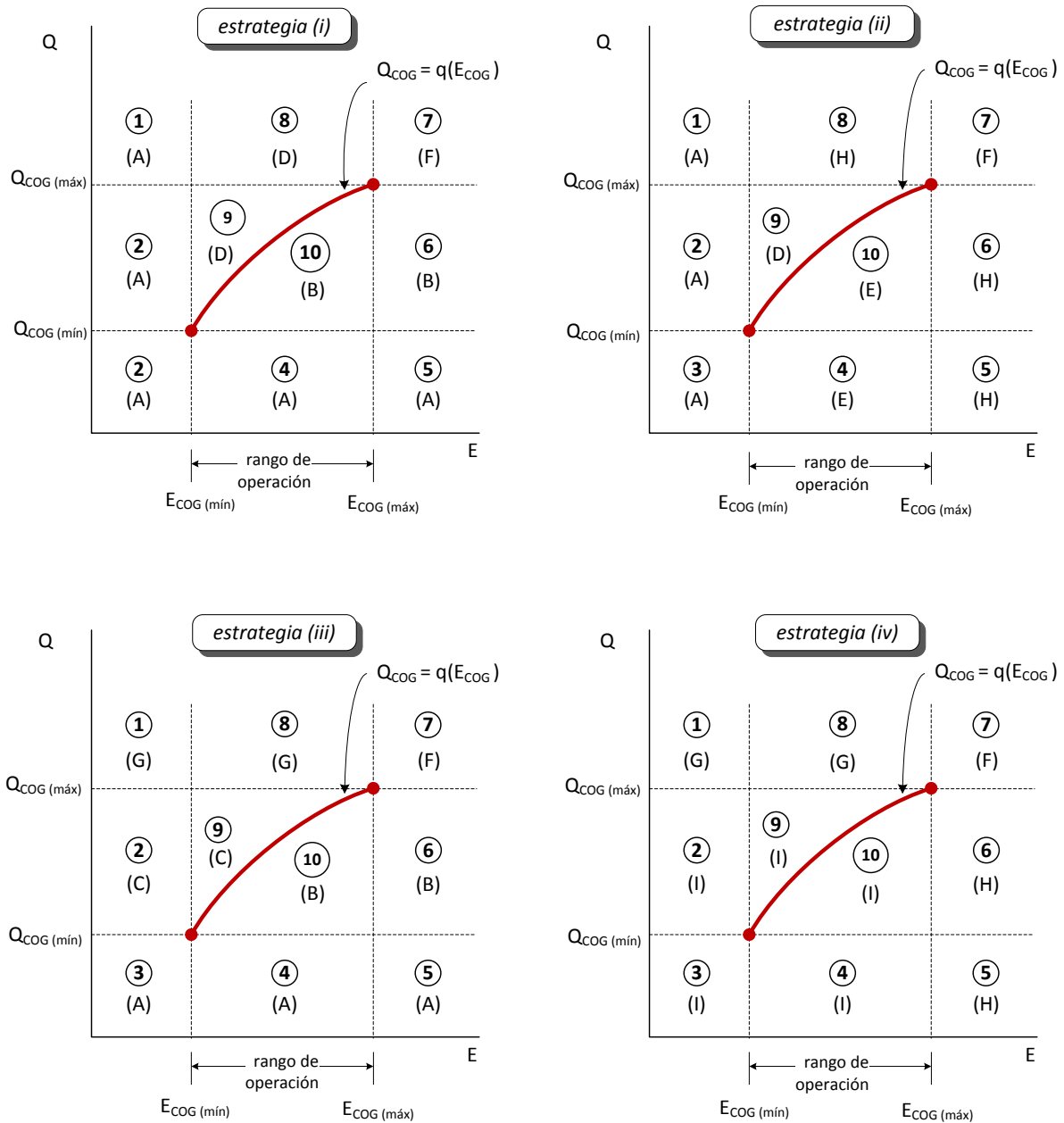


Fig. 2.23: Estrategias de operación de sistemas de cogeneración que atienden demandas variables. Adaptado de Lozano (1998).

Estos modos se eliminan en la Fig. 2.22(b) y de los modos restantes si hay dos se elige el que es distinto de (A). Así es como se ha completado la Fig. 2.23.

No todas las estrategias de operación pueden elegirse libremente en una instalación ya existente. Por ejemplo, la estrategia (iv) que permite el despilfarro de calor debe satisfacer la condición del rendimiento eléctrico equivalente anual para vender electricidad. Otras pueden ser inconvenientes en determinados periodos. Por ejemplo, la estrategia (iii) puede ser irracional económicamente en horas valle de facturación eléctrica. La estrategia (i) es la más conservadora y puede no aprovechar por completo las ventajas económicas de la cogeneración.

Por ello cabe proponer una estrategia final que reúne las virtudes de las anteriores pero conlleva un control estricto de la operación del sistema:

- (v) Se optimiza el balance económico de la operación del sistema dentro de un subconjunto de estrategias. Este subconjunto puede estar formado por algunas de las anteriores y también puede contener la estrategia de no cogenerar manteniendo el motor parado. Para cada periodo de operación se calcula el balance económico de las estrategias de operación permitidas que sean factibles y se elegirá la mejor.

Con esto completamos un algoritmo para determinar la capacidad óptima a instalar en el módulo de cogeneración. Podemos tomar valores de potencia instalada y proceder con la estrategia (v). Un cálculo exhaustivo para diferentes potencias ó la optimización unidimensional (por ejemplo, con el método de la sección áurea) entre dos valores límite nos proporcionará la capacidad óptima a instalar.

En Lozano (1998) se muestra como este procedimiento exhaustivo conduce de manera natural a un programa de optimización, lineal o no lineal, según sea la curva característica de operación del módulo de cogeneración, capaz de resolver el problema de dimensionado óptimo.

Por mucha información útil que pueda obtenerse con los métodos de análisis propuestos en este apartado para orientar la toma de decisiones, en muchos casos no debe considerarse información suficiente, debido a las necesarias simplificaciones que todo análisis exige para obtener resultados.

Debe tenerse en cuenta que además de que la demanda sea variable, pueden existir varios servicios energéticos diferentes a satisfacer con demanda variable e independiente. También varían, usualmente, los precios de suministro de la electricidad y, opcionalmente, los precios de venta. Por otra parte deben considerarse sistemas de composición más compleja. Por ejemplo, en el caso de los sistemas de trigeneración, por simples que sean, aparecen muchas más posibilidades de relación entre los flujos de energía (Lozano et al., 2009a, 2009b). La misma potencia instalada en un tipo de equipos, p.e. en módulos de cogeneración, puede repartirse en varios equipos del mismo o distinto tamaño lo que permite una gestión de la carga más compleja; sin embargo, la necesariamente simple descripción de la operación de los equipos no permite resolver los problemas de reparto de cargas satisfactoriamente. Tampoco resulta fácil de analizar la integración de acumuladores de calor y frío.

Afortunadamente, los avances tanto en la capacidad de memoria como potencia de cálculo de los ordenadores y el desarrollo de algoritmos eficientes de optimización matemática para programas que envuelven variables discretas y continuas, simultáneamente, nos permite superar las limitaciones anteriores.

2.4 OPTIMIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

Siendo conocida la demanda de energía eléctrica y térmica (calor y/o frío) de un centro consumidor y el resto de los factores de diseño comentados en la introducción de este capítulo; entonces, surgen los siguientes interrogantes acerca del sistema de suministro energético a elegir:

- (1) ¿Cuáles son las tecnologías que deben instalarse?. Esta es una cuestión que se aborda como un problema de síntesis. El término *síntesis* involucra a la selección de tecnologías² que conformaran la estructura productiva del sistema energético.
- (2) ¿Qué tamaño y número de equipos se instalaran de cada tecnología?. Esta cuestión se plantea como un problema de diseño. El *diseño* implica especificar las características técnicas (p. e. para un motor de gas: potencia nominal, consumo de combustible, potencial de recuperación de calor, etc.) de cada uno de los equipos que componen la estructura productiva del sistema energético. En muchas ocasiones, la tarea fundamental del diseño consiste en seleccionar los equipos más convenientes entre aquellos disponibles en el mercado.
- (3) ¿Cuál es el programa de operación de los equipos más económico?. Para un sistema energético que tiene una configuración (número y tamaño) de equipos definida, la *operación* determina la magnitud de las utilidades (flujos energéticos) consumidas y producidas por los equipos, y la facturación energética.

Este problema de síntesis, diseño y operación ha sido bien estudiado en el entorno de la ingeniería de plantas de proceso (Rudd y Watson, 1968; Douglas, 1988; Biegler et al., 1997; Seider et al., 2003; Puigjaner et al., 2006). Una primera conclusión de estos autores es la naturaleza jerárquica del proceso de decisión. En el sector industrial, la demanda de servicios energéticos no suele presentar variaciones significativas - es casi constante - durante el periodo de producción, pero la estructura de los equipos que conforman el sistema de suministro energético puede ser muy compleja. El problema de la optimización estructural se abordó como un problema de síntesis apoyado en la integración energética de procesos y en el empleo de técnicas de programación lineal entera (Papoulias y Grossmann, 1983; Colmenares y Seider, 1989; Diaz y Bandoni, 1996; Bruno et al. 1998; Grossmann et al., 2000). Los fundamentos matemáticos de la PLE pueden consultarse en los trabajos de Floudas (1995), Nemhauser y Wolsey (1999), y Williams (1999).

Por otro lado, Horii et al. (1987), Yokoyama et al. (1994, 2002), Thorin et al. (2005), Casisi et al. (2009) y Lozano et al. (2009c, 2010), entre otros, han aplicado estas técnicas de programación lineal entera en la selección óptimas del número y tamaño de equipos de sistemas de cogeneración.

² Entendemos aquí por una "tecnología" al conjunto de las máquinas y motores térmicos que consumen los mismos recursos, operan con las mismas transformaciones energéticas y obtienen los mismos productos.

En este apartado, el proceso síntesis y diseño de los sistemas de cogeneración se desarrolla del siguiente modo:

- Primero, se propone una superestructura energética constituida por las tecnologías (candidatas) que competirán entre sí en el plano técnico (prestaciones energéticas) y económico (costes de inversión y operación). De este conjunto de tecnologías se elige aquella combinación cuyo coste total sea mínimo. En este paso también queda determinada la capacidad aproximada a instalar de cada tecnología.
- A continuación, se define el tamaño (potencia nominal) y el número de equipos a instalar de cada tecnología seleccionada. En esta etapa, por ejemplo, se puede decidir entre: fraccionar la potencia instalada entre varios equipos o bien instalar un único equipo. Los equipos instalados, si son varios, pueden ser de diferente modelo o del mismo, que es lo que supondremos aquí. Nuevamente, del conjunto de alternativas – configuraciones de equipos – se seleccionara aquella cuyo coste total sea mínimo.
- Finalmente, una vez determinada la configuración de equipos, se formulan modos de operación factibles para el sistema de cogeneración, y de entre ellos se elige aquel con el mínimo coste de operación. El programa de operación óptima se resuelve para cada intervalo de tiempo con que se describe la operación anual.

En general, un problema de programación entera³ tiene la siguiente estructura:

$$\begin{aligned}
 \text{Min} \quad & f(\mathbf{x}, \mathbf{y}) & (2.16) \\
 \text{Sujeto a} \quad & \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = \mathbf{0} \\
 & \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) < \mathbf{0} \\
 & \mathbf{x} \in R; \mathbf{y} \in \{0, 1\}
 \end{aligned}$$

donde \mathbf{x} es el conjunto de variables reales, \mathbf{y} el conjunto de variables binarias, f es la función objetivo, \mathbf{g} el conjunto de restricciones de igualdad y \mathbf{h} el conjunto de restricciones de desigualdad, involucrados en el problema.

En la tesis se desarrolla una metodología de optimización del diseño de sistemas de cogeneración basada en la *PLE*. La función objetivo a minimizar es el coste total anual de explotación y puede expresarse de la siguiente forma:

$$\text{Min} \quad C_{TOT} = C_{INV} + C_{OPE} = f_A \sum_j y_j \cdot I_j + \sum_h \sum_i c_{ih} \cdot X_{ih} \quad (2.17)$$

³ Realmente el programa que se escribe es no lineal con variables continuas y binarias. Es fácil demostrar que las variables enteras pueden expresarse mediante restricciones que implican un conjunto de variables binarias. Si f , g y h son todas ellas funciones lineales diremos que el programa es de programación lineal entera (*PLE*). En caso contrario, hablaremos de programación no lineal entera (*PNLE*).

donde C_{TOT} , C_{INV} , y C_{OPE} [€/año] representan el coste total anual, el coste anualizado de la inversión en equipos y el coste de operación anual de la explotación económica del sistema de cogeneración, respectivamente. El coste anualizado de la inversión es el resultado de sumar la inversión I_j [€] de cada equipo j presente ($y_j = 1$) en la estructura óptima del sistema energético y multiplicar por el factor de amortización anual f_A [año⁻¹]. El coste de operación anual recoge el balance económico de la operación en cada hora h , considerando los diferentes flujos energéticos X_{ih} [kW] intercambiados con el mercado y su precio unitario c_{ih} [€/kWh]. Adicionalmente se incluirán las restricciones de igualdad y desigualdad apropiadas para el problema particular considerado. Por ejemplo:

- Limitación de la potencia a instalar de cada tipo de tecnología
- Cumplimiento del balance energético hora-por-hora en los equipos
- Cálculo de la cobertura anual de las demandas del centro consumidor
- Cumplimiento del REE mínimo legal

2.4.1 Síntesis⁴

La opción tradicional para el suministro energético a los edificios del sector residencial-comercial consiste en: (i) atender la demanda de electricidad comprándola a la compañía distribuidora de la localidad donde se ubica el centro consumidor, y (ii) cubrir la demanda de calor - ACS y calefacción - y frío con equipos individuales (calefacción eléctrica ó calderas de gas natural y unidades de aire acondicionado de ventana) o sistemas centralizados (calderas de agua caliente y enfriadoras mecánicas de agua).

Entre las tecnologías de cogeneración de gran aplicación en el sector de los edificios, se encuentran las turbinas de gas y, sobre todo, los motores de gas. De las fuentes de recuperación de calor de las turbinas y motores de gas se puede obtener energía térmica en forma de agua caliente (para ACS y calefacción) o vapor, y si el caso lo amerita, puede emplearse el calor recuperado para accionar enfriadoras de absorción y producir agua fría para atender la demanda de refrigeración de los edificios. Para grandes consumidores (p.e. distritos urbanos, hospitales, hoteles, etc.) con demandas razonables de electricidad, calor y frío, se justifica una mayor inversión en instalaciones eficientes, aunque su diseño y operación sea mucho más exigente. Pero la disponibilidad de un gran número de tecnologías y la conveniencia de su integración energética eficiente, genera numerosas combinaciones factibles, haciendo complejo y laborioso el problema de elegir las más adecuadas para conformar el mejor sistema de suministro energético.

Para ilustrar la metodología de optimización de síntesis y diseño de sistemas de cogeneración desarrollada en la tesis, se presenta un caso de estudio de selección óptima de tecnologías de cogeneración para bloques de edificios. Se analiza el efecto de las condiciones financieras del mercado sobre la decisión óptima de qué tecnologías implantar y qué capacidad instalar.

⁴ El contenido de este apartado procede de Lozano y Ramos (2010).

La superestructura energética de la Fig. 2.24 muestra las tecnologías candidatas, así como las utilidades energéticas potencialmente presentes y las interconexiones entre tecnologías y utilidades.

En el Cuadro 2.2 se muestra un listado de tecnologías utilizados en los sistemas energéticos de los edificios del sector terciario (en realidad, son las consideradas en el caso de estudio).

Cuadro 2.2: Lista de servicios energéticos y tecnologías candidatas.

Utilidades (servicios)	
CG	Combustible gaseoso (gas natural)
VA	Vapor saturado ($t \approx 175^{\circ}\text{C}$)
WC	Agua caliente ($t \approx 90\text{ C}$)
WT	Agua tibia o ACS ($t \approx 60\text{ C}$)
WR	Agua de refrigeración ($t \approx t_0+5^{\circ}\text{C}$)
AA	Aire atmosférico ($t_0 = 25\text{ C}$)
WF	Agua fría ($t \approx 5\text{ C}$)
EE	Electricidad
Tecnologías candidatas	
1. TGVA	Turbina de gas + Caldera de recuperación produciendo vapor y agua caliente
2. MGWC	Motor de gas + Recuperadores de calor de agua caliente y agua tibia
3. MGWT	Motor de gas + Recuperador de calor de agua tibia

4. CGVA	Caldera de vapor
5. CGWT	Caldera de agua tibia

6. FMWR	Enfriadora mecánica refrigerada por agua
7. FMAA	Enfriadora mecánica refrigerada por aire
8. FMCG	Enfriadora mecánica accionada con motor a gas
9. FACG	Enfriadora por absorción (doble efecto) accionada con gas natural
10. FAVA	Enfriadora por absorción (doble efecto) accionada con vapor
11. FAWC	Enfriadora por absorción (simple efecto) accionada con agua caliente

12. ICVA	Intercambiador de calor: vapor \rightarrow agua tibia
13. ICWC	Intercambiador de calor: agua caliente \rightarrow agua tibia

14. ICWT	Aerorefrigerador para evacuar los excedentes de calor del agua tibia
15. ICWR	Torre de refrigeración para evacuar el calor del agua de refrigeración

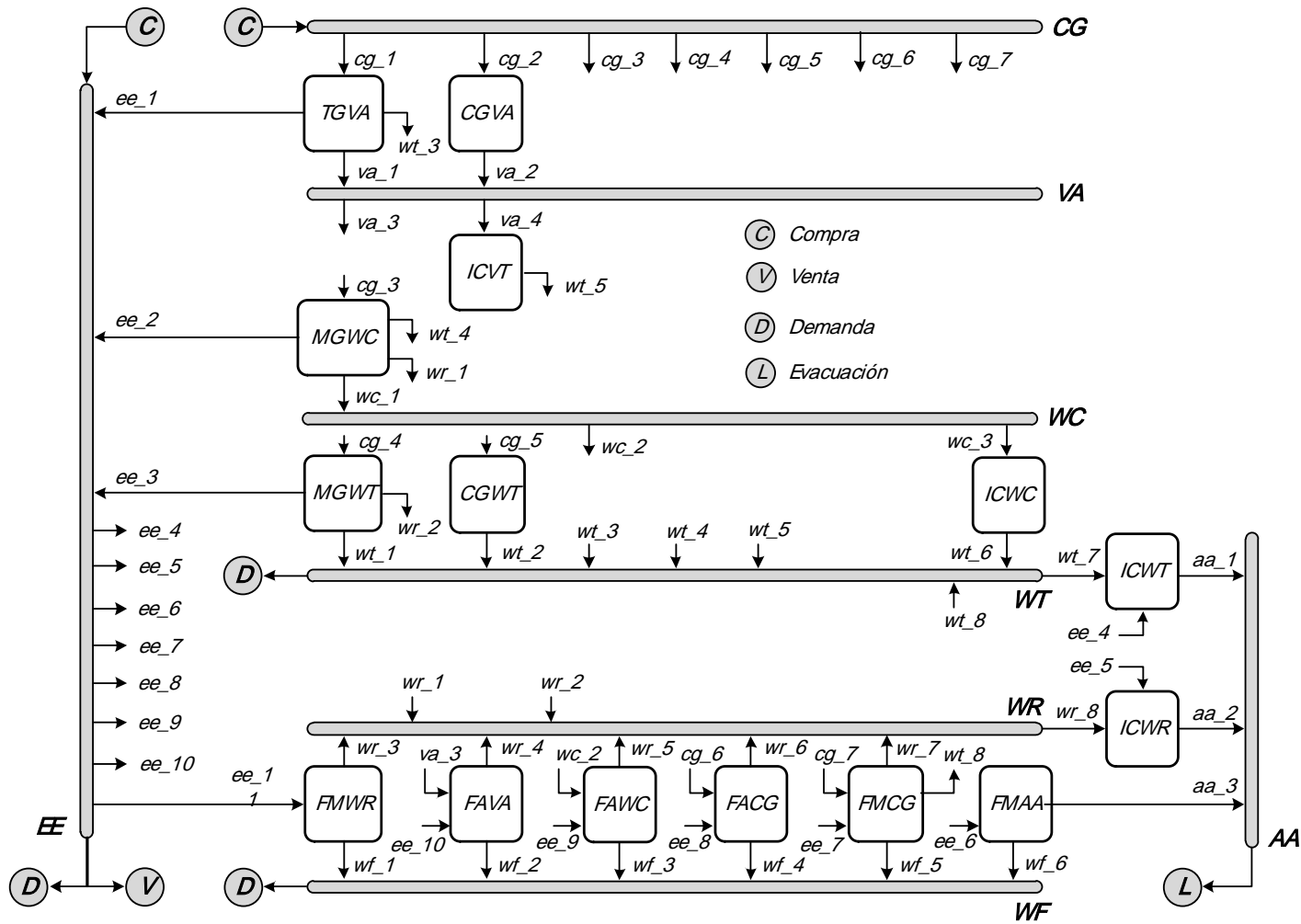


Fig. 2.24: Superestructura energética para un bloque de edificio de viviendas.

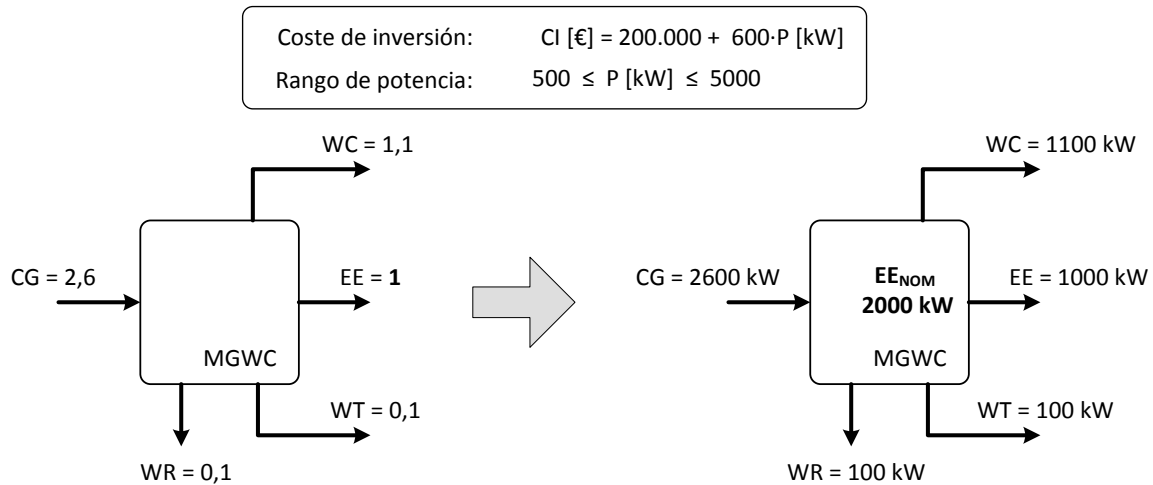


Fig. 2.25: Coeficientes técnicos de producción de la tecnología *MGWC*.

Los modelos matemáticos que representan la operación de los equipos, asumen que la producción y el consumo de utilidades energéticas guardan una relación proporcional. A la constante de proporcionalidad la denominamos *coeficiente técnico de producción (CTP)*, y su valor se calcula a partir de la información disponible en la literatura técnica y en los catálogos facilitados por los fabricantes de equipos.

El empleo de estos coeficientes se ilustra con la ayuda de la Fig. 2.25. Sea *MGWC* la tecnología de cogeneración basada en motores de gas con potencia nominal comprendida entre 500 y 5000 kW, provistos de una red de intercambiadores que permiten recuperar calor en forma de agua caliente a 90°C (*WC*) y agua tibia a 50°C (*WT*), y evacuar el calor residual (*WR*). La Fig. 2.25 muestra sus coeficientes técnicos de producción. Si por ejemplo se instala un modulo de 2000 kW de potencia su coste de inversión será 1400 k€ y operando a máxima carga producirá 2000 kW de energía eléctrica, 2200 kW de agua caliente y 200 kWt de agua tibia. Para ello consumirá 5200 kW de combustible y evacuará 200 kW de calor residual. En caso de que el modulo opere a carga parcial todos los flujos indicados disminuirán en idéntica proporción. Por ejemplo operando al 50% de carga, los valores correspondientes a los flujos serán 1000 kW de energía eléctrica; 1100 kW de agua caliente; 100 kW de agua tibia; 2600 kW de combustible y 100 MW de calor residual.

La Tabla 2.1 recoge la información técnica y económica de las tecnologías que participan en la superestructura propuesta en la Fig. 2.24. Las características técnicas (producción y consumo de utilidades energéticas) de las tecnologías de conversión e intercambio presentes en la superestructura se expresan mediante una matriz de *CTP*, que se muestra sombreada en la Tabla 2.1. La matriz de *CTP* está organizada como sigue. Las filas indican las tecnologías (candidatas) y las columnas las utilidades energéticas consumidas y/o demandadas por dichas tecnologías (como energía eléctrica *EE*, gas natural *CG*, agua tibia para calefacción y agua caliente sanitaria *WT*, agua fría *WF*). También se toman en cuenta las utilidades necesarias para producir las utilidades demandadas; esto incluye vapor de alta presión *VA* y agua caliente *WC*. Asimismo, se incluyen el agua de refrigeración *WR* y al aire de refrigeración *AA*, para evacuar el calor de las torres de refrigeración y de los aerorefrigeradores, respectivamente.

Tabla 2.1: Matriz de coeficientes técnicos de producción y datos de las tecnologías candidatas.

	Coeficientes técnicos de producción (CTP)								CY k€	cx €/kW	co €/kWh
	CG	VA	WC	WT	WR	AA	WF	EE			
1. TGVA	-3,3	+1,4	+0,3	—	—	—	—	+I	700	700	0
2. MGWC	-2,6	—	+1,1	+0,1	+0,1	—	—	+I	200	600	0
3. MGWT	-2,6	—	—	+1,2	+0,1	—	—	+I	200	600	0
4. CGVA	-1,2	+I	—	—	—	—	—	—	30	40	0
5. CGWT	-1,1	—	—	+I	—	—	—	—	20	30	0
6. FMWR	—	—	—	—	+1,17	—	+I	-0,17	30	50	0
7. FMAA	—	—	—	—	—	+1,25	+I	-0,25	20	80	0
8. FMCG	-0,5	—	—	+0,2	+1,25	—	+I	-0,001	60	120	0
9. FACG	-0,85	—	—	—	+1,7	—	+I	-0,01	60	100	0
10. FAVA	—	-0,7	—	—	+1,7	—	+I	-0,005	50	100	0
11. FAWC	—	—	-1,6	—	+2,6	—	+I	-0,01	40	120	0
12. ICVA	—	-1	—	+I	—	—	—	—	5	5	0
13. ICWC	—	—	-1	+I	—	—	—	—	5	5	0
14. ICWT	—	—	—	-I	—	+1	—	-0,03	5	25	0
15. ICWR	—	—	—	—	-I	+1	—	-0,02	10	20	0,001

El *CTP* igual a $\pm I$ (destacado en negrita cursiva) para cada tecnología señala al flujo que define la capacidad instalada de la misma (normalmente coincide con su función principal). Un coeficiente técnico positivo indica que la utilidad es producida por la tecnología y uno negativo que la utilidad es consumida.

Para entender la información de la matriz de *CTP*, realizamos un ejemplo con la tecnología *MGWC* (tecnología #2 en la Tabla 2.1), cuyo producto principal es la energía eléctrica (*EE*), y que por ello tiene asignado el valor $CTP(MGWC, EE) = +I$. Así, para producir 1 unidad de electricidad (*EE*) con equipos de esta tecnología, se consumirán 2,67 unidades de gas natural (*CG*), pudiendo recuperarse 1,1 unidades de calor en forma de agua caliente (*WC*) y 0,1 unidades de calor en forma de agua tibia (*WT*). Asimismo, para el correcto funcionamiento del equipo es necesario evacuar 0,1 unidades de calor al agua de refrigeración (*WR*) por cada unidad de electricidad (*EE*) producida.

A efectos de modelar las prestaciones energéticas de los equipos/tecnologías presentes en la superestructura energética, se asume que, en cualquier instante e independientemente de la carga de operación del equipo/tecnología, sus coeficientes técnicos de producción son constantes e independientes del nivel de producción P ; tan solo debe satisfacerse que $P \leq II$, siendo II la potencia instalada.

Para incluir en el modelo matemático el coste de inversión CI [€] de los equipos/tecnologías, se utilizan funciones lineales con el tamaño de la potencia instalada II ; es decir

$$CI = CY + cx \cdot II \quad (2.18)$$

donde CY [€] es un coste fijo y cx [€/kW] es el coeficiente proporcional que relaciona el coste variable con la potencia instalada II [kW].

Se emplea un modelo de optimización con variables binarias y_i (0/1) para indicar la ausencia/presencia de la tecnología i en el sistema de suministro energético; entonces el coste de inversión de las tecnologías puede expresarse como

$$CI_i = CY \cdot y_i + cx \cdot II_i \quad (2.19)$$

De este modo

- si se decide instalar la tecnología i ($y_i = 1$) con potencia II_i el coste de inversión es $CI_i = CY_i + cx \cdot II_i$
- en caso contrario la tecnología no se instala ($y_i = 0$, $II_i = 0$) y el coste de inversión es nulo ($CI = 0$).

Asimismo, se considera que los costes de operación (excluida la energía) y mantenimiento CO [€/h] son proporcionales a la producción P ; es decir para la operación durante el periodo k

$$CO_{i,k} = co_i \cdot P_{i,k} \quad (2.20)$$

siendo co_i [€/kWh] la constante de proporcionalidad correspondiente a la tecnología i .

La nomenclatura empleada para formular el modelo algebraico que nos permite determinar la estructura óptima del sistema se muestra en el Cuadro 2.3. En el Cuadro 2.4 se muestra una versión algebraica simplificada del modelo de programación lineal entera utilizado para resolver el problema de síntesis.

Este modelo simplificado no es de aplicación general, solo pretende plantear la esencia del problema de optimización en lenguaje algebraico; lo que constituye un paso previo necesario para formular el problema en el entorno de programación correspondiente a la herramienta informática de optimización empleada para resolverlo. En nuestro caso la herramienta de optimización es el programa LINGO (LINDO, 2010). Existen diferencias entre el modelo simplificado y el modelo más detallado empleado en la resolución del problema. Por ejemplo, en este último se restringe el valor límite inferior del rendimiento energético REE y del autoconsumo eléctrico (para permitir la venta de electricidad excedente en el mercado, de acuerdo con la normativa del Régimen Especial).

Cuadro 2.3: Nomenclatura empleada en el modelo.

Función objetivo		
<i>Resultados</i>		
CA	Coste anual	[€año]
i Tecnologías		
<i>Datos</i>		
P_i^{min}	Capacidad mínima instalable de la tecnología i	[kW]
P_i^{max}	Capacidad máxima instalable de la tecnología i	[kW]
CY_i	Inversión fija en la tecnología i	[€]
cx_i	Inversión variable en la tecnología i	[€kW]
co_i	Costes de operación y mantenimiento de la tecnología i	[€kWh]
<i>Resultados</i>		
y_i	Variable binaria (0/1) indicando que (no/si) se instala la tecnología i	
II_i	Potencia instalada de la tecnología i	[kW]
CI_i	Inversión en la tecnología i	[€]
k Periodos de operación con que se describe la operación anual		
<i>Datos</i>		
NH_k	Horas de operación al año en el periodo k	[h/año]
<i>Resultados</i>		
CH_k	Coste horario de operación en el periodo k	[k€h]
Tecnologías – Utilidades (i,j)		
<i>Datos</i>		
$k_{i,j}$	Coefficiente técnico de producción de la utilidad j en la tecnología i	[kW/kW]
Tecnologías – Periodos (i,k)		
<i>Resultados</i>		
$P_{i,k}$	Producción de la tecnología i en el periodo k	[kW]
$CO_{i,k}$	Costes de operación y mantenimiento de la tecnología i en el periodo k	[kW]
Utilidades – Periodos (j,k)		
<i>Datos</i>		
$D_{j,k}$	Demanda de la utilidad j en el periodo k	[kW]
$cc_{j,k}$	Precio de compra de la utilidad j en el periodo k	[€kWh]
$cl_{j,k}$	Precio de despilfarro de la utilidad j en el periodo k	[€kWh]
$cv_{j,k}$	Precio de venta de la utilidad j en el periodo k	[€kWh]
<i>Resultados</i>		
$C_{j,k}$	Compra de la utilidad j en el periodo k	[kW]
$L_{j,k}$	Perdida (despilfarro) de la utilidad j en el periodo k	[kW]
$V_{j,k}$	Venta de la utilidad j en el periodo k	[kW]
Tecnologías – Utilidades – Periodos (i,j,k)		
<i>Resultados</i>		
$F_{i,j,k}$	Flujo de la utilidad j producida(+)/consumida(-) por la tecnología i en el periodo k	[kW]

Cuadro 2.4: Modelo simplificado del programa de optimización de síntesis y diseño.

Minimizar	$CA = fa \sum_i CI_i + \sum_k NH_k \cdot CH_k$
Sujeto a	
	<u>Potencia instalada y producción de los equipos</u>
Para cada tecnología i :	$P_i^{min} \cdot \mathcal{H}_i \leq P_i \leq y_i^{max} \cdot \mathcal{C}on_i \text{ y } 0, I \in \{ \}$
	$CI_i = CY_i \cdot y_i + EK_i \cdot i$
Para cada periodo k :	$P_{i,k} \leq I_{i,k}$
	$CO_{i,k} = co_i \cdot P_{i,k}$
	<u>Balance energético y económico de la operación de los equipos</u>
Para cada periodo k :	$CH_k = \sum_j cc_{j,k} \cdot C_{j,k} - cl_{j,k} \cdot L_{j,k} - cv_{j,k} \cdot V_{j,k} + \sum_i CO_{i,k}$
Para cada utilidad j :	$C_{j,k} + \sum_i F_{i,j,k} - D_{j,k} - L_{j,k} - V_{j,k} = 0$
Para cada tecnología i :	$F_{i,j,k} = k_{i,j} \cdot P_{i,k}$

Ejemplo de aplicación

Primero, se empieza por discretizar la demanda energética del centro consumidor, en este caso un bloque de edificios ubicado en la ciudad de Zaragoza (España). Cada tipo de demanda anual (electricidad, calor y frío) del bloque de edificios se representa por 12 días tipo (un día tipo por mes) y cada día tipo se divide en 12 períodos de 2 horas. Así, la demanda anual de servicios energéticos se discretiza en 144 (12 períodos/día x 12 días/año) períodos de 2 horas. En la Tabla 2.2 se muestra la demanda energética del bloque de viviendas para tres meses significativos: Diciembre (alto consumo de calefacción), Abril (consumo nulo de calefacción ni refrigeración) y Agosto (alto consumo de refrigeración).

Se asume que el precio del gas natural $ccGN$ es 0,015 €/kWh (pci). Los precios de compra $ccEE$ y venta $cvEE$ de la electricidad en horas llano son 0,050 €/kWh y 0,045 €/kWh, respectivamente. Se utiliza una tarifa eléctrica con discriminación horaria. Los precios para horas llano se multiplican por 1,7 en horas punta (Octubre a Marzo: 18:00 – 22:00, Abril a Septiembre: 10:00 – 14:00) y por 0,57 en horas valle (Enero a Diciembre: 00:00 – 08:00).

Se obtuvieron soluciones óptimas para escenarios con diferentes factores de amortización del capital fa buscando determinar su influencia sobre las tecnologías a instalar. Los resultados muestran que el valor de fa influye significativamente sobre la configuración de tecnologías que componen el sistema de suministro energético.

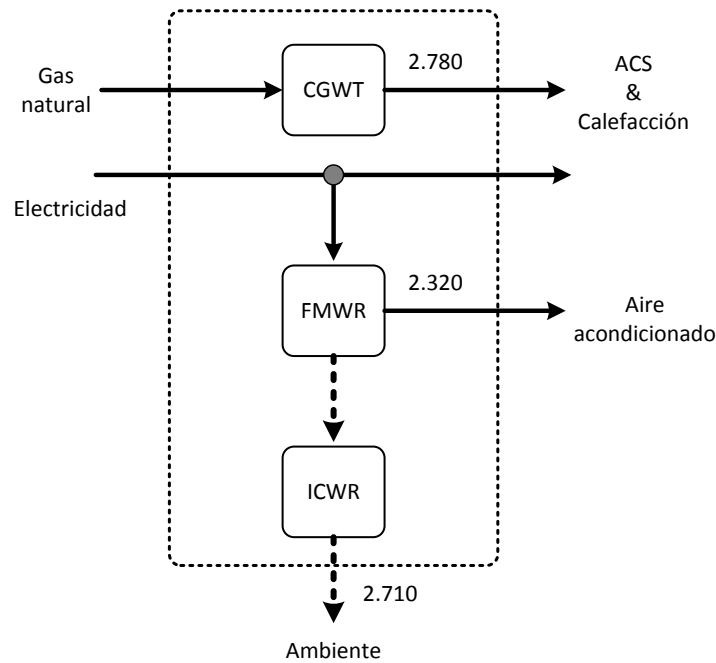


Fig. 2-26. Sistema energético óptimo para $fa = 0,20 \text{ año}^{-1}$.

Para $fa = 0,20 \text{ año}^{-1}$, la solución óptima corresponde a una instalación energética convencional: se instalan calderas de agua caliente $CGWT$ ($\Pi_{CGWT} = 2780 \text{ kW}$) y enfriadoras mecánicas $FMWR$ ($\Pi_{FMWR} = 2320 \text{ kW}$), como se indica en la Fig. 2.26.

Para $fa = 0,15 \text{ año}^{-1}$, la estructura óptima admite la instalación de módulos de cogeneración con motores de gas $MGWT$ ($\Pi_{MGWT} = 610 \text{ kW}$). Disminuye la potencia instalada de las calderas de agua caliente $CGWT$ ($\Pi_{CGWT} = 2050 \text{ kW}$) y se mantiene la potencia instalada en las enfriadoras mecánicas $FMWR$ ($\Pi_{FMWR} = 2320 \text{ kW}$). Véase la Fig. 2.27.

Para un valor aún más bajo ($fa = 0,10 \text{ año}^{-1}$) la potencia eléctrica instalada en módulos de cogeneración con motores de gas, ahora del tipo $MGWC$, aumenta hasta $\Pi_{MGWC} = 1470 \text{ kW}$. Estos módulos producen agua caliente de alta temperatura capaz de accionar las enfriadoras de absorción $FAWC$ ($\Pi_{FAWC} = 980 \text{ kW}$). De esta manera (integrando las tecnologías) se consigue disminuir la potencia instalada de las calderas $CGWT$ ($\Pi_{CGWT} = 1010 \text{ kW}$) y de las enfriadoras mecánicas $FMWR$ ($\Pi_{FMWR} = 1340 \text{ kW}$). La Fig. 2.28 muestra la configuración óptima de tecnologías del sistema energético y las potencias instaladas correspondientes a cada tecnología.

En todos los casos se requieren intercambiadores de calor y/o torres de enfriamiento para evacuar calor al ambiente. Por ejemplo, para $fa = 0,10 \text{ año}^{-1}$: $\Pi_{ICWC} = 1620 \text{ kW}$, $\Pi_{ICWR} = 4260 \text{ kW}$ y $\Pi_{ICWT} = 1590 \text{ kW}$.

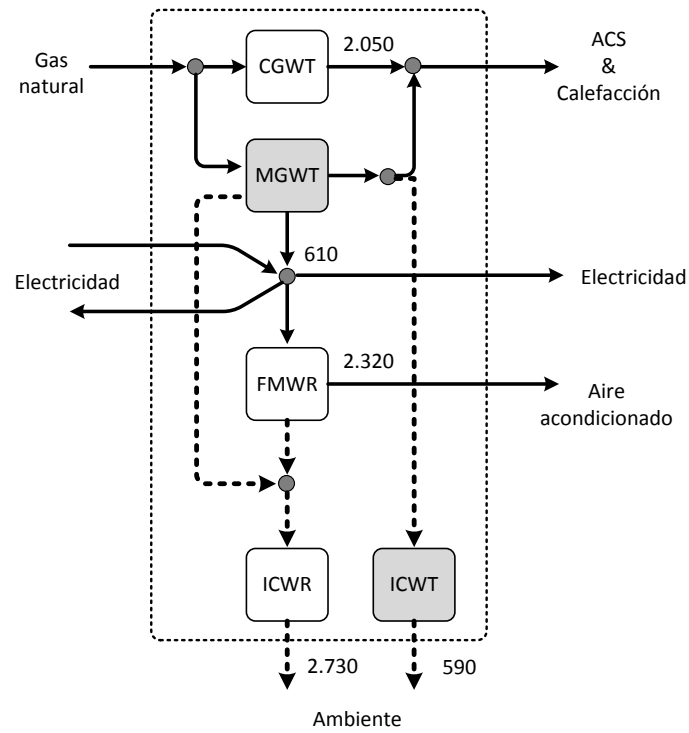


Fig. 2.27: Sistema energético óptimo para $fa = 0,15 \text{ año}^{-1}$.

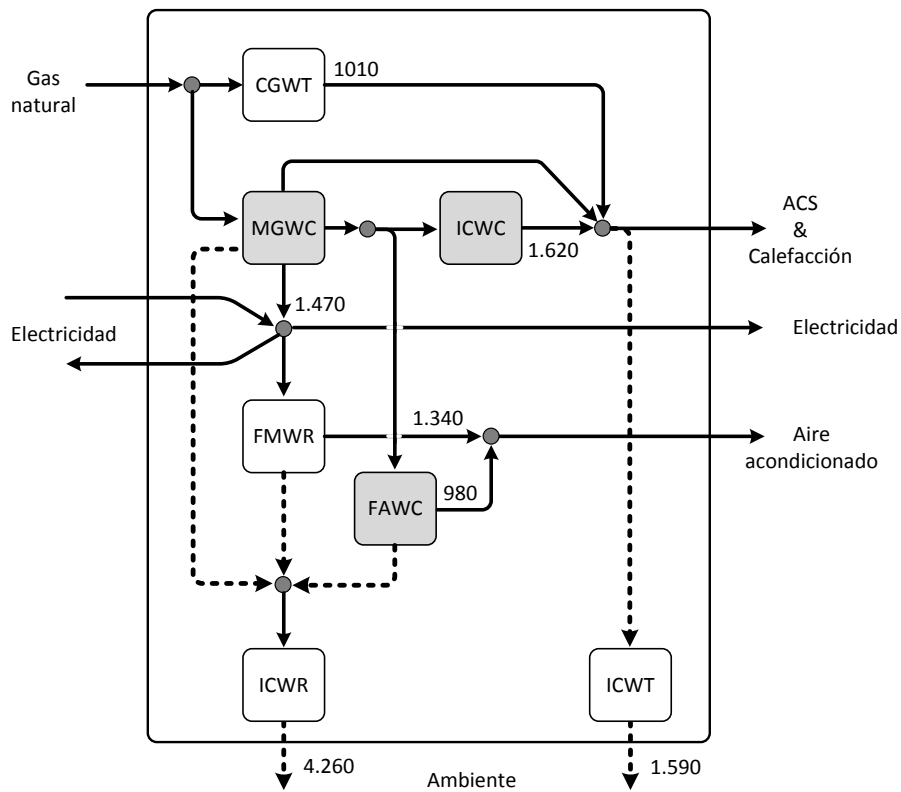


Fig. 2.28: Sistema energético óptimo para $fa = 0,10 \text{ año}^{-1}$.

Tabla 2.2: Flujos energéticos de tres meses significativos ($f_a = 0,10 \text{ año}^{-1}$).

Periodo		D _{WT}	D _{WF}	D _{EE}	C _{CG}	C _{EE}	V _{EE}	P _{MGWC}	P _{CGWT}	P _{FMWR}	P _{FAWC}	P _{ICWC}
Diciembre												
0 → 2	valle	60	-	120	130	70	0	50	0	-	-	55
2 → 4	valle	640	-	100	1387	0	432	533	0	-	-	586
4 → 6	valle	1220	-	100	2643	0	915	1017	0	-	-	1118
6 → 8	valle	1380	-	120	2990	0	1028	1150	0	-	-	1265
8 → 10	llano	2440	-	180	4570	0	1290	1473	672	-	-	1621
10 → 12	llano	1320	-	260	3831	0	1197	1473	0	-	-	1621
12 → 14	llano	800	-	240	3831	0	1201	1473	0	-	-	1621
14 → 16	llano	700	-	180	3831	0	1258	1473	0	-	-	1621
16 → 18	llano	620	-	220	3831	0	1216	1473	0	-	-	1621
18 → 20	punta	1040	-	240	3831	0	1209	1473	0	-	-	1621
20 → 22	punta	1700	-	240	3831	0	1228	1473	0	-	-	1621
22 → 24	llano	140	-	180	3744	0	1209	1440	0	-	-	1584
Abril												
0 → 2	valle	20	-	140	43	123	0	17	-	-	-	18
2 → 4	valle	0	-	100	0	100	0	0	-	-	-	0
4 → 6	valle	100	-	100	217	2	0	83	-	-	-	92
6 → 8	valle	220	-	120	477	0	63	183	-	-	-	202
8 → 10	punta	180	-	180	3831	0	1243	1473	-	-	-	1621
10 → 12	punta	180	-	260	3831	0	1163	1473	-	-	-	1621
12 → 14	llano	300	-	260	3831	0	1166	1473	-	-	-	1621
14 → 16	llano	260	-	200	563	0	16	217	-	-	-	238
16 → 18	llano	100	-	220	3657	0	1136	1407	-	-	-	1547
18 → 20	llano	160	-	260	3787	0	1146	1457	-	-	-	1602
20 → 22	llano	320	-	260	693	0	6	267	-	-	-	293
22 → 24	llano	6	-	180	3571	0	1143	1373	-	-	-	1511
Agosto												
0 → 2	valle	20	0	100	43	84	0	17	-	0	0	18
2 → 4	valle	0	0	80	0	80	0	0	-	0	0	0
4 → 6	valle	80	0	60	173	0	7	67	-	0	0	73
6 → 8	valle	180	40	100	390	0	42	150	-	40	0	165
8 → 10	punta	140	1260	140	3831	0	1214	1473	-	280	980	53
10 → 12	punta	140	1660	180	3831	0	1096	1473	-	680	980	53
12 → 14	llano	240	1960	180	3831	0	1037	1473	-	1005	955	92
14 → 16	llano	200	2320	140	3831	0	1010	1473	-	1340	980	53
16 → 18	llano	80	1800	160	3831	0	1087	1473	-	820	980	53
18 → 20	llano	140	520	180	2106	0	596	810	-	0	520	59
20 → 22	llano	260	280	180	1534	0	391	590	-	0	280	201
22 → 24	llano	60	60	140	3779	0	1259	1453	-	0	60	1503
Nomenclatura												
D _{WT} Demanda de calor [kW]	C _{GC} Consumo de gas natural [kW]				P _{MGWC} Producción eléctrica motores [kW]							
D _{WF} Demanda de frío [kW]	C _{EE} Compra de electricidad [kW]				P _{CGWT} Producción calor calderas [kW]							
D _{EE} Demanda de electricidad [kW]	V _{EE} Venta de electricidad [kW]				P _{FMWR} Producción frío mecánico [kW]							
					P _{FAWC} Producción frío absorción [kW]							
					P _{ICWC} Calor intercambiado [kW]							

En la Tabla 2.2 se recoge información sobre las demandas, los intercambios de energía comercial y la producción de los equipos del sistema de trigeneración óptimo (con $fa = 0,10$ año⁻¹), durante su operación a lo largo del día tipo correspondiente a tres meses significativos. Analizando dicha información podemos deducir las siguientes pautas de operación:

- En el mes de Diciembre, el motor de gas (*MGWC*) opera a carga parcial en horas valle, ajustando la producción de calor a la demanda térmica del centro consumidor. Durante las horas punta y horas llano, el motor opera a plena carga y a altas cargas, respectivamente. Si sobra calor se evacua al ambiente y si falta actúa la caldera de gas (*CGWT*).
- En el mes de Abril, la operación del motor es similar a Diciembre. Sin embargo, la baja demanda de calor obliga a apagar la caldera.
- En el mes de Agosto, el motor de gas (*MGWC*) opera a carga parcial en horas valle, ajustando la producción de calor a la demanda de ACS. Durante las horas punta el motor opera a plena carga. En horas llano el motor opera a carga elevada siguiendo la demanda de frío. La mayor parte del calor cogenerado es consumido por la enfriadora de absorción (*FAWC*). Si el frío producido por esta es insuficiente, la enfriadora mecánica (*FMWR*) completa el servicio para atender la demanda.

2.4.2 Optimización del diseño y operación⁵

Está demostrado y aceptado que los sistemas de cogeneración que atienden las demandas de electricidad, calefacción y ACS de los edificios del sector terciario, aportan grandes ahorros energéticos y económicos cuando se instalan en lugares de clima frío. Sin embargo, en los lugares de clima cálido (con demanda de calefacción durante pocas horas al año), el ahorro económico de los sistemas de cogeneración desciende drásticamente, debido al reducido número de horas al año que opera el motor. Un proyecto de cogeneración tendrá éxito económico en lugares de climatología cálida sólo bajo condiciones extraordinarias de precios de combustible y electricidad. En otras circunstancias, para justificar la viabilidad económica de la cogeneración puede resultar vital la integración de enfriadoras de absorción, utilizando el calor cogenerado para producir frío.

Los hospitales se encuentran entre los edificios que más frecuentemente incorporan plantas de cogeneración/trigeneración en sus instalaciones de servicios energéticos. Las razones para instalar plantas de cogeneración/trigeneración en los hospitales son claras: i) su nivel de ocupación es muy elevado por lo que la demanda es continua a lo largo del año; ii) las condiciones de confort térmico son más exigentes por la naturaleza del servicio que prestan; iii) por razones de seguridad de suministro resulta interesante que existan distintos modos de proporcionar los servicios energéticos requeridos; y iv) disponen de personal competente para el control y mantenimiento de las instalaciones.

⁵ El contenido de este apartado procede de Lozano, Ramos y Sanchez (2005).

Determinar la configuración óptima del sistema de cogeneración/trigeneración para un hospital resulta un problema complejo. La estructura productiva de estos sistemas energéticos puede albergar distintas tecnologías, lo que origina una gran cantidad de configuraciones posibles. Además, deben considerarse la magnitud y perfil de la demanda de los servicios energéticos, las tarifas y precios de la electricidad y combustibles, la normativa reguladora⁶ de la producción de electricidad en régimen especial con instalaciones de cogeneración, y el resto de factores de diseño influyentes. Finalmente, un sistema de cogeneración cuya configuración de equipos está definida, puede atender la demanda de servicios energéticos empleando diferentes modos de operación, por ejemplo: (a) los equipos operando solamente durante el día, (b) los equipos operando solamente a carga nominal, (c) no comprando electricidad, etc.

El objetivo de este apartado es mostrar un procedimiento en tres etapas para el diseño óptimo del sistema de cogeneración de un hospital. En la primera etapa se resuelve un problema de síntesis con las técnicas de *PLE* descritas en el apartado anterior, resultando qué tecnologías se instalarán y con qué capacidad. En esta etapa, las características técnicas de los equipos se describen con valores medios para una gama de modelos comerciales. En la segunda se decide qué equipos comerciales concretos se instalaran de cada tecnología y el número de ellos. En la última, conociendo los detalles técnicos de los equipos seleccionados, se elabora un programa de *PNLE* que da cuenta de su comportamiento cuando cambian las condiciones ambientales y de su operación a carga parcial. Este programa permite determinar las condiciones óptimas de operación del sistema de cogeneración una vez implantado.

Datos

Los procedimientos desarrollados se aplican al caso de optimización del diseño y operación de un sistema de cogeneración/trigeneración para un hospital de 500 camas localizado en Zaragoza. La demanda de servicios a lo largo del año fue obtenida por Sánchez Mazón (2003) basándose en datos reales de un hospital en operación y en un estudio realizado por Sanchez Vera (1988) sobre ahorro energético en las instalaciones hospitalarias de España. Debido a las variaciones de demanda entre los distintos días de la semana y a que se contrata una tarifa de electricidad que distingue entre días laborables, fines de semana y días festivos, la demanda energética anual se representa por 24 días tipo (12 laborables y 12 días sábado/domingo/festivo), donde a cada mes le corresponden 2 días tipo (laborable y sábado/domingo/festivo). A su vez, cada día tipo se divide en 24 períodos de 1 hora de duración. En resumen, la demanda anual se desagrega en 576 ($24 \cdot 24$) períodos de tiempo; contando cada uno de ellos con valores propios de demanda y precios de la electricidad.

⁶ Aquí se considera el Real Decreto 2818/1998 (BOE-312, 1998)

Las Figs. 2.29 a 2.35 muestran los perfiles horarios de la demanda energética de tres meses representativos (Enero, Abril y Julio). Como puede apreciarse, la demanda eléctrica se ha considerado igual para todos los meses del año pero varía con el carácter del día, la demanda de ACS varía con el mes del año pero no entre días laborables y festivos del mismo mes y las demandas de calefacción y frío varían mensualmente y con el carácter del día.

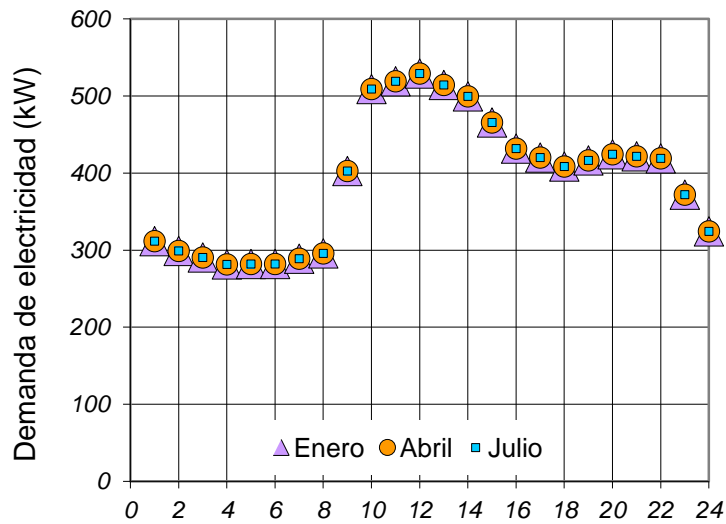


Fig. 2.29: Demanda de electricidad en días laborables.

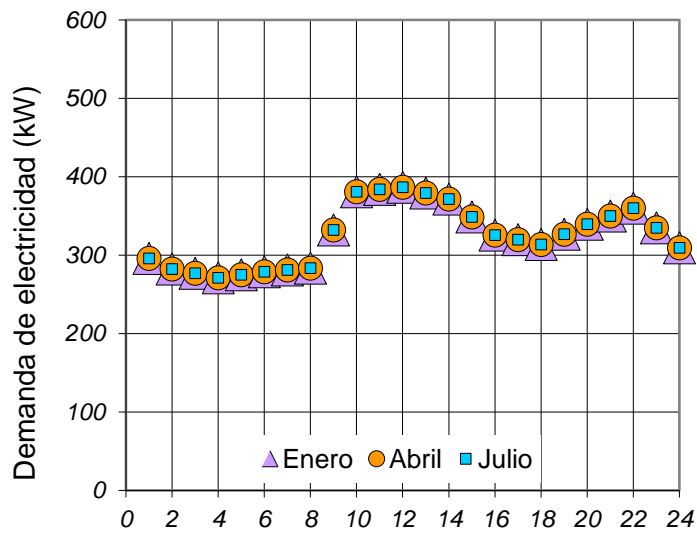


Fig. 2.30: Demanda de electricidad en días festivos.

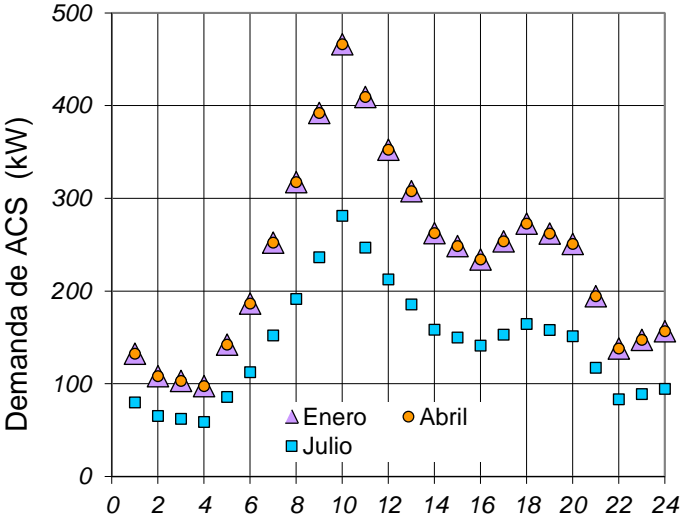


Fig. 2.31: Demanda de ACS en días laborables y festivos.

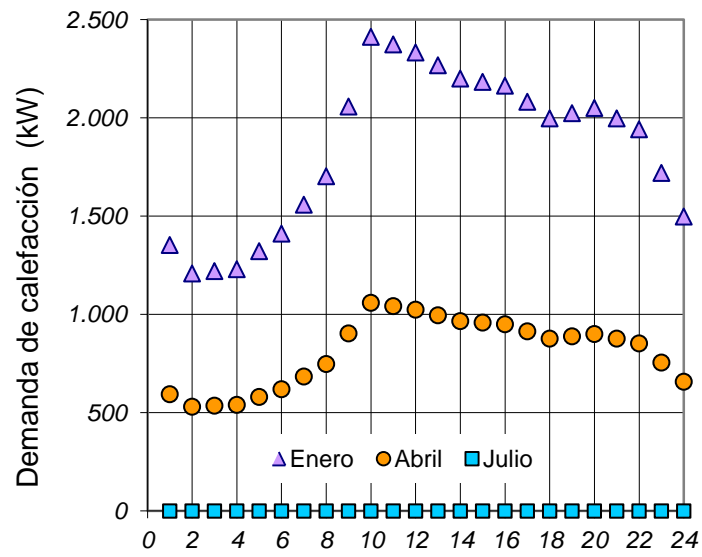


Fig. 2.32: Demanda de calefacción en días laborables.

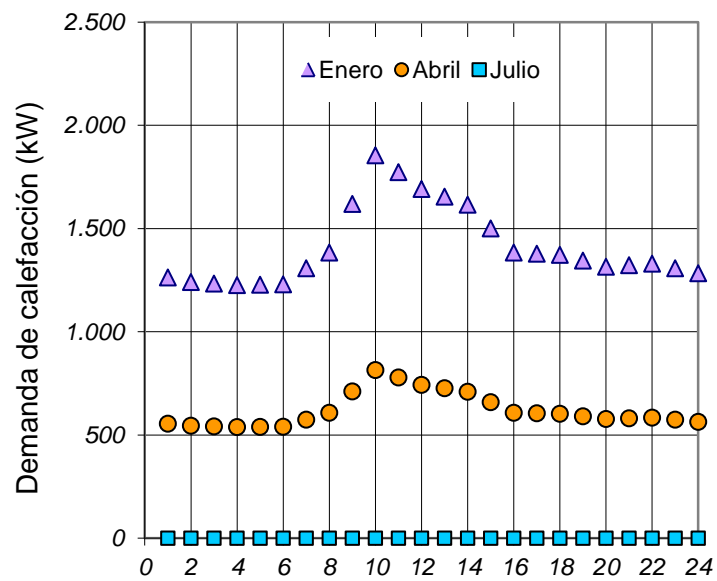


Fig. 2.33: Demanda de calefacción en días festivos.

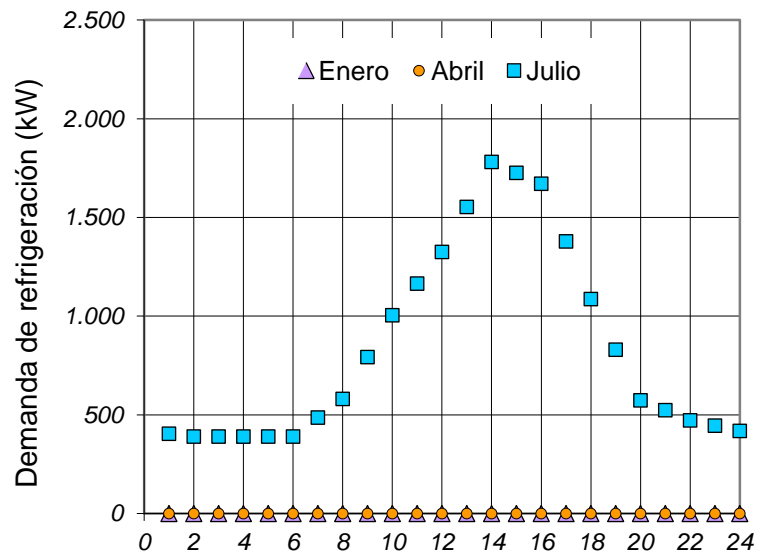


Fig. 2.34: Demanda de refrigeración en días laborables.

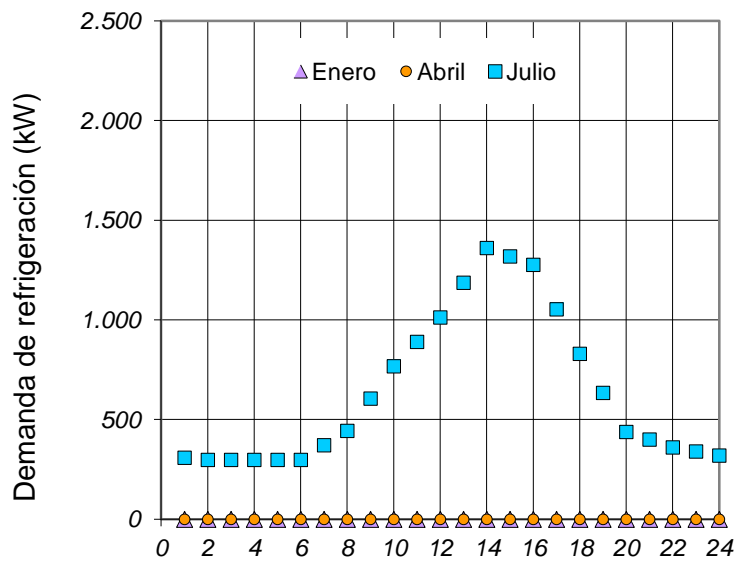


Fig. 2.35: Demanda de refrigeración en días festivos.

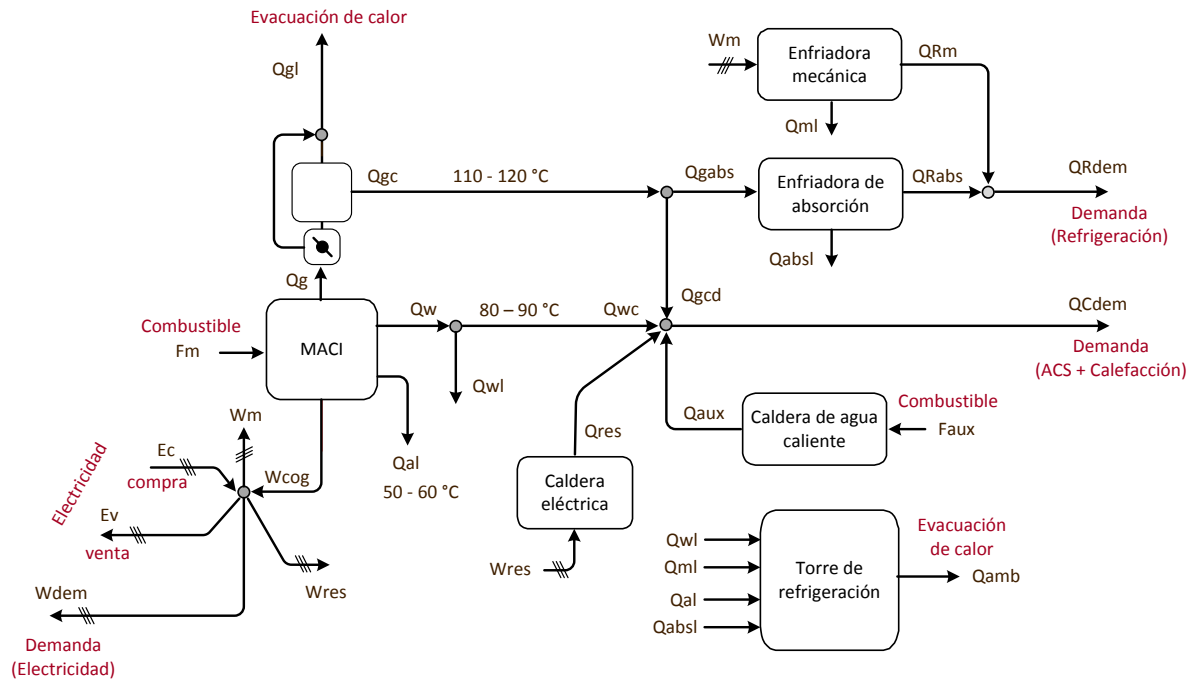


Fig. 2.36: Superestructura energética para un hospital.

Como los motores de gas tienen una presencia abrumadora en las instalaciones de cogeneración de los hospitales, se propone una superestructura energética para el sistema de suministro energético del hospital (véase la Fig. 2.36) que tiene a los motores de gas como equipamiento exclusivo para la producción de electricidad.

El calor de los gases exhaustados sirve para producir calor Q_{gc} en forma de agua caliente a $100-110^{\circ}\text{C}$, del cual una fracción Q_{gcd} se emplea para atender la demanda conjunta de ACS y calefacción Q_{cdem} y el resto Q_{gabs} se usa para accionar enfriadoras de absorción de simple efecto. El calor recuperado del circuito del agua de refrigeración de los cilindros y de la primera etapa del intercooler Q_w en forma de agua caliente a $80-90^{\circ}\text{C}$, se emplea exclusivamente para atender la demanda Q_{cdem} . La parte de Q_w que por exceso de producción no atiende la demanda puede evacuarse como calor residual Q_{wl} a través de la torre de refrigeración. Por su bajo nivel térmico ($50-60^{\circ}\text{C}$) no se considera aprovechable el calor del circuito de refrigeración del aceite y de la segunda etapa del intercooler y todo se evacua como calor residual Q_{al} a través de la torre de refrigeración.

Para paliar el posible déficit de calor, se incorporan en la superestructura calderas de agua caliente que consumen combustible F_{aux} para producir Q_{aux} . También se ha considerado la posibilidad de incorporar calderas eléctricas (consumen W_{res} para producir Q_{res}).

Para climatización se propone la posible instalación de enfriadoras de absorción que consumirán el calor cogenerado Q_{gabs} durante el verano para la producción de frío Q_{Rabs} , y también la participación de enfriadoras mecánicas cuya producción Q_{Rm} auxiliará a las enfriadoras de absorción para atender la demanda de frío Q_{Rdem} .

Tabla 2.3: Información técnica y económica.

Precios y costes de los flujos energéticos [€/kWh]			
Gas natural	$cF = 0,014533$	Evacuación calor	$cQ_{amb} = 0,0008$
Compra electricidad	$cEc = 0,032750$ (valle) $= 0,057457$ (llano) $= 0,114914$ (punta)	Venta electricidad	$cEv = 0,056$ (noche) $= 0,072$ (día)
Módulos de cogeneración		Calderas de gas	
Potencia instalada	W_{cogI} [kW]	Potencia instalada	Q_{auxI} [kW]
Trabajo/Combustible	$W_{cog}/F_m = 0,376$	Rendimiento	$Q_{aux}/F_{aux} = 0,921$
Calor gases/Trabajo	$Q_g/W_{cog} = 0,460$	Inversión [€]	$15 \cdot Q_{auxI}$
Calor agua/Trabajo	$Q_w/W_{cog} = 0,706$	Calderas eléctricas	
Calor aceite/Trabajo	$Q_{al}/W_{cog} = 0,250$	Potencia instalada	Q_{resI} [kW]
Inversión [€]	$160000 + 255 \cdot W_{cogI}$	Inversión [€]	$10 \cdot Q_{resI}$
Enfriadoras de absorción		Enfriadoras mecánicas	
Potencia instalada	Q_{RabsI} [kW]	Potencia instalada	Q_{RmI} [kW]
COP	$Q_{Rabs}/Q_{gabs} = 0,70$	COP	$Q_{Rm}/W_m = 4,27$
Inversión [€]	$30000 + 48 \cdot Q_{RabsI}$	Inversión [€]	$20000 + 32 \cdot Q_{RmI}$

La Tabla 2.3 recoge la información técnica y económica necesaria para plantear el programa de optimización.

La evaluación económica se realizó con valores de costes de inversión de equipos y precios energéticos del año 2002. El coste de inversión de los equipos se expresa mediante funciones lineales dependientes de la capacidad instalada. Para el gas natural se utilizó la tarifa 2.4 ($30 \cdot 10^6 \text{ kWh} < \text{Consumo anual} < 100 \cdot 10^6 \text{ kWh}$). Para la compra de energía eléctrica se consideró la tarifa general de alta tensión 2.1 con discriminación horaria tipo 4. La normativa legal de cogeneración utilizada para este caso de aplicación es el Real Decreto 2818/1998 (BOE-312, 1998), que señalaba las condiciones que debía cumplir una instalación de cogeneración para calificar como autogenerador, lo que implicaba: (i) alcanzar un REE anual igual o superior a 55%, y (ii) consumir al menos un 30% de la energía eléctrica cogenerada. Los precios de venta de electricidad de la Tabla 2.3 son valores medios (en la práctica varían mes a mes) e incluyen una prima sobre el precio de mercado de 0,022 €/kWh (para instalaciones de cogeneración con potencia instalada inferior a 10 MW).

Para aprovechar la diferencia de precios de la electricidad entre horas punta (08:00 a 24:00) y las horas valle (24:00 a 8:00), se impone que los motores de gas funcionarán a plena capacidad en las horas punta (en este período horario el calor cogenerado se utiliza para atender la demanda de ACS, calefacción y refrigeración) y estarán parados en las horas valle.

Por la noche cabe la posibilidad de producir calor Q_{res} con las calderas eléctricas, cuya presencia en la superestructura se justifica como equipo de apoyo que aprovecha el bajo precio nocturno de la electricidad, sustituyendo la producción de las calderas que operan con gas natural.

Debe considerarse, sin embargo, que no todo son ventajas. La energía eléctrica puede resultar cara aún por la noche e invalidar la opción de calefacción eléctrica. Por otro lado, la instalación de la enfriadora de absorción e incluso de los motores de gas, puede resultar comprometida si no hay una demanda suficiente de calor y refrigeración que los avale.

La metodología desarrollada para plantear y resolver el problema de síntesis utilizando modelos de programación lineal entera se trató ya en el caso de estudio anterior por lo que no se repetirá aquí.

Análisis de las diferentes configuraciones

La metodología de optimización que se desarrolla en esta tesis, propone el uso de variables binarias (0/1) para analizar cómo ciertas condiciones afectan al diseño óptimo de sistemas de cogeneración. El empleo de estas variables permite la imposición de restricciones: i) a la configuración de equipos de la estructura productiva del sistema de cogeneración y/o ii) al modo de operación de los equipos instalados. Veámoslo con algunos ejemplos:

- 1) Se impone que la solución (el sistema de suministro energético) debe ser una instalación convencional. Entonces, utilizando variables binarias, la restricción se formula así: $y_{MACI} = 0$, $y_{ABS} = 0$. Esto significa que en la evaluación técnica y económica de alternativas no se toman en cuenta ni a los motores de gas (MACI) ni a las enfriadoras de absorción (ABS).
- 2) La solución (el sistema de suministro energético) debe ser una instalación de cogeneración. Así, mediante variables binarias, la restricción se formula como: $y_{MACI} = 1$, $y_{ABS} = 0$. Esto significa que en la evaluación técnica y económica de alternativas se permite la presencia de motores de gas (MACI) pero se impide la de las enfriadoras de absorción (ABS).
- 3) La solución (el sistema de suministro energético) debe ser una instalación de trigeneración. Utilizando variables binarias, la restricción se expresa como: $y_{MACI} = 1$, $y_{ABS} = 1$. Esto significa que en la evaluación técnica y económica de alternativas se considera posible la instalación de motores de gas (MACI) y enfriadoras de absorción (ABS).

Se realizaron pruebas de optimización imponiendo valores a la potencia instalada de los motores W_{cogI} en el rango de 0 a 1500 kW_e, adoptando en todos los casos un factor de amortización anual de la inversión $fa = 0,25 \text{ año}^{-1}$. En todas las pruebas se exigió para la solución el cumplimiento del mínimo rendimiento eléctrico equivalente anual $REE \geq 55\%$ y la de un autoconsumo de energía eléctrica superior al 30%. La Tabla 2.4 y la Fig. 2.37 recogen los resultados óptimos en función de la potencia instalada.

Tabla 2.4: Resultados óptimos en función de la potencia instalada de motores de gas.

Potencia instalada (kW)	Coste total anual (k€/año)	Tipo de sistema energético
$W_{cogI} = 0$	CA = 400,4	Convencional
$100 \leq W_{cogI} \leq 990$	$466,3 < CA < 350,8$	Cogeneración
$1000 < W_{cogI} < 1370$	$369,9 < CA < 322,2$	Trigeneración

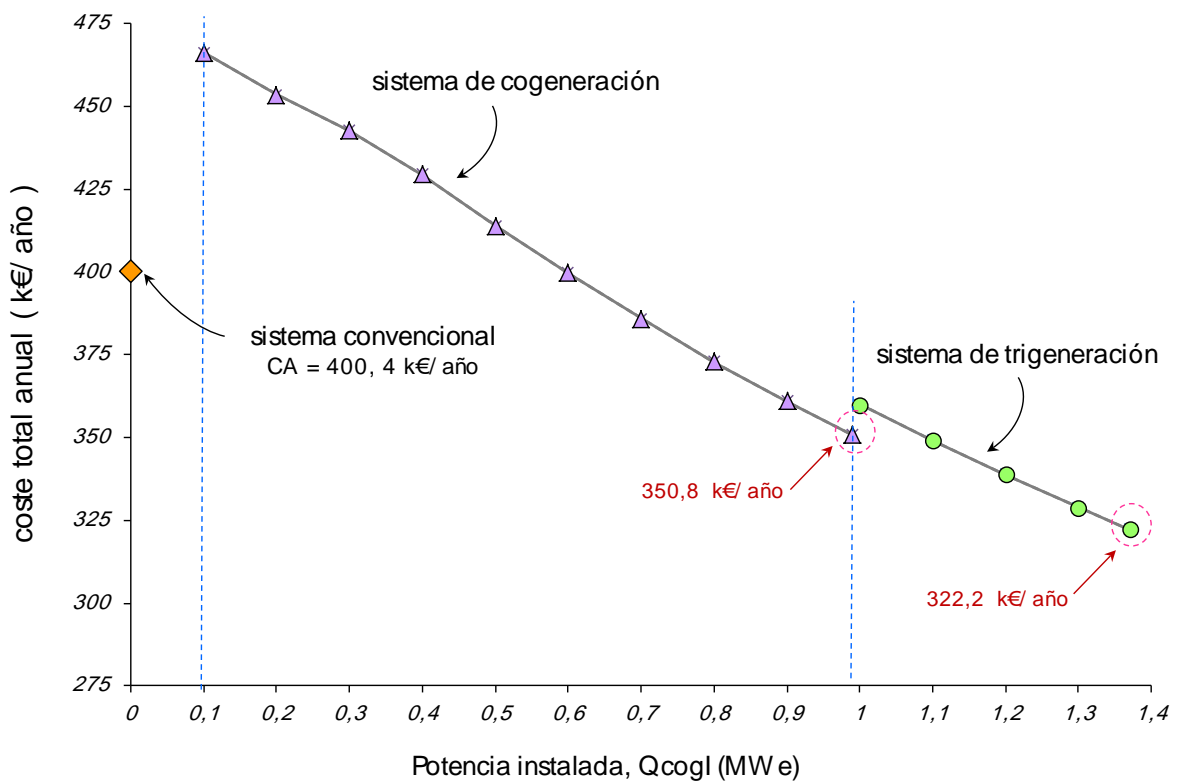


Fig. 2.37: Efecto de la potencia instalada total de los motores (W_{cogI}) sobre el coste total anual.

De los resultados expuestos se concluye que es beneficioso instalar sistemas de cogeneración con motores de gas cuya capacidad instalada no supere los 1000 kW. La incorporación de enfriadoras de absorción supone un mayor consumo de calor cogenerado; en consecuencia, la potencia instalada de los motores de gas puede incrementarse hasta 1400 kW.

Si las condiciones financieras exigieran un factor de amortización de capital $fa = 0,40 \text{ año}^{-1}$ (criterio de diseño conservador) en lugar de $fa = 0,25 \text{ año}^{-1}$ (el caso que se acaba de estudiar), los resultados del programa de optimización señalan a una instalación convencional (con calderas de gas y enfriadoras mecánicas) como la más adecuada.

Por el contrario, disminuyendo el factor de amortización de capital hasta $fa = 0,15 \text{ año}^{-1}$, los resultados de la optimización justifican la utilización de una mayor capacidad instalada en motores de gas y enfriadoras de absorción. Véanse los resultados óptimos comparados en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5: Potencia a instalar y coste anual en función de fa .

fa [año ⁻¹]	Motor [kW]	Enfriadora de absorción [kW]	Coste anual [k€/año]
0,15	1750	564	178 ⁷
0,25	1370	441	323
0,40	0	0	436

Diseño óptimo

Para continuar suponemos que las condiciones financieras más realistas corresponden a un factor de amortización anual $fa = 0,25 \text{ año}^{-1}$ y por lo tanto la capacidad a instalar de las diferentes tecnologías viene dada en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6: Potencia a instalar de las diferentes tecnologías con $fa = 0,25 \text{ año}^{-1}$.

Módulos de cogeneración	Calderas	Enfriadoras de absorción	Enfriadoras mecánicas
$W_{cogI} = 1370 \text{ kW}$	$Q_{auxI} = 2021 \text{ kW}$	$Q_{RabsI} = 441 \text{ kW}$	$Q_{RmI} = 1340 \text{ kW}$

Selección de equipos

A continuación se presentan los equipos seleccionados para el diseño del sistema energético del hospital, cuya configuración se muestra en la Fig. 2.38.

⁷ Realmente en este caso la configuración óptima incluye una bomba de calor que aprovecha el calor del aceite acumulado por el día para atender las demandas de calor por la noche. Esta posibilidad no se ha representado en la Fig. 2.36 para no complicar la explicación.

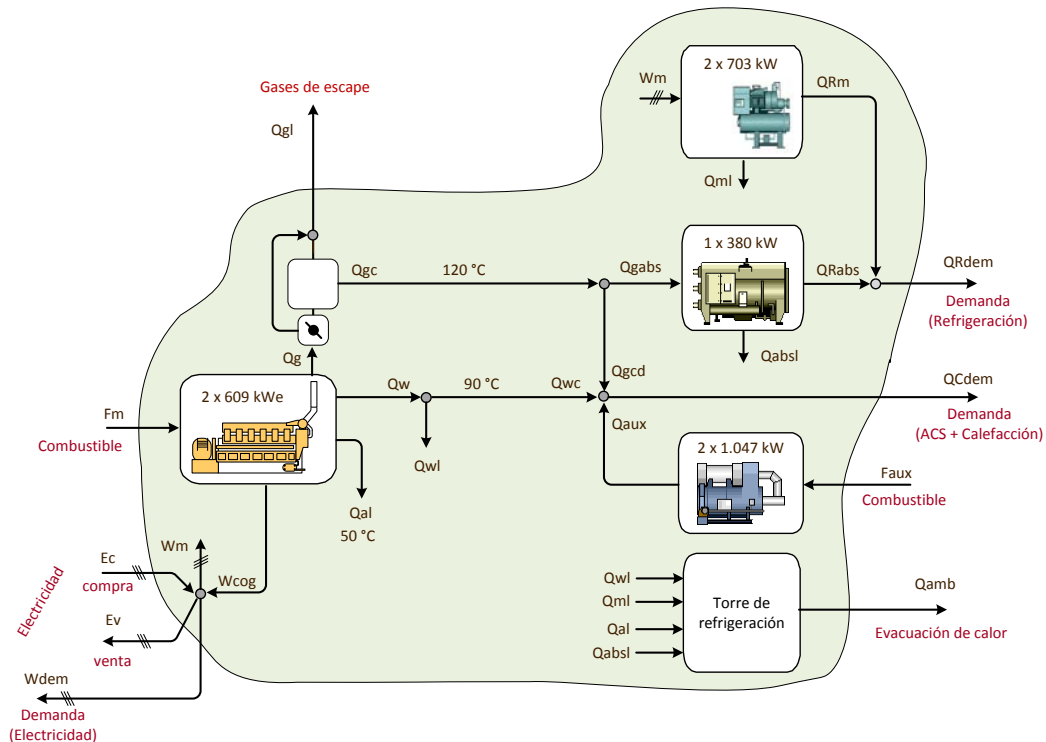


Fig. 2.38: Equipos seleccionados para el sistema energético del hospital.

Empezamos por los motores. Se instalarán dos motores iguales (por razones de confiabilidad en el suministro de electricidad y para facilitar el mantenimiento) con una potencia total cercana a la capacidad calculada (1370 kW). Se eligen

2 motores GUASCOR Modelo SFGLD-360 de $W_{nom} = 609$ kW ($W_{cogI} = 1218$ kW)

Seguimos con las calderas de agua caliente. Se alcanza la potencia instalada más próxima a la calculada con dos calderas iguales (se prefiere a la solución con una sola caldera, a costa de un mayor coste de capital). Se seleccionan

2 calderas THERMITAL Modelo THE/Q-1140 de $Q_{nom} = 1047$ kW ($Q_{auxI} = 2094$ kW)

Se selecciona una sola máquina de refrigeración por absorción porque la potencia a instalar es pequeña y las enfriadoras mecánicas pueden funcionar como equipos de respaldo

1 enfriadora de absorción CARRIER Modelo 16-JB-10 $Q_{Rabsnom} = 380$ kW ($Q_{RabsI} = 380$ kW)

Se seleccionan dos máquinas de refrigeración mecánica

2 enfriadoras mecánicas TRANE Modelo RTHC-200 de $Q_{Rmnom} = 703$ kW ($Q_{RmI} = 1406$ kW)

Se ha comprobado que estos equipos dan lugar a una instalación capaz de atender las necesidades energéticas del hospital en cualquier hora del año y que no existen configuraciones que conteniendo el mismo número de equipos (con otros modelos de mayor o menor tamaño) produzcan mejores resultados.

Optimización de la operación

Una vez determinada por completo la configuración de la planta (tecnologías presentes, equipos seleccionados, número de equipos instalados) se ha desarrollado un programa de *PNLE* que describe la operación de los mismos con gran detalle para optimizar la operación. En este programa la capacidad máxima de los equipos y sus prestaciones a carga parcial se hacen depender de las condiciones de operación (temperatura ambiente, presión atmosférica y factor de carga) de modo que la solución es bastante realista.

Para describir la producción de los motores de gas operando a plena carga y sujetos a la variación de las condiciones ambientales se emplea la siguiente expresión matemática:

$$\frac{Wd}{Wnom} = 1 - 0,00200 \cdot (T - Tnom) + 0,623 \cdot (P - Pnom) \quad (2.21)$$

donde Wd es la potencia eléctrica que produce el motor de gas cuando trabaja a plena carga (a temperatura ambiente T y presión ambiental P) y $Wnom$ es la potencia eléctrica que produce el motor de gas en condiciones nominales ($Tnom = 25^{\circ}C$, $Pnom = 0,9595$ bar).

Para representar la producción de frío y el *COP* de las enfriadoras mecánicas operando a plena carga y sujetas a la variación de las condiciones ambientales se utilizan las siguientes expresiones:

$$\frac{QRmd}{QRmnom} = 1 - 0,00989 \cdot (Tce - Tcenom) + 0,0319 \cdot (Tsv - Tsvnom) \quad (2.22)$$

$$\frac{COPrmd}{COPrnom} = 1 - 0,0294 \cdot (Tce - Tcenom) + 0,0251 \cdot (Tsv - Tsvnom) \quad (2.23)$$

donde Tce es la temperatura del agua de refrigeración a la entrada del condensador (en condiciones nominales $Tcenom = 29,44^{\circ}C$) y Tsv es la temperatura del agua fría a salida del evaporador (en condiciones nominales $Tsvnom = 6,67^{\circ}C$).

La producción de frío $QRabs$ y la presión de vapor equivalente de la fuente de calor p_v de la enfriadora de absorción cuando opera a plena carga y sujeta a la variación de las condiciones ambientales se calculan con las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \frac{QRabsd}{QRabsnom} = & 1 + 0,00263 \cdot (Pv - Pvnom) - 0,0000162 \cdot (Pv - Pvnom)^2 - 0,0487 \cdot (Tce - Tcenom) \\ & - 0,000863 \cdot (Tce - Tcenom)^2 + 0,0473 \cdot (Tsv - Tsvnom) - 0,000769 \cdot (Tsv - Tsvnom)^2 \\ & - 0,000157 \cdot (Pv - Pvnom) \cdot (Tce - Tcenom) + 0,000135 \cdot (Pv - Pvnom) \cdot (Tsv - Tsvnom) \\ & - 0,000606 \cdot (Tce - Tcenom) \cdot (Tsv - Tsvnom) \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned}
P_v = & 899,37 - 28,507 \cdot T_{ae} + 0,288 \cdot (T_{ae})^2 - 0,000812 \cdot (T_{ae})^3 - 4,177 T_{ae} + 0,386 \cdot (\Delta T_a)^2 \\
& + 0,000334 \cdot (\Delta T_a)^3 + 0,0620 \cdot T_{ae} \cdot \Delta T_a - 0,00725 \cdot T_{ae} \cdot (\Delta T_a)^2 \\
& + 0,000106 \cdot (T_{ae})^2 \Delta T_a + 0,0000365 \cdot T_{ae} \cdot (\Delta T_a)^2
\end{aligned} \quad (2.25)$$

donde T_{ae} es la temperatura del agua caliente que acciona la máquina de absorción (en condiciones nominales $T_{aenom} = 120^\circ\text{C}$), T_{ce} y T_{sv} tienen el mismo significado que para las enfriadoras mecánicas, ΔT_a es el salto de temperatura del agua caliente a su paso por la máquina ($\Delta T_a = T_{as} - T_{ae} = -5^\circ\text{C}$), y P_v es la presión de vapor equivalente de la fuente de calor (en condiciones nominales $P_{vnom} = 184,04$ kPa).

Solo queda añadir al modelo las expresiones que determinan los parámetros de eficiencia de los equipos cuando trabajan a carga parcial, que son las siguientes:

- Calderas de gas natural

$$\frac{\eta}{\eta_{nom}} = 1 - 0,0495 \cdot \left(\frac{Q_{aux}}{Q_{auxnom}} - 1 \right) - 0,1800 \cdot \left(\frac{Q_{aux}}{Q_{auxnom}} - 1 \right)^2 \quad (2.26)$$

- Enfriadoras mecánicas

$$\frac{CO_{Prm}}{CO_{Prmd}} = 1 - 0,253 \cdot \left(\frac{QR_m}{QR_{md}} - 1 \right) - 0,423 \cdot \left(\frac{QR_m}{QR_{md}} - 1 \right)^2 \quad (2.27)$$

- Enfriadoras de absorción

$$\frac{COP_{abs}}{COP_{absd}} = 1 - 0,374 \cdot \left(\frac{QR_{abs}}{QR_{absd}} - 1 \right) - 1,212 \cdot \left(\frac{QR_{abs}}{QR_{absd}} - 1 \right)^2 - 3,644 \cdot \left(\frac{QR_{abs}}{QR_{absd}} - 1 \right)^3 - 3,634 \cdot \left(\frac{QR_{abs}}{QR_{absd}} - 1 \right)^4 \quad (2.28)$$

Recuérdese que la consigna de operación para los motores es que trabajen a plena carga durante el día y estén parados por la noche por lo que no es necesario incorporar al modelo su comportamiento a carga parcial.

La Tabla 2.7 muestra los resultados de la operación óptima de los equipos de la instalación de trigeneración del hospital para un día tipo del mes de Julio (máxima demanda de frío y demanda nula de calefacción). Los motores operan a plena carga en las horas punta (día: 8 a 24 h) para vender la electricidad excedente y están parados en las horas valle (noche: 0 a 8 h). Por la noche, la demanda de ACS se atiende con una sola caldera, y la demanda de refrigeración se atiende con una enfriadora mecánica (es más económico, véase la Fig. 2.39). Durante el día una parte del calor de refrigeración de las camisas de agua de los motores es suficiente para atender las necesidades de ACS por lo que la caldera se para. Toda la energía recuperable de los gases se utiliza para accionar la enfriadora de absorción, que trabaja al límite de su capacidad. La demanda de frío no cubierta por ésta se atiende con las enfriadoras mecánicas.

Tabla 2.7. Operación óptima un día laborable del mes de Julio

Hora	Temp.	Demanda			Motores (1+2)			Cald. (1+2)	Enfriadora Absorción (1)		Enfriadora Mecánica (1)		Enfriadora Mecánica (2)	
	°C	ACS	Frío	Elect.	W	Qgases	Qagua	Qc	Qc	Qf	W	Qf	W	Qf
0-1	20.7	80	404	312	0	0	0	80	0	0	92	404	0	0
1-2	20.0	65	390	299	0	0	0	65	0	0	89	390	0	0
2-3	19.4	62	390	291	0	0	0	62	0	0	89	390	0	0
3-4	18.8	59	390	282	0	0	0	59	0	0	89	390	0	0
4-5	18.3	86	390	282	0	0	0	86	0	0	89	390	0	0
5-6	18.2	112	390	282	0	0	0	112	0	0	89	390	0	0
6-7	18.9	152	486	289	0	0	0	152	0	0	110	486	0	0
7-8	20.5	191	581	296	0	0	0	191	0	0	132	581	0	0
8-9	22.7	236	793	403	1244	567	236	0	567	399	90	394	0	0
9-10	25.2	281	1005	509	1238	564	281	0	564	398	138	607	0	0
10-11	27.5	247	1165	519	1232	562	247	0	562	396	88	384	88	384
11-12	29.2	212	1325	529	1228	560	212	0	560	395	105	465	105	465
12-13	30.5	185	1553	514	1224	558	185	0	558	394	132	579	132	579
13-14	31.4	158	1781	500	1222	557	158	0	557	394	162	694	162	694
14-15	31.8	150	1726	466	1222	556	150	0	556	393	154	666	154	666
15-16	31.5	141	1671	432	1222	557	141	0	557	394	147	639	147	639
16-17	30.6	153	1379	420	1224	558	153	0	558	394	111	492	111	492
17-18	29.0	164	1087	409	1228	560	164	0	560	395	79	346	79	346
18-19	27.2	158	830	417	1232	562	158	0	562	396	98	434	0	0
19-20	25.5	151	574	424	1236	564	151	0	564	397	43	176	0	0
20-21	24.4	117	524	422	1240	565	117	0	565	398	32	125	0	0
21-22	23.2	83	472	419	1242	566	83	0	566	399	19	73	0	0
22-23	22.3	89	445	372	1244	567	89	0	567	399	12	46	0	0
23-24	21.5	94	419	324	1248	569	94	0	569	400	5	18	0	0

Nota: Todas las potencias se expresan en kW.

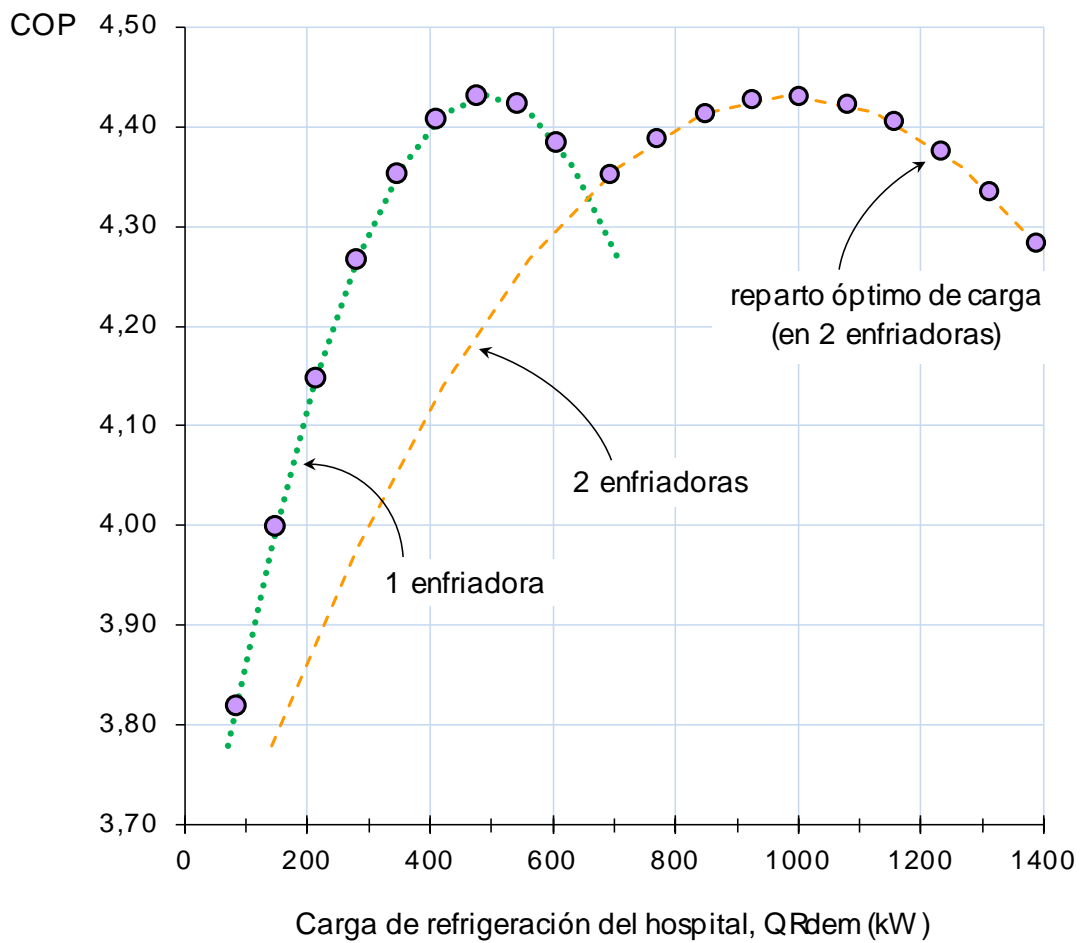


Fig. 2.39. Reparto óptimo de la carga de refrigeración entre las dos enfriadoras mecánicas iguales

El reparto óptimo de cargas entre las dos enfriadoras mecánicas se establece de modo que si la carga total supera los 700 kW (aproximadamente el 50% de la capacidad de un solo equipo) se reparte a partes iguales entre los dos equipos, y en caso contrario solo funciona una de ellas, como puede verse en la Fig. 2.39.

3 Integración térmica

3.1 Introducción

3.2 Motores de gas

3.3 Fuentes de calor en los motores de gas

3.4 Recuperación de calor de los motores de gas

3.5 Aplicaciones del calor recuperado en los motores de gas

3.6 Máxima recuperación de calor

3.7 Caso práctico

3.1 INTRODUCCIÓN

Los motores térmicos transforman el calor extraído Q de una fuente energética (a temperatura caliente T) en trabajo W_{neto} aprovechando la diferencia de temperaturas entre la fuente y el sumidero (a temperatura ambiente T_0), según muestra la Fig. 3.1(a). Sin embargo, según establece la Segunda Ley de la Termodinámica, es imposible que un motor térmico convierta todo el calor en trabajo, debiendo evacuarse hacia el sumidero el calor residual Q_1 (a temperatura T_1). Siendo $T_1 > T_0$, resulta factible acoplar un sistema de recuperación de calor, como en la Fig. 3-1(b), para convertir parte del calor residual del motor en calor útil Q_{rec} .

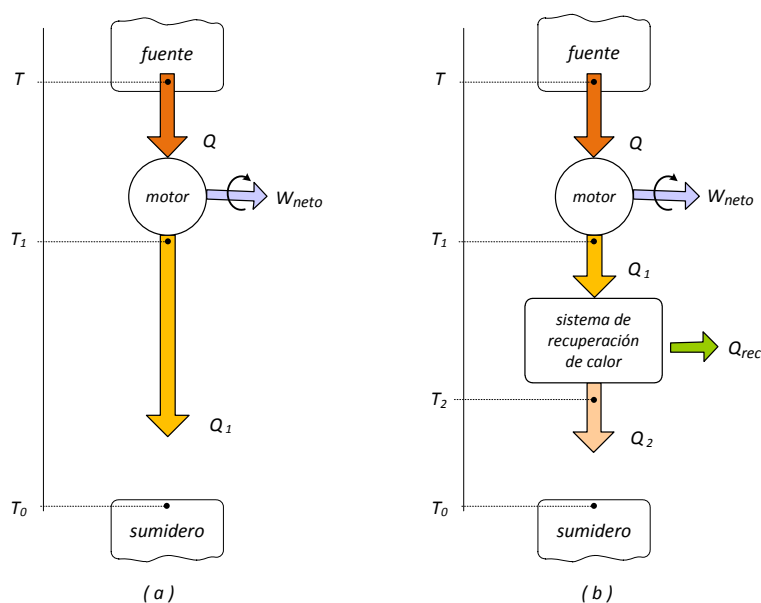


Fig. 3.1: Producción de un motor térmico (a) sin recuperación de calor (b) con recuperación de calor.

En este capítulo, el calor residual del motor térmico toma el estatus de *oferta de calor* si existe una demanda de energía térmica capaz de aprovecharlo. Por tanto, en las instalaciones de cogeneración, el rendimiento está limitado por la cantidad del calor recuperable, pero también por las condiciones térmicas exigidas por la *demanda de calor*. En particular, el diseño del sistema de recuperación de calor de los motores de gas es una tarea compleja, ya que la oferta presenta características que dificultan su recuperación: (i) se encuentra disponible en varias fuentes (agua de refrigeración de las camisas, aceite lubricante, aire comprimido de sobre-alimentación y gases de escape), y (ii) cada fuente de calor tiene su propio nivel térmico.

En este capítulo se desarrolla una metodología de diseño de sistemas de máxima recuperación de calor útil a partir de la oferta de calor de los motores de gas. El calor recuperado sirve para atender la demanda de servicios energéticos (ACS, calefacción y refrigeración) de los edificios del sector terciario, como bloques de viviendas, hoteles, hospitales, etc. La metodología desarrollada contempla (i) la evaluación de las fuentes de calor del motor de gas, y (ii) la elaboración de un procedimiento específico de integración térmica.

3.2 MOTORES DE GAS

Los motores de gas representan una tecnología madura y probada, estando presentes en la mayoría de instalaciones de cogeneración para edificios. Comercialmente están disponibles en tamaños desde 1 kW hasta 18 MW (Motores de gas, 2012).

En los motores de gas al igual que en otros *MACI*, el conjunto cilindro-pistón y el mecanismo biela-manivela constituyen los componentes esenciales. A diferencia de los motores Diesel (donde la mezcla de aire y combustible líquido pulverizado se comprime hasta alcanzar la temperatura de autoignición), los motores de gas necesitan de un sistema de ignición (p.e. bujías) para iniciar el proceso de combustión de la mezcla aire-combustible. El volumen de gases producto de la combustión ingresa al cilindro e impacta sobre el pistón, expandiéndose y empujando el pistón a lo largo de la longitud del cilindro, transfiriendo así la energía de la expansión de los gases al eje del motor a través del mecanismo biela-manivela que está conectado al pistón. Según el tipo de aplicación (transporte marino, transporte terrestre, generación eléctrica, etc.), los motores de gas trabajan empleando ciclos de 2 ó 4 tiempos. En aplicaciones de cogeneración, los motores de gas empleados son de 4 tiempos. La magnitud de la potencia mecánica transmitida al eje del motor aumenta con el caudal másico de los gases de combustión; por esta razón los fabricantes de motores incorporan turbocompresores (accionados con los gases exhaustados) en el sistema de admisión, para suministrar más caudal másico de aire (comprimido) para el mismo volumen de mezcla.

Los fabricantes de motores de gas inicialmente diseñaron sus equipos comerciales para trabajar con el ciclo Otto, aunque en los últimos años han introducido modificaciones adaptando sus motores al ciclo Miller (Cho y Heb, 2007). Por ejemplo: (i) se emplean pistones con material de acero en lugar de aleaciones de aluminio, (ii) a la estructura de la máquina se incorpora un turboalimentador con alto ratio de compresión para aumentar la presión media efectiva del ciclo, y (iii) se optimiza la tarea de encendido con una válvula de regulación que mejora la combustión desplazando el límite de detonación de la mezcla (COSPP, 2009). Estas modificaciones han permitido mejorar el rendimiento eléctrico en varios puntos porcentuales. Mientras que en el año 2003 el mayor rendimiento eléctrico en base *pci* alcanzado por un motor de gas era del orden del 46% (motor de 8 MWe), en el año 2011 un motor de igual tamaño tiene un rendimiento eléctrico del 49% (véase la Fig. 3.2).

El motor de gas empleado como equipo motriz de una instalación de cogeneración para edificios, ofrece importantes ventajas: (i) un elevado rendimiento eléctrico a carga nominal (ver la Fig. 3.2), hasta 46-49% los de tamaño superior a 5 MWe; (ii) durante la operación a carga parcial el rendimiento eléctrico no desciende drásticamente (ver la Fig. 3.3); y (iii) mediante un adecuada red de intercambiadores de calor se puede recuperar gran parte de la energía térmica disponible en los gases de escape y en los circuitos de refrigeración del motor (turboalimentador, camisas de los cilindros y aceite lubricante) para atender demandas de calor de temperatura inferior a 100°C, que son las habituales en los edificios del sector residencial-comercial.

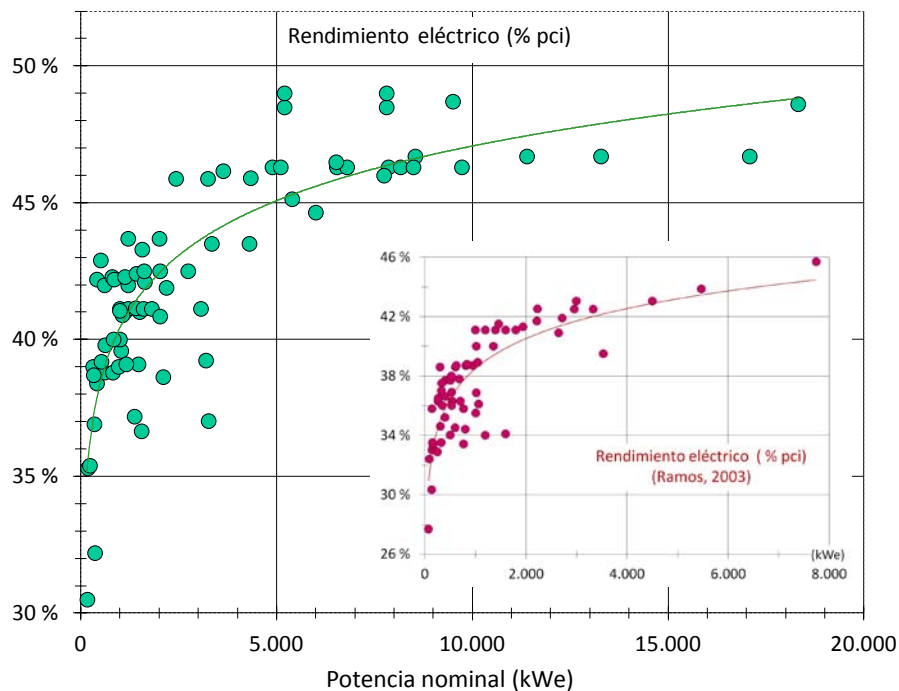


Fig. 3.2: Rendimiento eléctrico de los motores de gas.

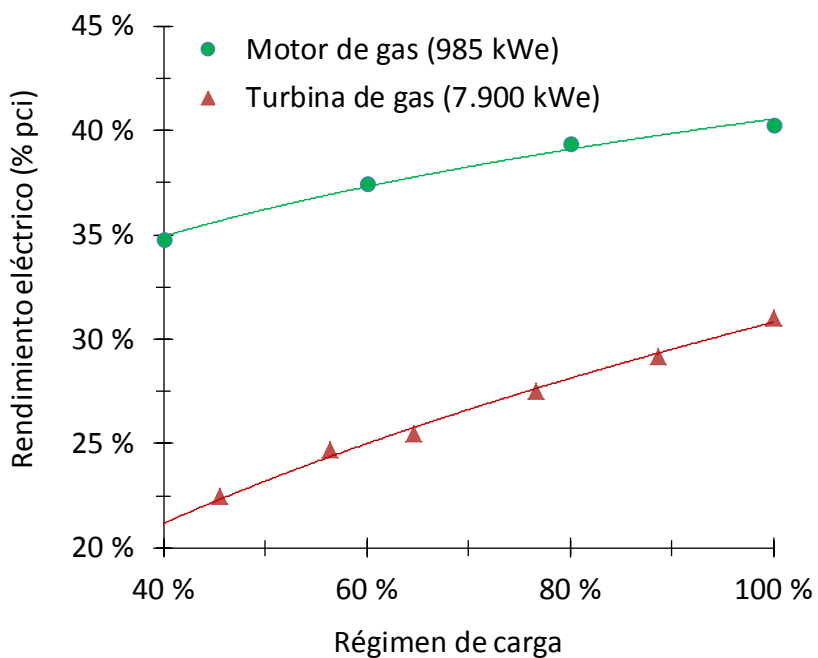


Fig. 3.3: Rendimiento eléctrico a carga parcial de un motor de gas y una turbina de gas.

3.3 FUENTES DE CALOR EN LOS MOTORES DE GAS

Dependiendo del tamaño del motor, y respecto al total de la energía aportada por la combustión del gas natural, un 30-49% se convierte en electricidad, un 20-30% se disipa en el sistema de refrigeración, y el resto se evacua con los gases de escape (Motores de gas, 2012).

En los *MACI*, la combustión de la mezcla puede alcanzar temperaturas cercanas a 2200°C (Heywood, 1988; Pulkrabek, 2004). Los materiales del motor no tolerarían este nivel de temperatura y fallarían rápidamente si no se dispone de un sistema para enfriarlos. La evacuación del calor es un aspecto crítico para evitar problemas de sobrecalentamiento al motor y al aceite lubricante. Por otro lado, para mejorar su rendimiento es necesario operar el motor a la mayor temperatura posible; es decir, un exceso de enfriamiento de los componentes del motor empeora sus prestaciones de potencia y eficiencia.

Para obtener las mejores prestaciones del motor, se deben seguir estrictamente las recomendaciones del fabricante: (i) refrigerar los pistones, válvulas y cabezales de los cilindros para reducir el riesgo a la detonación, (ii) controlar las temperaturas para que el aceite lubricante pueda conservar la capa protectora de las superficies de los cilindros, (iii) enfriar el aceite lubricante de trabajo para que mantenga su integridad y propiedades (p.e. viscosidad), y (iv) enfriar el aire de sobrealimentación para mejorar la combustión, disminuir el nivel de emisiones (p.e. NO_x) y aminorar el peligro de la detonación.

Los sistemas de refrigeración de los *MACI*, se dividen según el medio refrigerante en *sistemas enfriados por aire* (p.e. aerorefrigeradores) y *sistemas enfriados por líquido* (p.e. torres de refrigeración). La elección del medio refrigerante se supedita al tamaño y tipo de uso del motor, y a las características climáticas del emplazamiento. Dependiendo del tamaño del motor, en los circuitos de refrigeración se instalan aerorefrigeradores o torres de refrigeración, dependiendo la decisión, sobre todo, de criterios económicos.

Existe otro tipo de sistema de refrigeración, el *sistema de refrigeración de ebullición* (ASHRAE, 2008). Este tipo de sistema requiere modificaciones en las empaquetaduras y sellos para admitir la circulación de agua presurizada, y opera con temperaturas (en el circuito de refrigeración de las camisas) del orden de $120\text{-}130^{\circ}\text{C}$ (a 2 bar). Este sistema de refrigeración incorpora un tanque flash (a ~ 1 bar) para recibir el caudal de agua caliente procedente del motor, y provocar que una fracción de este flujo se transforme en vapor saturado debido al descenso brusco de presión. Estos sistemas son útiles en procesos térmicos industriales, calefacción de edificios, alimentación de enfriadoras de absorción, etc.

Asimismo, en los *MACI*, el calor no transformado en trabajo se disipa hacia el ambiente, vía el sistema de refrigeración (de camisas y aceite lubricante) y los gases de escape. La necesidad de refrigerar los distintos componentes de los *MACI* representa una oportunidad para valorizar el calor que se evacua.

En los motores de gas, el potencial de recuperación de calor está distribuido de forma desigual en cuatro fuentes de calor (ver la Fig. 3.4):

1. *Agua de refrigeración de camisas* (aporta el potencial Q_{ICW}); propiamente involucra al agua de refrigeración de las camisas y cabezales de los cilindros, pistones y culatas. El diferencial de temperatura (entrada \rightarrow salida) del agua de refrigeración es del orden de 8 a 11°C (WEF, 1984; Caterpillar, 2008). El diferencial de temperatura varía según el tipo de configuración del sistema de refrigeración (p.e., los motores con sistemas de refrigeración de ebullición operan de 105 a 120°C) o con la carga de operación del motor. En la Tabla 3.1 se muestran los valores representativos de la temperatura del agua de refrigeración de las camisas de los motores de gas.
2. *Aceite lubricante* (aporta el potencial Q_{OCW}), que también refrigera a los componentes por donde circula. La temperatura del aceite es un parámetro crítico, porque a altas temperaturas pierde sus propiedades de lubricación y arriesga la vida útil del motor. En el circuito de lubricación, la temperatura del aceite a la salida no debe exceder los 80°C (valor típico) con un máximo diferencial de temperatura (entrada \rightarrow salida) de 15°C (WEF, 1984). La Tabla 3.1 recoge los valores de operación de la temperatura del aceite en el circuito de lubricación.
3. *Aire comprimido de sobrealimentación* (aporta el potencial Q_{AC}). Al finalizar el proceso de compresión, el aire de sobrealimentación alcanza temperaturas del orden de 150 a 200°C, siendo conveniente su enfriamiento para: (i) aumentar su densidad y en consecuencia incrementar la potencia mecánica del motor; (ii) disminuir el nivel de emisiones de NO_x; y (iii) reducir el riesgo de estrés térmico de los componentes con los que entra en contacto (Hiereth y Prenninger, 2003). Actualmente, la mayor parte de los motores sobrealimentados tienen un sistema de refrigeración del aire de sobrealimentación dividido en dos etapas: (a) *etapa de alta temperatura* (intercooler de alta temperatura, *IHT*), donde el aire se enfría hasta una temperatura intermedia y a la par se facilita la recuperación de calor a alta temperatura; y (b) *etapa de baja temperatura* (intercooler de baja temperatura, *ILT*), para acondicionar la temperatura del aire sobrealimentado a los requerimientos de la combustión.
4. *Gases de escape* (aporta el potencial Q_G). Esta fuente de calor tiene la mayor calidad térmica, del orden de 370 a 450°C. El aprovechamiento del potencial de recuperación de calor de los gases de escape de los motores de gas radica en su enfriamiento, usualmente hasta 120°C (según la sugerencia de los fabricantes), y en otros casos hasta 100°C (para recuperar más calor sin llegar a generar condensados de naturaleza ácida).

Tabla 3.1: Temperatura de las fuentes de calor de los motores de gas.

Fuente de calor	t_{sal} (° C)	t_{ent} (° C)	Δt^* (° C)
Agua de refrigeración de camisas	80 - 99	73 - 87	8 - 11
Aceite lubricante	70 - 80	55 - 65	10 - 15
Aire comprimido de sobrealimentación	150 - 200	40 - 50	---
Gases de escape	370 - 450	---	---

* rango de enfriamiento de la fuente de calor sugerido por el fabricante.

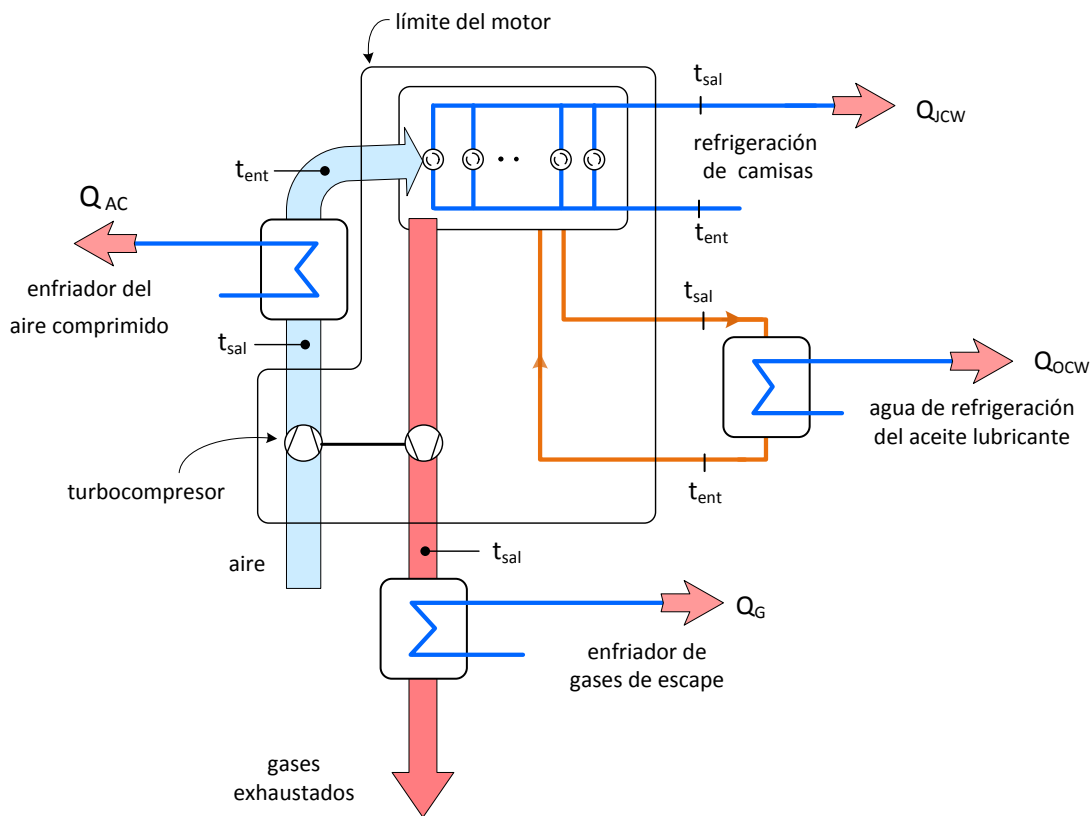


Fig. 3.4: Fuentes de calor en los MACI sobrealimentados.

3.4 RECUPERACIÓN DE CALOR DE LOS MOTORES DE GAS

El diseño de sistemas de recuperación de calor de los motores de gas representa un problema complejo, porque: (i) la oferta está dispersa en distintas fuentes de calor, y (ii) cada fuente tiene su propio nivel de temperatura.

Es escasa la información técnica de calidad sobre los balances energéticos y temperaturas de entrada y salida de los distintos circuitos de refrigeración de los motores de gas. Además, una parte importante de la información disponible es el resultado de un tratamiento inadecuado de los datos originales. Lógicamente, el uso de esta información en la evaluación del potencial de recuperación de calor de los motores de gas podría producir resultados incorrectos e incluso ilógicos desde un punto de vista termodinámico.

Tabla 3.2: Características técnicas de algunos motores de gas.

Fabricante		Guascor	Guascor	Jenbacher	MWM	Rolls-Royce	Wartsila	Wartsila
Modelo		SFGLD180	SFGLD360	J320GS	TCG2020V20	40V12AG	20V34SG	18V50SG
Potencia nominal	kWe	304	609	1.063	2.014	5.120	9.730	18.321
Potencia mecánica	kWm	315	630	1.095	2.070	5.250		
Combustible	kW-pci	778	1.570	2.605	4.705	11.010	21.025	37.716
Rendimiento eléctrico	%	39,0	38,8	40,8	42,8	46,5	46,3	48,6
Nº de cilindros		6	12	20	20	12	20	18
Cilindrada	litros	18,0	35,9	48,7	88,5			
Velocidad	rpm	1.500	1.500	1.500	1.500	750		
Presión media efectiva	bar	14,0	14,0	18,0	18,7			
Relación de compresión		11,8:1	11,8:1	18,0:1	13,5:1			
NOx	mg/Nm ³	500	500	500	500	500	190	190

Fuentes de calor								
Gases de escape	kg/h	1.638	3.307	5.675	10.600	28.300	55.800	11.1600
	°C	372	370	427	430	415	390	375
Aire comprimido (Q _{AIR})	kWq						2.567	
	°C						180 => 45	
Intercooler LT (Q _{ILT})	kWq			65	186	455	938	804
	°C				38 => 42	43 => 50	36 => 41	36 => 43
Intercooler HT (Q _{IHT})	kWq			196		565	1629	2886
	°C					75 => 84	87 => 96	83 => 92
Oil (Q _{OIL})	kWq					595	1.184	1.544
	°C					75 => 60	80 => 63	74 => 63
Oil cooler water (Q _{OCW})	kWq			118		595	1.184	1.544
	°C					55 => 70	41 => 48	46 => 49
Jacket cooler water (Q _{JCW})	kWq			352		730	1.549	2.129
	°C						79 => 87	78 => 83

Circuitos de recuperación de calor								
Circuito gases (Q _G)	kWq	132	264	542	1.013	2.810	5.100	9.675
	°C	372 => 120	370 => 120	427 => 120	430 => 120	415 => 100	390 => 100	375 => 100
Circuito alta (Q _{HT})	Q _{JWC}		Q _{IHT} +Q _{JWC}	Q _{IHT} +Q _{OCW} +Q _{JWC}	Q _{IHT} +Q _{OCW} +Q _{JWC}	Q _{IHT} +Q _{JWC}	Q _{JWC} +Q _{IHT}	Q _{JWC} +Q _{IHT}
	kWq	191	449	666	1.011	1.295	3.178	5.733
	°C	85 => 90	85 => 90	70 => 90	92 => 80	70 => 85	79 => 96	78 => 92
Circuito baja (Q _{LT})	Q _{ILT} +Q _{OIL}	Q _{ILT} +Q _{OIL}	Q _{ILT} +Q _{OIL}			Q _{OIL}	Q _{ILT} +Q _{OIL}	Q _{ILT} +Q _{OIL}
	kWq	74	99			595	2122	2962
	°C	55 => 60	55 => 60			55 => 70	36 => 48	36 => 49
Calor útil (Q _{COG})	kWq	397	812	1.208	2.024	5.155	10.400	18.370
Rendimiento térmico	%	51,0	51,7	46,4	43,0	46,8	49,5	48,7
Rendimiento energético	%	90,1	90,5	87,2	85,8	93,3	95,8	97,3

En el intento de presentar adecuadamente la información de los motores de gas para el cálculo de sistemas de recuperación de calor, se preparó la Tabla 3.2, donde se recogen de forma incompleta - por la escasez de información - los datos de siete motores de gas de diferentes fabricantes en el rango de 0,3 a 18 MWe.

Algunos fabricantes de motores sugieren esquemas de recuperación de calor para sus equipos. A continuación se muestran dos ejemplos.

La Fig. 3.5 muestra un esquema de recuperación de calor de un nivel térmico para calentar agua desde 75°C hasta 90°C (hasta un máximo de 105°C). La red de intercambiadores recupera el calor de todas las fuentes, excepto del enfriador de baja temperatura (ACLT) del aire comprimido de sobrealimentación, cuyo calor residual se evacua a través de un radiador.

Las Figs. 3.6, 3.7 y 3.8 muestran esquemas opcionales de recuperación de calor, excluyendo el correspondiente a los gases de escape. Dependiendo de las aplicaciones, se puede recuperar calor a dos niveles de temperatura (véanse las Figs. 3.6 y 3.7) o a tres niveles de temperatura (véase la Fig. 3.8).

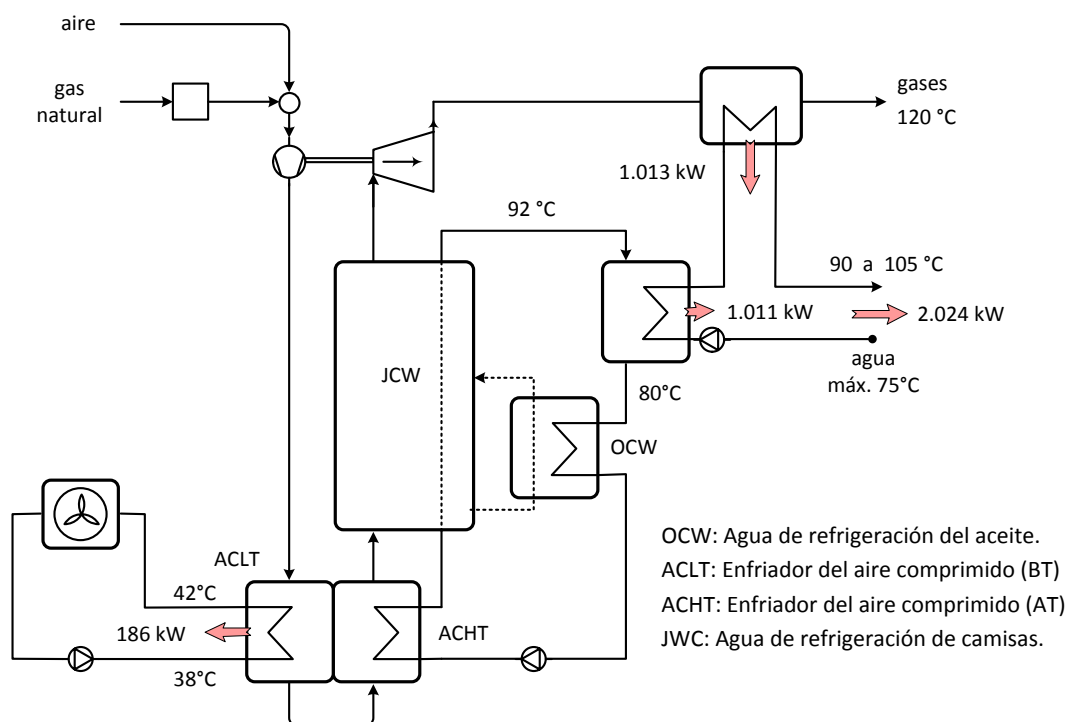
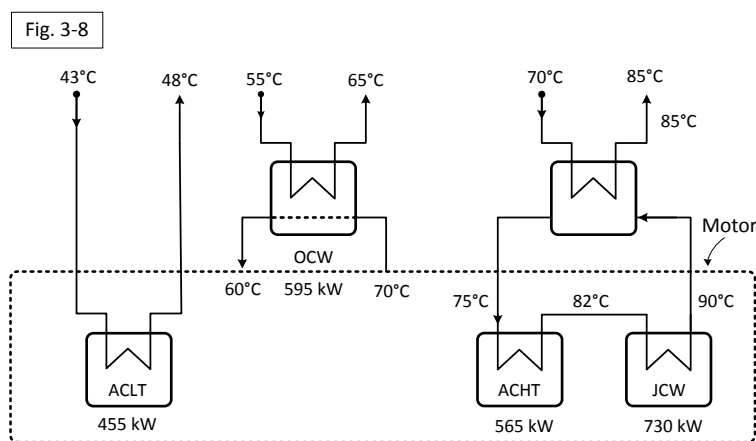
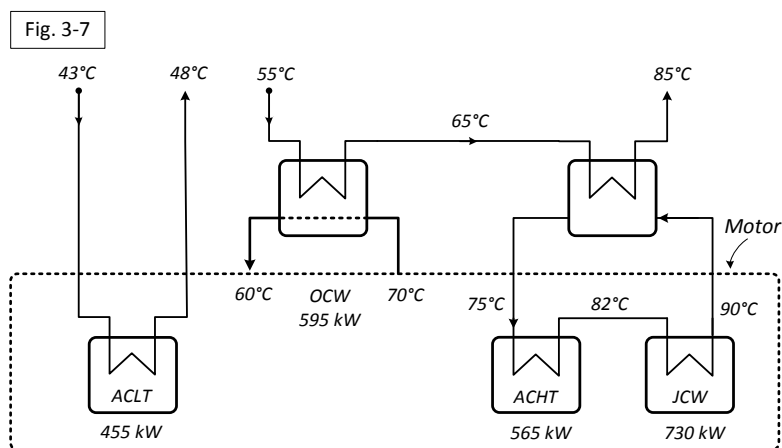
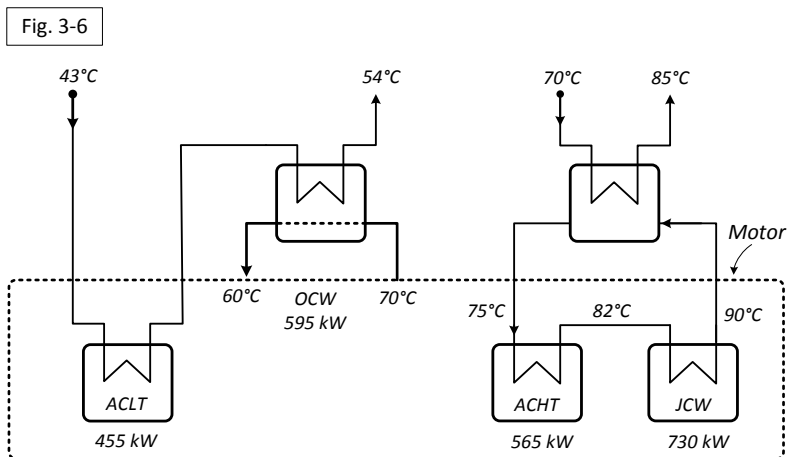


Fig. 3.5. Esquema de recuperación de calor para el motor de gas TCG2020V20.
 Elaborado a partir de información de la Tabla 3.2 (MWM, 2009).



Leyenda:

- OCW: Agua de refrigeración del aceite lubricante
- ACLT: Enfriador del aire comprimido (baja temperatura)
- ACHT: Enfriador del aire comprimido (alta temperatura)
- JCW: Agua de refrigeración de camisas de los cilindros

Figs. 3.6, 3.7 y 3.8: Esquemas de recuperación de calor para un motor de gas, modelo 40V12-AG. Elaborado a partir de información de la Tabla 3.2 (Rolls-Royce, 2009).

3.5 APLICACIONES DEL CALOR RECUPERADO EN LOS MOTORES DE GAS

El bajo nivel de temperatura (inferior a 100°C) que caracteriza a la demanda de calor de los edificios (hospitales, hoteles, viviendas, centros comerciales, etc.) favorece la utilización (directa o indirecta) del calor ofertado por los motores de gas durante el proceso de producción de electricidad.

La Tabla 3.3 recoge una lista de aplicaciones en el sector residencial - comercial para el calor recuperado de los motores de gas.

Tabla 3.3: Aplicaciones de la recuperación de calor.

Aplicación	Fuente de calor	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Comentarios
Producción de agua caliente			
ACS	agua caliente	50 - 70	IDAE (2010a)
Calefacción por suelo radiante	agua caliente	30 - 40	Fenercom (2009)
Calefacción central (con radiadores)	agua caliente	70 - 90	IDAE (2010b)
Calefacción urbana (con radiadores o fan-coils)	agua caliente	70 - 120	IEA-DHC (1999)
Piscinas	agua caliente	35 - 45	IDAE (2010b)
Producción de agua fría ($6-8^{\circ}\text{C}$) con enfriadoras de absorción			
Simple efecto COP = 0,40 - 0,79	agua caliente	70 - 140	Broad Air Co. (2011) Carrier (2011)
	vapor saturado	110 - 120	Thermax (2011) Trane (2011)
	gases de escape	260 - 360	World Energy (2011) Yazaki (2011)
Simple efecto y doble lift COP = 0,55 - 0,72	agua caliente	75 - 105	World Energy (2011)
Doble efecto COP = 1,10 - 1,45	agua caliente	165 - 180	Broad Air Co. (2011) Carrier (2011)
	vapor saturado	160 - 180	Thermax (2011) Trane (2011)
	gases de escape	400 - 500	World Energy (2011) Yazaki (2011)
Triple efecto COP = 1,36 - 1,88	vapor saturado	175 - 250	Gas Chill -Kawasaki (2007) Pietruschka et al. (2010)

La utilización directa de la oferta de calor de los motores de gas resulta difícil, porque: (i) la oferta está repartida en varias fuentes (gases de escape, agua de refrigeración de camisas, aceite lubricante y aire sobrealimentado), y (ii) las fuentes de calor tienen temperaturas diferentes. Por otro lado, (iii) las demandas de servicios energéticos en el sector residencial-

comercial son variadas, y (iv) se presentan en varios niveles térmicos. Para salvar estas dificultades sirven las tres técnicas (de integración térmica) siguientes:

- a) Utilizar *equipos de intercambio de calor*, para acondicionar la oferta de calor del motor a la temperatura de los servicios energéticos demandados por el usuario. Por ejemplo, se puede instalar una red de intercambiadores para recuperar el calor de los gases de escape y de las camisas del motor de gas en forma de dos flujos de agua caliente, uno a 90°C que sirva para atender la demanda de calefacción y otro para preparar ACS a 60°C (véase la Fig. 3.9).

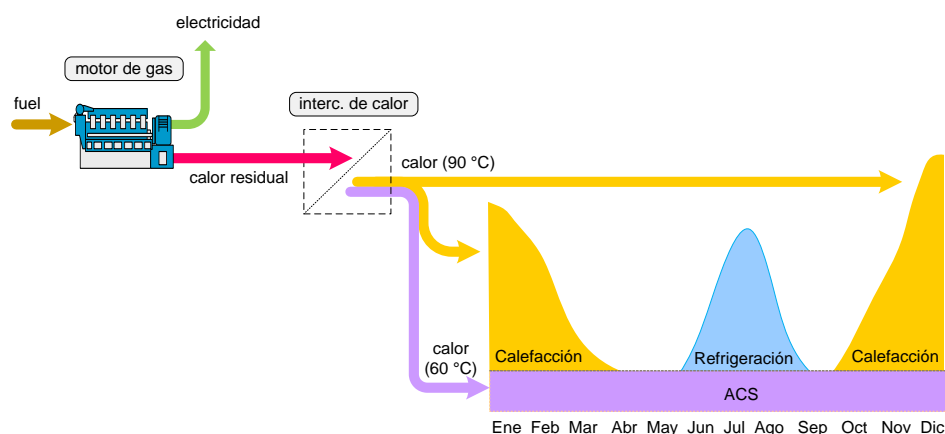


Fig. 3.9: Aprovechamiento de la oferta de calor del motor con intercambiadores de calor.

- b) Utilizar *equipos de transformación térmica* (p. e. enfriadoras de absorción o bombas de calor) para adecuar la temperatura de la oferta de calor a la demanda térmica del usuario. En algunos casos se utilizan directamente los gases de escape del motor para accionar enfriadoras de absorción. En otros casos se emplean intercambiadores de calor para adecuar la temperatura del calor ofertado (gases de escape y agua del sistema de refrigeración) a la requerida por la enfriadora de absorción. En una aplicación bastante común, el agua caliente a 90°C que en invierno sirve para la calefacción acciona una enfriadora de absorción de simple efecto en verano produciendo agua fría a 7°C (véase la Fig. 3.10).

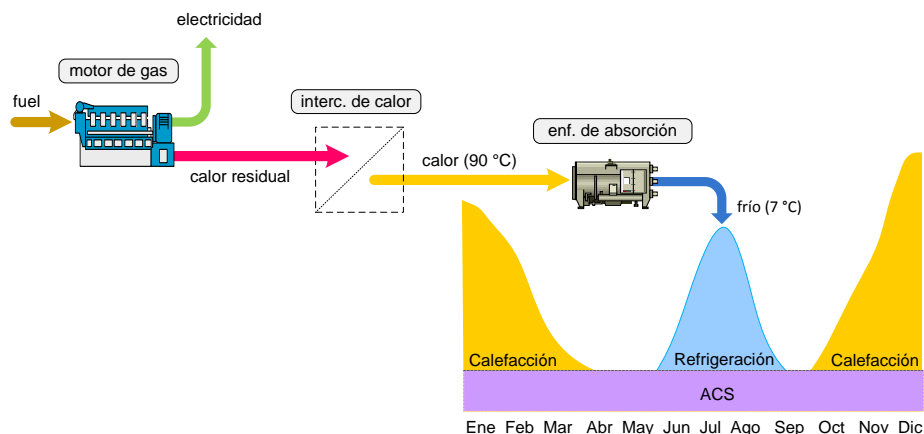


Fig. 3.10: La enfriadora de absorción como produce agua fría con el calor del motor.

- c) Incorporar equipos de *acumulación térmica* en el sistema energético, para desacoplar en el tiempo la producción (oferta) y el consumo (demanda) de calor. Por ejemplo, durante el verano, la incorporación de un tanque de acumulación de frío permite operar la máquina de absorción por la noche y atender la carga punta diurna con el frío acumulado (véase la Fig. 3.11). Como beneficio añadido se reduce el consumo de electricidad (en horas punta) dedicada al accionamiento de enfriadoras mecánicas y su potencia instalada.

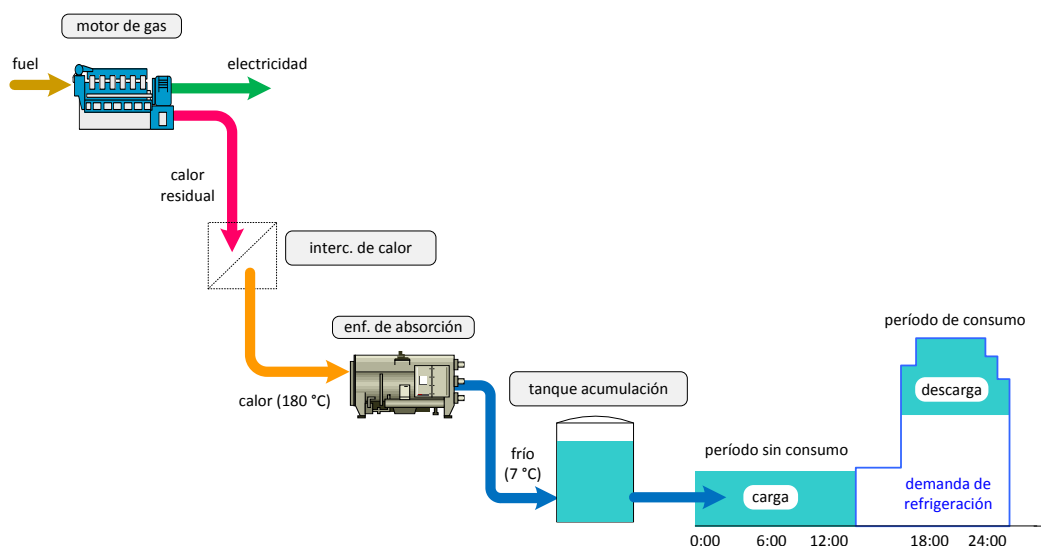


Fig. 3.11: Incorporación de depósitos de acumulación de agua fría.

La oferta de calor de un motor de gas está constituida por varias fuentes de recuperación de calor que tienen temperaturas diferentes. Por este motivo, la magnitud del calor recuperable también depende del nivel de temperatura del calor demandado por el consumidor. Por ejemplo, supóngase que se dispone del motor de gas de 5120 kWe cuyos datos se muestran en la Fig. 3.12 (Rolls-Royce, 2008), y que se pretende aprovechar su calor residual en las situaciones siguientes:

- (1) Agua caliente a 40°C (Q_1) para suministrar calefacción con suelo radiante. El agua retorna a 25°C .
- (2) Agua caliente a 79°C (Q_2) para suministrar calefacción con radiadores de pared. El agua retorna a 60°C .
- (3) Agua caliente a 95°C (Q_3) para dos propósitos: (i) durante el invierno proporcionará energía a una red de calefacción de distrito, y (ii) durante el verano alimentará una enfriadora de absorción de simple efecto/doble lift ($COP = 0,635$) para suministrar agua fría a una red de refrigeración de distrito. En ambos casos el agua retorna a 55°C .
- (4) Vapor saturado a 120°C (Q_4) para accionar una enfriadora de absorción de simple efecto ($COP = 0,76$). Los condensados retornan a 95°C .
- (5) Vapor saturado a 180°C (Q_5) para accionar una enfriadora de absorción de doble efecto ($COP = 1,41$). Los condensados retornan a 95°C .

Un gráfico, como el de la Fig. 3.13, donde se confrontan los perfiles de temperatura de la oferta de calor (corrientes calientes) contra la demanda térmica (corrientes frías) ayuda a descartar o aceptar el emparejamiento de las corrientes - calientes y frías - que define el intercambio de calor para la producción de utilidades energéticas.

Para realizar los cálculos se adoptan las siguientes hipótesis:

- el esquema mostrado en la Fig. 3.12 indica la magnitud y temperatura de las fuentes de calor que constituyen la oferta.
- se impone una diferencia mínima de temperatura de 5°C en los intercambiadores, salvo para aquellos que recuperan calor de los gases para los que se impone 25°C .
- no hay pérdida de calor en los intercambiadores.
- el calor específico del agua y de los gases calientes se consideran constantes con valor $c_{pa} = 4,2 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ y $c_{pg} = 1,135 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, respectivamente.

A continuación vamos a calcular la máxima producción con aprovechamiento directo. Esto significa que el flujo total de la utilidad a producir puede bifurcarse y tomar calor en paralelo de varias fuentes, pero no en serie pasando primero por un intercambiador y luego por otro. Esto último implica una red de intercambiadores más compleja y eficiente que analizaremos más adelante.

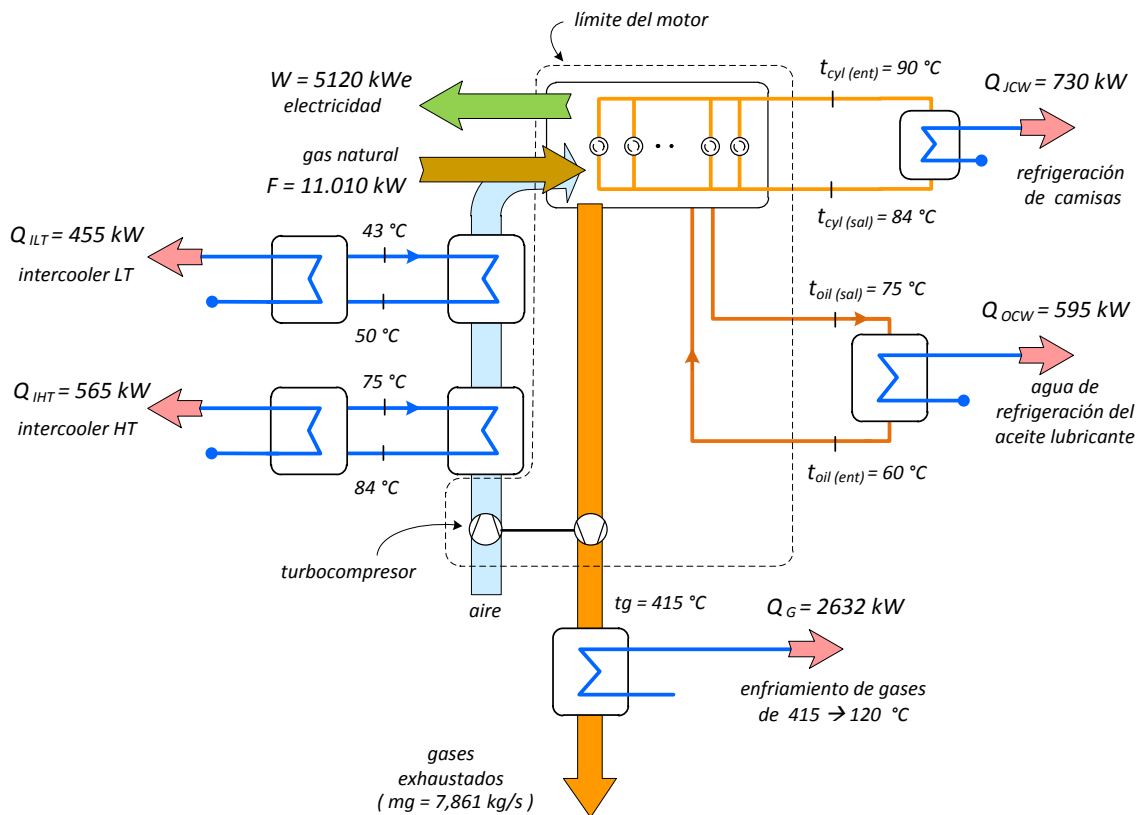


Fig. 3.12: Balance térmico de la operación de un motor de gas de 5120 kWe.

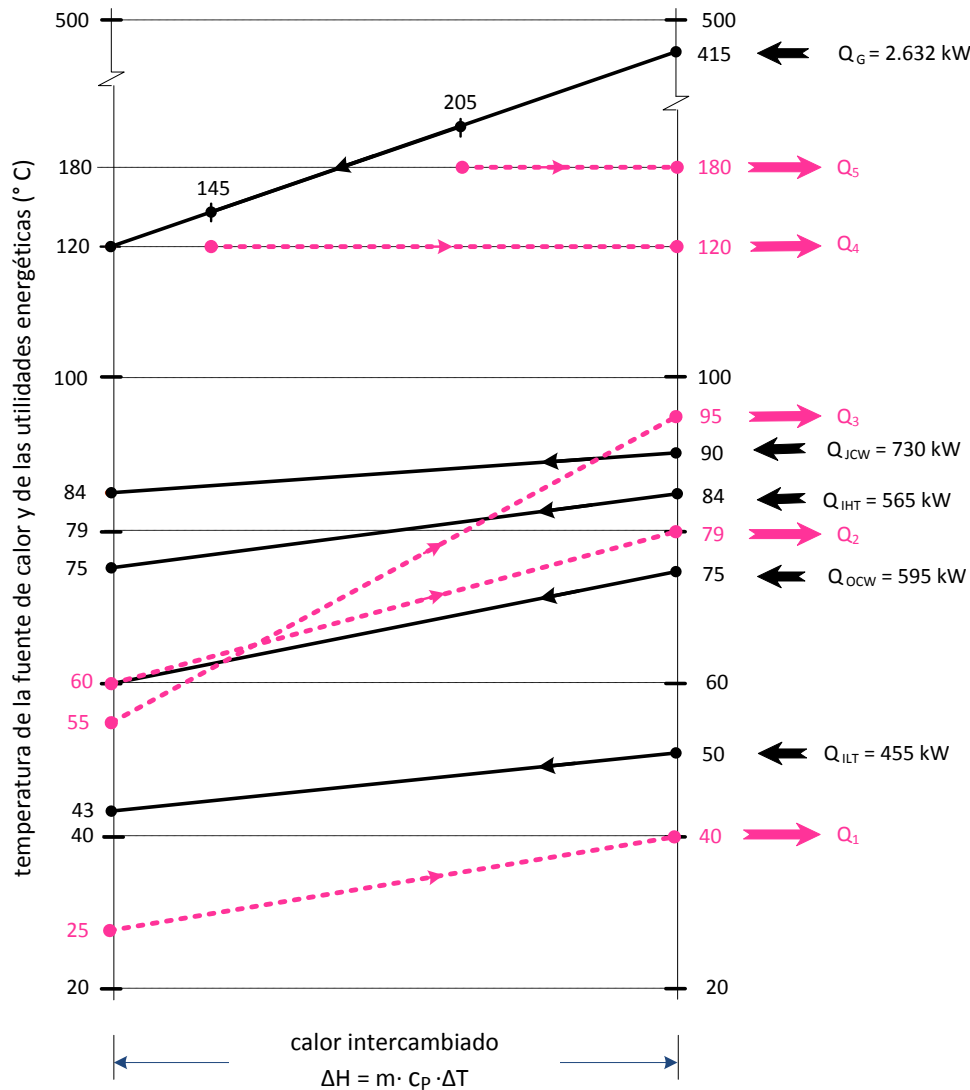


Fig. 3.13: Perfiles de temperaturas de la oferta de calor y de las demandas térmicas

De la confrontación de los perfiles de temperatura de la oferta y demanda de calor se infiere:

- (1) La recuperación de calor Q_1 serviría para calentar agua desde 25°C hasta 40°C , siendo

$$Q_1 = Q_G + Q_{JCW} + Q_{IHT} + Q_{OCW} + Q_{ILT} = 4977 \text{ kW}$$

Con Q_1 se podrían producir 79 kg/s ($284 \text{ m}^3/\text{h}$) de agua caliente. El aprovechamiento del calor recuperado Q_1 llevaría el rendimiento global hasta 92% (base *pci*).

- (2) La recuperación de calor Q_2 consiste en calentar agua desde 60°C hasta 79°C , siendo

$$Q_2 = Q_G + Q_{JCW} + Q_{IHT} = 3927 \text{ kW}$$

Con Q_2 se pueden producir 41 kg/s ($150 \text{ m}^3/\text{h}$) de agua caliente. El aprovechamiento del calor recuperado Q_2 llevaría el rendimiento global hasta 82% (base *pci*).

- (3) Solo los gases de escape proporcionan temperatura suficiente para calentar agua hasta 95°C . Enfriando los gases de escape hasta 120°C se tiene

$$Q_3 = Q_G = 2632 \text{ kW}$$

Por tanto, el aprovechamiento de Q_3 permite: (a) durante el invierno, producir 15,7 kg/s (56,4 m³/h) de agua caliente a 95°C para atender una red de calefacción de distrito; (b) durante el verano, accionar una enfriadora de absorción de simple efecto y doble lift de potencia $2632 \cdot 0,635 = 1671$ kWf que producirá 66 kg/s (239 m³/h) de agua fría a 7°C (13°C → 7°C). El aprovechamiento de los gases de escape elevaría el rendimiento del uso del combustible hasta 70% (base pci).

- (4) Con el calor de los gases de escape enfriados hasta 145°C, se puede producir vapor saturado a 120°C. Considerando una capacidad calorífica para los gases de 8 kJ/K el calor disponible es

$$Q_4 = 8 \cdot (415 - 145) = 2160 \text{ kW}$$

El salto de entalpía necesario para producir vapor saturado a 120°C partiendo de agua líquida a 90°C es 2308 kJ/kg. La producción de vapor alcanzaría los 0,93 kg/s. Este flujo de vapor saturado podría emplearse en una enfriadora de absorción de simple efecto de $2160 \cdot 0,76 = 1642$ kWf para obtener 65 kg/s (235 m³/h) de agua fría a 7°C (13°C → 7°C). La recuperación del calor de los gases de escape aumentaría el rendimiento del uso del combustible hasta 66% (base pci).

- (5) Con el calor de los gases de escape enfriados hasta 205°C, se puede producir vapor saturado a 180°C. Considerando una capacidad calorífica para los gases de 8 kJ/K el calor disponible es

$$Q_5 = 8 \cdot (415 - 205) = 1680 \text{ kW}$$

El salto de entalpía necesario para producir vapor saturado a 180°C partiendo de agua líquida a 95°C es 2379 kJ/kg. La producción de vapor alcanzaría los 0,71 kg/s. Este flujo de vapor saturado podría emplearse en una enfriadora de absorción de doble efecto de $1680 \cdot 1,41 = 2369$ kWf para producir 94 kg/s (338 m³/h) de agua fría a 7°C (13°C → 7°C). La recuperación del calor de los gases de escape aumentaría el rendimiento del uso del combustible hasta 62% (base pci).

Este ejemplo evidencia que la recuperación de calor a la menor temperatura posible permite recuperar la mayor cantidad de calor ofertado por el motor. También, que incluso recuperando menos calor en forma de vapor a 180°C y utilizando enfriadoras de absorción de doble efecto puede producirse más frío que con las otras alternativas de producción de frío. Otros ejemplos de análisis de la recuperación de calor en motores pueden verse en Ramos et al. (2010, 2012).

Como resulta evidente, el proceso de cálculo de la recuperación de calor a un solo nivel térmico y con sistemas simples de recuperación de calor es bastante sencillo, pero no tanto así es el cálculo de la máxima recuperación de calor utilizando redes de intercambio más complejas; sobre todo cuando se desea atender servicios energéticos a dos o más niveles de temperatura que además varían en el tiempo. Para este cometido se emplean los conceptos de integración térmica, que constituyen el tema central del siguiente apartado.

3.6 MAXIMA RECUPERACIÓN DE CALOR

La integración térmica, que a su vez forma parte de la *Integración de Procesos*¹ (Gundersen, 2000), plantea la realización simultánea de las tareas de enfriamiento (de los flujos ofertantes de calor) y calentamiento (de los flujos demandantes de calor) mediante una red de intercambiadores, diseñada para reducir el consumo de servicios energéticos externos.

El método *Pinch* es un procedimiento de integración térmica que ha tenido un impacto considerable de ahorro de energía en diferentes industrias durante los últimos 30 años (Linnhoff et al., 1982; Shenoy, 1995; Smith, 2005; El-Halwagi, 2006; Kemp, 2007; Seider et al., 2008). El método *Pinch* comienza identificando en el proceso de interés todas las corrientes que necesitan calentarse y todas aquellas que necesitan enfriarse. A continuación se determinan para todas las corrientes su flujo másico, calor específico o calor latente según corresponda, y temperaturas inicial y final.

El método *Pinch* se utiliza en las tareas previas al diseño (dimensionamiento) de la red de intercambio de calor, para determinar la magnitud máxima de calor recuperable; es decir, para calcular el máximo calor que puede transferirse de las corrientes calientes a las frías, y por tanto, el mínimo consumo de calefacción y refrigeración externa que será necesario aportar.

Para su aplicación se disponen dos procedimientos: gráfico y analítico. El primero se lleva a cabo sobre una gráfica T vs ΔH (*temperatura vs. calor transferible*) y consiste en:

1. Construir una corriente compuesta caliente que englobe el efecto del enfriamiento de todas las corrientes calientes a enfriar. Esta corriente compuesta (véase la Fig. 3.14 superior) nos indica la magnitud total Q_{ref} del calor ofertado por las corrientes calientes y nos informa de como varia el calor disponible de 0 a Q_{ref} conforme disminuye la temperatura (desde T_1 hasta T_4 en la Fig. 3.14)
2. Construir una corriente compuesta fría que englobe el efecto del calentamiento de todas las corrientes frías a calentar. Esta corriente compuesta (véase la Fig. 3.14 inferior) nos indica la magnitud total Q_{cal} del calor demandado por las corrientes frías y nos informa de como varia el calor necesario de 0 a Q_{cal} conforme aumenta la temperatura (desde T_8 hasta T_5 en la Fig. 3.14).
3. Fijar una diferencia de temperatura mínima admisible en cualquier parte de cualquier intercambiador presente en la red a diseñar: ΔT_{min} .
4. Emparejar las curvas compuestas en un mismo diagrama, respetando las temperaturas del eje de ordenadas e imponiendo entre ellas una diferencia de temperaturas ΔT_{min} para determinar el máximo calor recuperable Q_{rec} y los mínimos consumos de calefacción externa $Q_{cal,min}$ y refrigeración externa $Q_{ref,min}$ (véase la Fig. 3.15).

¹ En 1993, la Agencia Internacional de la Energía (IEA) definió a la *Integración de Procesos* como: *Métodos sistemáticos y generales para el diseño de sistemas de producción integrados, desde procesos individuales hasta el proceso global de la instalación, con énfasis especial en el uso eficiente de la energía y la reducción de los efectos ambientales* (Gundersen, 2000).

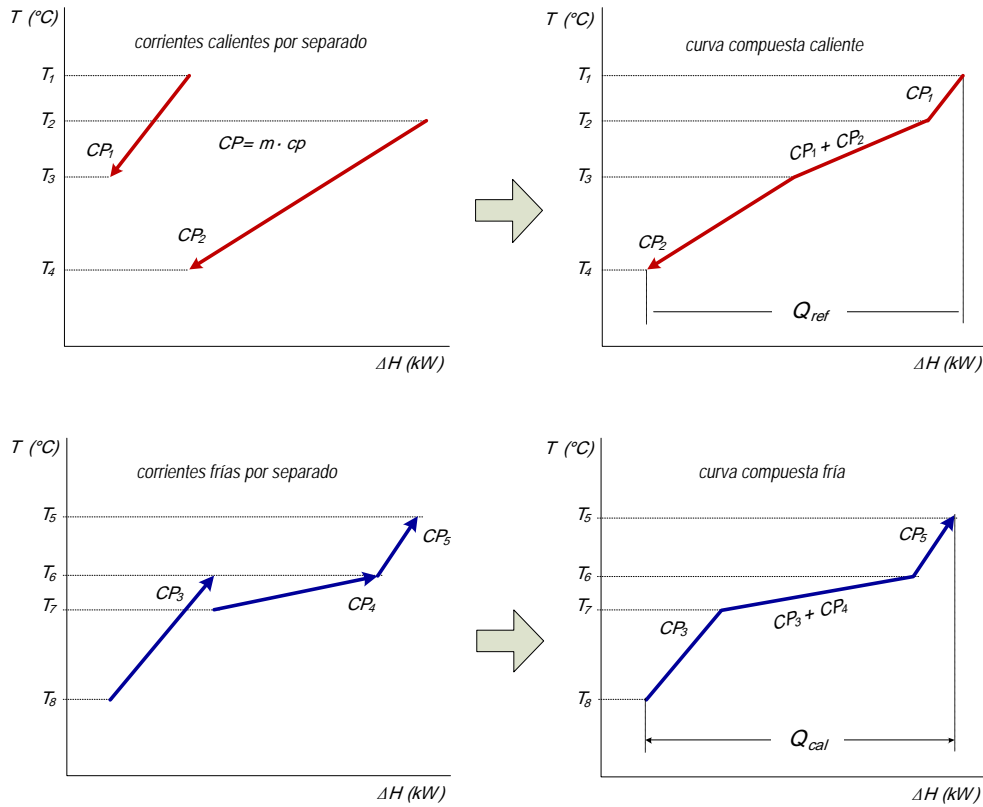


Fig. 3.14: Construcción de las curvas compuestas caliente (superior) y fría (inferior).

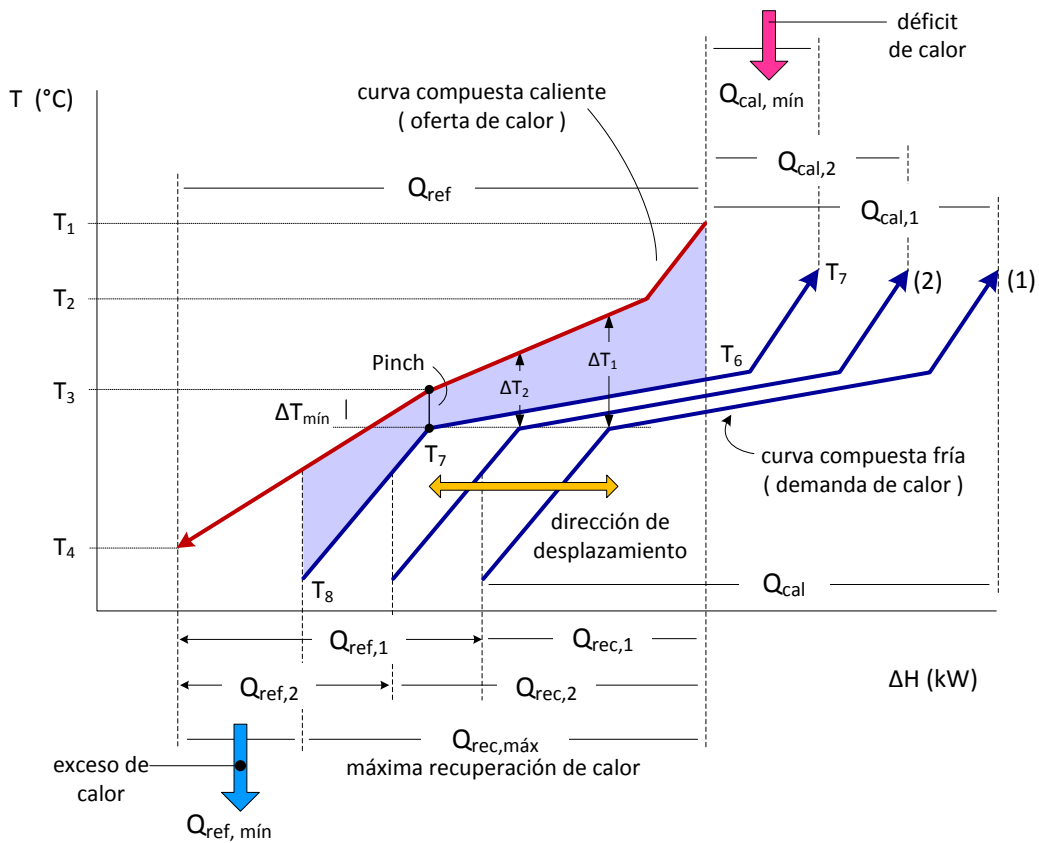


Fig. 3.15: Efecto de ΔT sobre la magnitud del calor recuperable.

La elección del valor de ΔT_{min} influye como es lógico en la magnitud del calor recuperable (véase la Fig. 3.15). Así, una diferencia de temperaturas ΔT_1 implica la recuperación de calor $Q_{rec,1}$, mientras que $\Delta T_2 < \Delta T_1$ permite una mayor recuperación de calor $Q_{rec,2} > Q_{rec,1}$. Obsérvese también que los consumos de energía externa disminuyen en la misma magnitud que aumenta el calor recuperado, es decir: $Q_{cal,1} - Q_{cal,2} = Q_{ref,1} - Q_{ref,2} = Q_{rec,2} - Q_{rec,1} > 0$. Como corolario se obtiene que una cantidad adicional de calor recuperado paga dos veces: disminuyendo en igual magnitud tanto el consumo de calefacción externa como el de refrigeración externa.

La existencia del punto de pinza “Pinch” y el interés de diseñar una red que suponga el mínimo consumo de utilidades energéticas, obligan a dividir el problema de diseño en dos zonas adiabáticas entre sí:

1. *Sumidero de calor* (por encima del pinch). Las corrientes calientes a temperatura por encima del pinch calentarán a corrientes frías por encima de la temperatura del pinch. Toda la calefacción externa se aplicará calentando corrientes frías en esta zona. Ninguna refrigeración externa se aplicará a las corrientes calientes en esta zona.
2. *Fuente de calor* (por debajo del pinch). Las corrientes calientes a temperatura por debajo del pinch calentarán a corrientes frías por debajo de la temperatura del pinch. Toda la refrigeración externa se aplicará calentando corrientes calientes en esta zona. Ninguna calefacción externa se aplicará a las corrientes frías en esta zona.

Todas las condiciones necesarias para obtener una red de intercambio de calor factible con el mínimo consumo de utilidades energéticas, compatible con el ΔT_{min} prefijado, se resumen en la siguiente regla: *no transferir calor a través del pinch*.

Aunque el procedimiento gráfico es útil para visualizar directamente la magnitud de la máxima recuperación de calor; sin embargo, por utilizar técnicas puramente gráficas proporciona resultados no exactos, sobre todo cuando intervienen conjuntos grandes de corrientes calientes y frías.

Para abordar el problema de la integración térmica de la oferta de calor de los motores y la demanda térmica para preparación de servicios energéticos para edificios, empleamos el procedimiento analítico de la *Tabla Problema* (Linhoff et al., 1982).

Para aplicar el método pinch tal como se ha descrito se requiere que las corrientes calientes y frías estén completamente caracterizadas; es decir, deben estar definidas las magnitudes de sus caudales másicos, capacidades caloríficas y temperaturas inicial y final. En el caso que nos ocupa en la tesis, se constata que estos datos no son los datos naturales del problema a resolver, por lo que debemos desarrollar una adaptación del método. Partiendo de un motor dado, los caudales másicos de los flujos que proporcionaran los servicios energéticos demandados (corrientes frías a calentar) son el output del problema. Veámoslo con mayor detalle. En el diseño de sistemas de cogeneración de alta eficiencia se parte de una situación en que existe cierta libertad tanto en la selección de los motores a instalar como en el modo de

satisfacer los servicios demandados por los usuarios. Por ejemplo, con relación a lo segundo ya hemos visto en el apartado anterior cómo la elección de un modo de calefacción de tipo suelo radiante favorece la recuperación de calor del motor. Supuesto que el modo de proporcionar los servicios energéticos ya se ha prefijado; lo que equivale a establecer qué fluido térmico se utilizará y a qué temperatura, y también que el motor ya ha sido seleccionado, aún resulta posible optimizar el sistema de recuperación de calor en el sentido de maximizar la producción de los servicios demandados.

En este problema cabe proceder del siguiente modo. En primer lugar, deberemos conocer las fuentes de calor del motor (la oferta) en cantidad y calidad (nivel térmico) para establecer la curva de oferta de calor. Se ha comprobado que un mismo modelo de motor con sistemas de recuperación de calor variados puede adaptarse a diferentes servicios energéticos (Stenhede, 2004). En general, los fabricantes de motores proporcionan información incompleta para seleccionar el más adecuado. Como se ha mostrado en la Tabla 3.2, los fabricantes sugieren en muchos casos (de forma explícita o implícita en las hojas de especificaciones técnicas del motor) una combinación de equipos de intercambio para el sistema de recuperación de calor, fijando las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que refrigeran el motor. Es decir, los fabricantes proponen una *oferta predefinida* de calor útil cuya aplicabilidad queda limitada por las temperaturas predefinidas. Sin embargo, el uso de la información subyacente - caudales y temperaturas de los flujos que entran y salen del motor, balance térmico en los intercambiadores, etc. - puede aprovecharse para definir la *oferta primitiva* de calor útil cuya aplicabilidad sólo debería quedar limitada por la correcta refrigeración del motor.

Para identificar y/o evaluar aplicaciones u oportunidades para el calor recuperado de los MACI resulta útil el diagrama de oferta acumulada de calor. A continuación se desarrollan ejemplos que ilustran el procedimiento para su construcción y su utilidad en la identificación de oportunidades de aprovechamiento del calor disponible del motor de gas 20V34SG de 8730 kW_e (Wärtsila, 2007)² que oferta 8800 kW de calor, véase la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Balance energético del motor de gas 20V34SG (Wartsila, 2007).

Parámetro	Unidad	Valor	Comentario
Potencia eléctrica	kW	8730	Capacidad nominal
Consumo de gas natural	kW	18.775	pci
Gases de escape (GAS)	kW	4690	Salto térmico: 390 → 100°C
Aire comprimido (AIR)	kW	2120	Salto térmico: 185 → 45°C
Agua de refrigeración de camisas (JCW)	kW	1140	Salto térmico: 90 → 75°C
Aceite (OIL)	kW	930	Salto térmico: 70 → 60°C

² Obsérvese que para este motor se han aportado datos en la Tabla 3.2 que no coinciden con los indicados ahora que corresponden a una versión anterior del motor. Sirva la comparación como señal de la rápida evolución que están sufriendo los motores de gas para cogeneración en los últimos años.

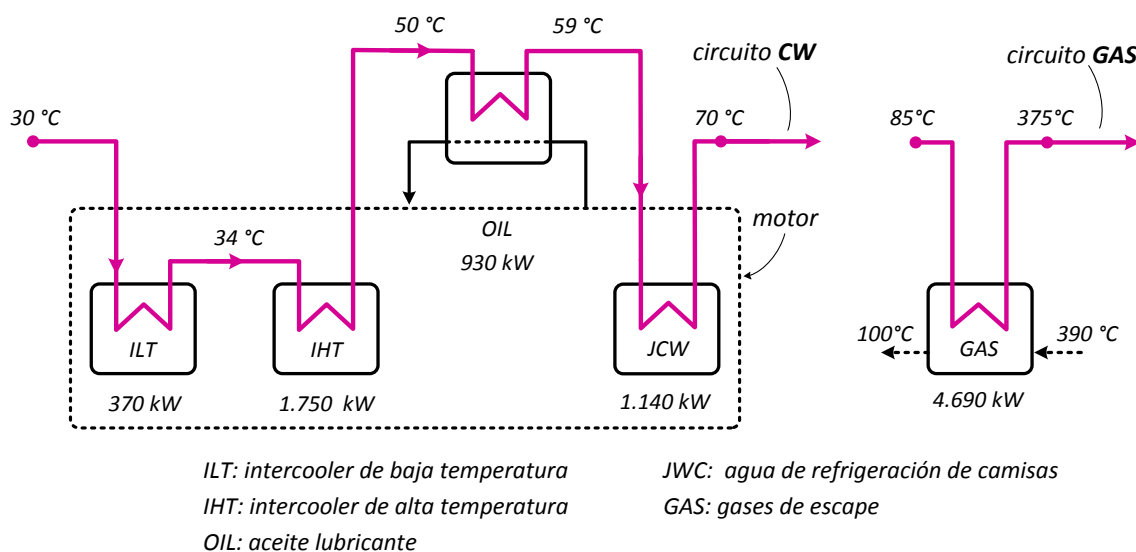


Fig. 3.18: Oferta predefinida de calor del motor 20V34SG. Elaborado a partir de (Wartsila, 2007).

En el primer ejemplo, el diagrama de oferta de calor del motor 20V34SG se construirá a partir de los datos de la oferta predefinida de calor propuesta por el fabricante del motor que se muestra en la Fig. 3.18. Esta se compone de dos circuitos con distintos niveles de temperatura: i) el circuito CW que propone el fabricante para calentar agua desde 30°C hasta 70°C, compuesto por cuatro intercambiadores de calor en serie: enfriador de aire de baja temperatura (*ILT*) → enfriador de aire de alta temperatura (*IHT*) → aceite lubricante (*OIL*) → agua de refrigeración de camisas (*JCW*), y ii) el circuito GAS compuesto por un intercambiador virtual de calor (*GAS*) que trabaja con un salto térmico $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ enfriando los gases de escape desde 390°C hasta 100°C. La Tabla 3.5 recoge la información de la oferta predefinida de la Fig. 3.18.

Tabla 3.5: Datos del motor de gas 20V34SG (Wartsila, 2007).

Parámetro	Unidad	Valor	Comentario
Potencia eléctrica	kW	8730	Capacidad nominal
Consumo de gas natural	kW	18.775	pci
Gases de escape (GAS)	kW	4690	Salto térmico: 390 → 100°C
Agua de refrigeración (CW)	kW	4190	Salto térmico: 70 → 30°C

La Tabla 3.6 muestra los datos necesarios para construir el diagrama de la oferta predefinida de calor del motor 20V34SG. Con los datos de la Tabla 3.6 se elabora la Fig. 3.19 que refleja la corriente compuesta caliente del método pinch, solo que invirtiendo el sentido del eje de abscisas. Este diagrama nos permite leer directamente el potencial de la oferta de calor a diferentes niveles térmicos. Por ejemplo, el motor oferta hasta 2750 kW de calor a 200°C, 4450 kW a 100°C, hasta 6750 kW a 50°C y, finalmente, hasta 8880 kW de calor a temperatura menor que 30°C.

Tabla 3.6: Oferta predefinida de calor del motor 20V34SG (Wartsila, 2007).

Corrientes calientes	Qdisponible [kW]	Tinicial [°C]	Tfinal [°C]
[1] Gases de escape (GAS)	4690	85	375
[2] Agua de refrigeración (CW)	4190	30	70

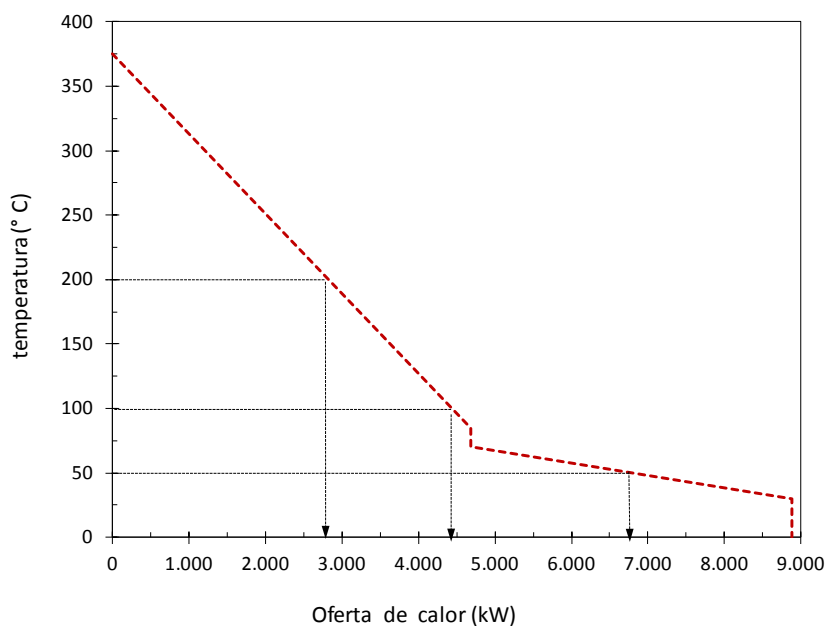


Fig. 3.19: Diagrama de la oferta predefinida de calor del motor 20V34SG.

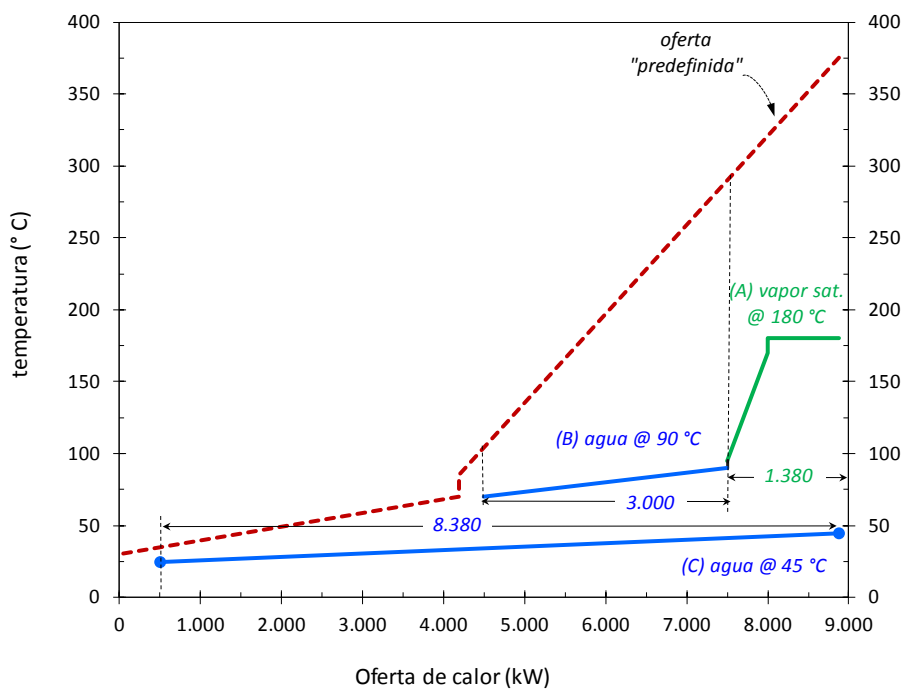


Fig. 3.20: Corriente compuesta que representa la oferta predefinida de calor del motor 20V34SG.

Como se ha dicho antes, el diagrama de oferta acumulada de calor es un “espejo” del diagrama que mostraba la corriente compuesta caliente de calor del método pinch (ver la Fig. 3.20). Cualquiera de los dos diagramas resulta útil para identificar o evaluar oportunidades de aprovechamiento del calor ofertado por el motor. Veamos los dos ejemplos mostrados en la Fig. 3.20: i) producción exclusiva de agua caliente a 45°C (C) que nos permite aprovechar toda la oferta de calor del motor para atender sistemas de calefacción con suelo radiante, y ii) producción simultánea de vapor saturado a 180°C (A, 1380 kW de calor) para alimentar una enfriadora de absorción de doble efecto, y agua caliente a 90°C (B, 3000 kW de calor) para atender sistemas de calefacción con radiadores convencionales.

Para realizar una evaluación precisa de las posibilidades de recuperación de calor se utilizan los mismos datos necesarios para graficar los diagramas anteriores construyendo la tabla problema. En este caso vamos a partir de la oferta primitiva de calor del motor que se anoto en la Tabla 3.4. La construcción de tabla problema requiere los siguientes pasos:

1. Caracterizar las fuentes de calor como se indica en la Tabla 3.7. Obsérvese como en las dos últimas columnas al reflejar la temperatura del calor disponible se descuenta una diferencia de temperatura que permita transferir el calor en intercambiadores de tamaño finito. Este concepto juega un papel similar al de diferencia mínima de temperatura en el método pinch. En nuestro caso hemos tomado $\Delta T_{mín} = 5^\circ C$ cuando se recupera calor de los flujos líquidos (JCW y OIL) e $\Delta T_{mín} = 15^\circ C$ cuando se recupera calor de los flujos gaseosos (GAS y AIR).

Tabla 3.7: Fuentes de calor del motor 20V34SG.

Corrientes calientes	Qdisponible [kW]	ΔT [°C]	CP = m·cp [kW/K]	Tmín [°C]	Tmáx [°C]	Tmín* [°C]	Tmáx* [°C]*
[1] GAS	4690	290	16,17	100	390	85	375
[2] AIR	2120	140	15,14	45	185	30	170
[3] JCW	1140	15	76,0	75	90	70	85
[4] OIL	930	10	93,0	60	70	55	65
Total	8880						

(*) Escala de temperatura desplazada

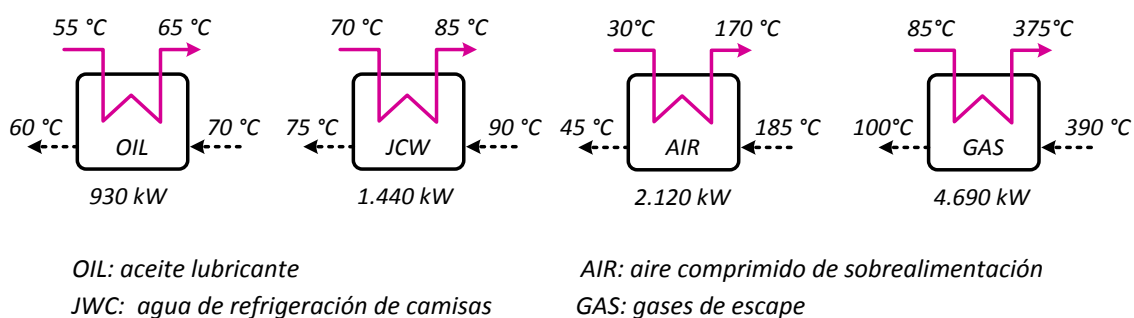


Fig. 3.21: Intercambiadores virtuales recuperando calor del motor 20V34SG.

El esquema de la Fig. 3.21 muestra el conjunto de intercambiadores virtuales de calor recuperando todo el calor ofertado por el motor y a la máxima temperatura admisible; es decir, con la máxima eficiencia exergética posible.

2. Anotar todas las temperaturas que aparecen en las dos últimas columnas en orden de mayor a menor. En nuestro caso: 375 - 170 - 85 - 70 - 65 - 55 - 30°C. Estas temperaturas definen los intervalos de temperatura de la tabla problema (ver el Cuadro 3.1). El primer intervalo será 375 - 170°C, el segundo 170 - 85°C, y así sucesivamente. En la zona izquierda de la tabla y mediante flechas verticales se anota qué corrientes calientes ofertan calor en el intervalo correspondiente.

Cuadro 3.1: Tabla problema de la oferta *primitiva* de calor del motor 20V34SG.

	CP [1]	CP [2]	CP [3]	CP [4]	ΔT	$\sum CP$	$\sum CP \cdot \Delta T$	Oferta
	16,17	15,14	76,0	93,0	[°C]	[kW/K]	[kW]	[kW]
375°C	↓				205	16,17	3315	3315
170°C					85	31,31	2662	5977
85°C		↓	↓		15	91,14	1367	7344
70°C						5	15,14	76
65°C				↓	10	108,14	1081	8501
55°C					25	15,14	379	8880
30°C								

3. Determinar el calor disponible $\Delta H(k) = \sum CP(k) \cdot \Delta T(k)$ en cada intervalo k sumando la disminución de entalpía que sufren las corrientes calientes a su paso por el mismo.
4. La última columna recoge la oferta de calor disponible en función de la temperatura. En ella se acumula tanto el calor disponible directamente en dicho intervalo como todo el calor que al estar disponible a mayor temperatura en los intervalos superiores también sería aplicable.

Los diagramas de la oferta de calor y de la corriente compuesta pueden elaborarse a partir de los datos de temperatura (primera columna) y oferta acumulada (última columna) de la tabla problema. La Fig. 3.22 muestra la corriente compuesta que representa la oferta *primitiva* de calor del motor 20V34SG.

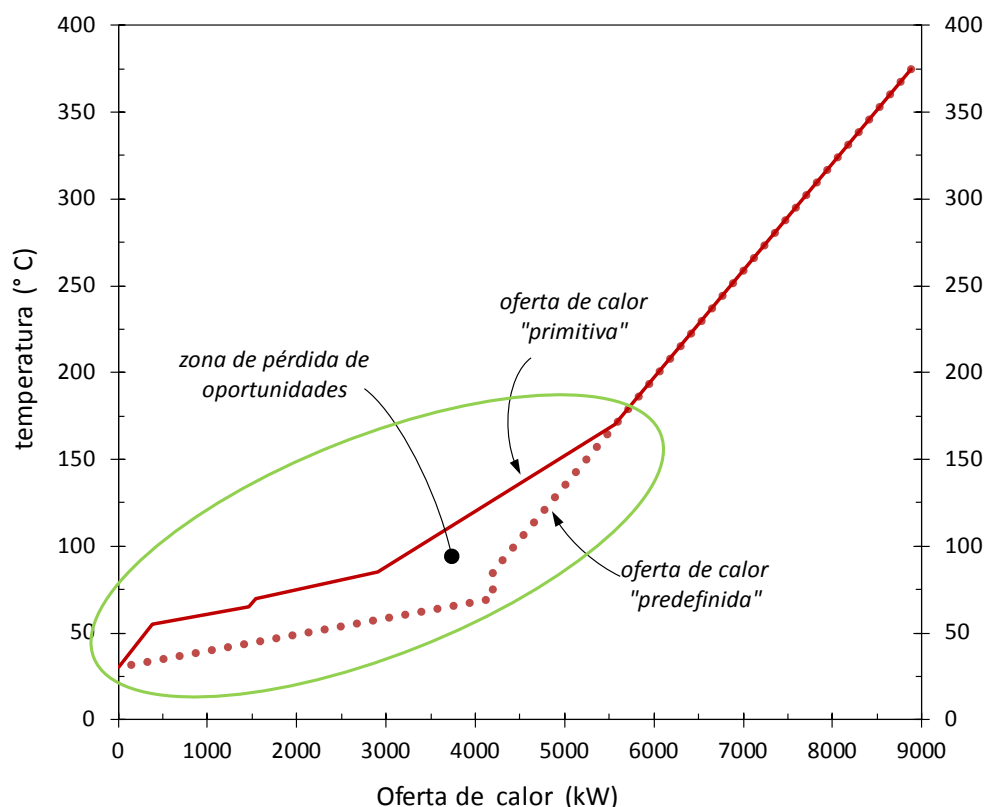


Fig. 3.22: Diagramas de ofertas de calor “primitiva” y “predefinida” del motor 20V34SG.

La superposición en la misma figura de las ofertas *primitiva* y *predefinida* de calor permite visualizar la pérdida de potencial termodinámico que supone la oferta *predefinida* por el fabricante. La zona que separa las dos corrientes compuestas cuantifica la pérdida de oportunidades³ para la recuperación de calor que supone partir de un sistema de recuperación estándar. Las Figs. 3.23 y 3.24 muestran dos ejemplos prácticos de análisis.

La Fig. 3.23 muestra la pérdida de energía que supone aceptar la oferta *predefinida* cuando se desea recuperar calor para un sistema de calefacción o para accionar una máquina de absorción trabajando entre 70 y 95°C. Tomando en consideración la oferta predefinida solo podríamos aprovechar el calor de los gases (4690 kW). Considerando la oferta primitiva también podríamos aprovechar una parte del calor del aire comprimido y todo el calor de las camisas, aumentando la producción de calor hasta 7344 kW, según indica la tabla problema.

El vapor saturado (ó ligeramente recalentado) es una utilidad energética muy valiosa para distribución de calor en el sector industrial, y también una fuente de calor muy utilizada en las enfriadoras de absorción. La Fig. 3.24 muestra la pérdida de oportunidad de aumentar la producción de vapor saturado a 120°C, y por ende la pérdida de producción de frío (si este caudal de vapor alimentara una enfriadora de absorción).

³ Si en el eje de ordenadas se representa $1 - T_0/T$ en vez de T , el área representaría exactamente la destrucción de exergía debida a la disminución del salto térmico disponible.

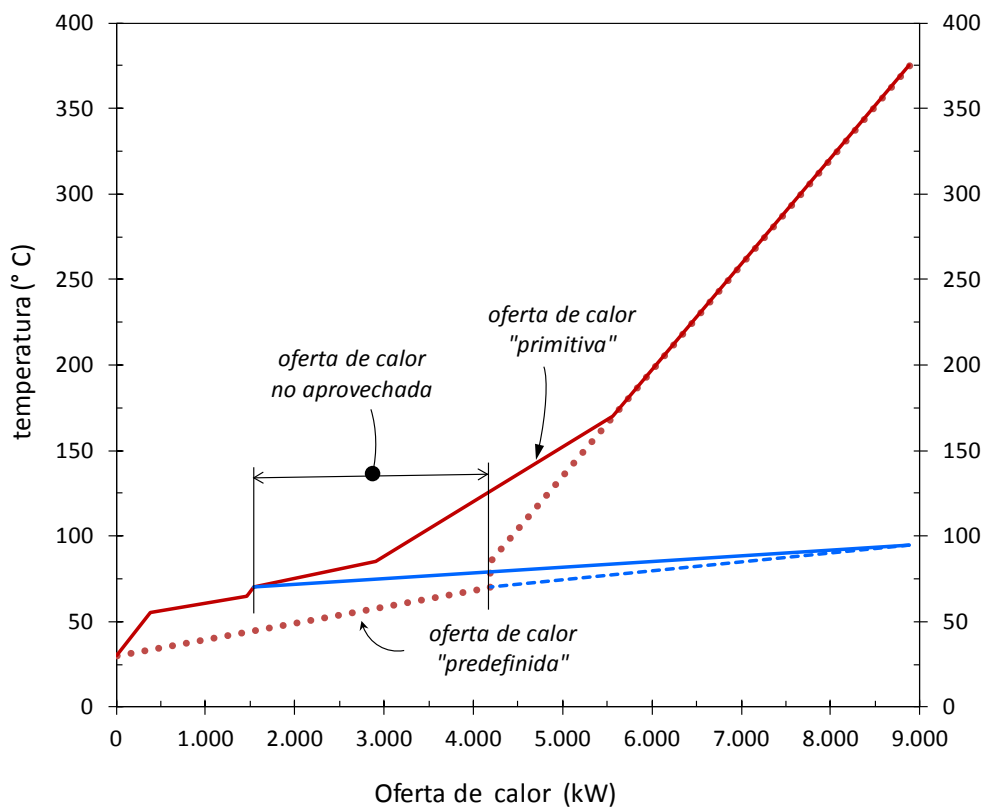


Fig. 3.23: Oportunidad térmica perdida para la producción de agua caliente.

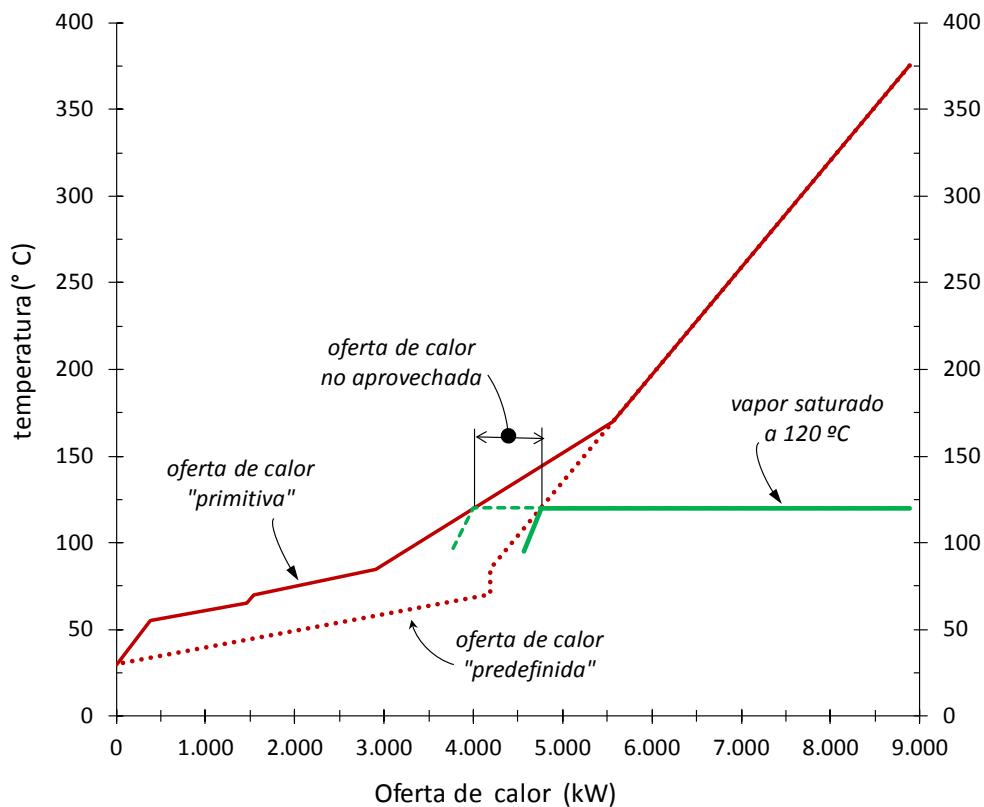


Fig. 3.24: Oportunidad perdida para aumentar el caudal de producción de vapor.

El empleo del diagrama de oferta acumulada de calor como herramienta de identificación de oportunidades de aprovechamiento del calor recuperado de los motores, arroja importantes conclusiones:

- Desde la óptica termodinámica, conviene elaborar el diseño del sistema de recuperación de calor del motor a partir de la información primitiva de las fuentes de calor. La manipulación en origen de las fuentes de calor del motor de gas, sin conocer a priori a que puede destinarse dicho calor, trae consigo la degradación de la temperatura de la oferta de calor y, por consiguiente, la pérdida de oportunidades de aprovechamiento del calor recuperable del motor.
- En el caso del aire comprimido de sobrealimentación, los motores de gas empleados en cogeneración disponen habitualmente de un sistema de refrigeración con dos intercambiadores: alta temperatura y baja temperatura. La temperaturas inicial del aire comprimido (180°C para el motor 20V34SG) depende de la relación de compresión y la final (45°C para el motor 20V34SG) debe ser suficientemente baja para aumentar el flujo másico de aire por cilindrada. Dado el amplio intervalo de temperaturas, emplear un solo intercambiador resultaría contraproducente pues todo el calor debería recuperarse a baja temperatura y por tanto la idea de imponer dos intercambiadores es correcta. Pero como se desprende de los ejemplos anteriores, el fraccionamiento a priori puede provocar la degradación térmica de la oferta de calor del motor, restando oportunidades de aprovechamiento. En el contexto de diseño de sistemas de cogeneración con motores de gas, sería preferible disponer del aire comprimido de sobrealimentación como una única fuente de calor, y que sea la aplicación del calor recuperado quien finalmente determine la temperatura intermedia del aire entre los dos intercambiadores (alta y baja temperatura) o incluso si resulta conveniente instalar uno solo o más de dos.

A partir de la información de la Tabla 3.7 construimos ahora una tabla problema en el Cuadro 3.2 que nos permitirá determinar la máxima producción de vapor. En este punto conviene señalar que, respecto al contenido del Cuadro 3.1 concebido únicamente para analizar la oferta térmica, el Cuadro 3.2 incorpora la columna *Demanda de calor* para el análisis de integración térmica entre la oferta y la demanda. La Fig. 3.25 muestra las características térmicas de la demanda de calor: se trata de calentar agua a 30°C hasta la temperatura de saturación 180°C y luego calentar a temperatura constante hasta obtener vapor saturado. Las temperaturas indicadas deben incluirse, si no lo estaban, en la tabla problema ya realizada para la oferta de calor. La temperatura de 30°C ya estaba presente. La temperatura de 180°C , no. Una temperatura de cambio de fase T define por si sola un nuevo intervalo con valores de temperatura superior $T^{(+)}$ e inferior $T^{(-)}$ iguales a T . Obsérvese que en el intervalo correspondiente al cambio de fase la oferta de calor será nula.

Para determinar la magnitud del máximo caudal de vapor que puede obtenerse a partir del calor residual del motor, se establece el balance energético de la oferta y demanda de calor en todos los intervalos de temperatura donde se identifican emparejamientos (de la oferta y

demanda). En la columna *Ecuaciones de restricción* de la tabla problema se presentan las ecuaciones de desigualdad en función del valor de la incógnita m_V (caudal másico de vapor). No aparecerá la incógnita m_A (caudal másico de agua de alimentación) porque ambos caudales tienen igual magnitud ($m_A = m_V$). A continuación se detalla la construcción de las ecuaciones de desigualdad. En todos los casos, los datos de las propiedades termodinámicas del agua y del vapor proceden de la Fig. 3.25.

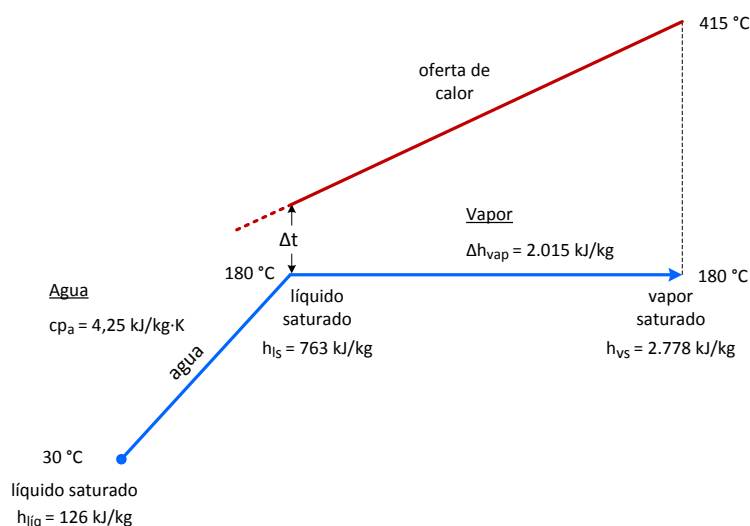


Fig. 3.25: Perfil de temperaturas del circuito agua-vapor: 30 → 180°C.

Para escribir las ecuaciones de restricción correspondientes a la demanda de calor en la columna derecha de la tabla problema, razonamos como sigue. Consideremos el primer intervalo en que aparece el flujo a calentar. En este caso corresponde al intervalo (2) definido por la temperatura de cambio de fase. Si la temperatura de entrada del flujo a dicho intervalo es justamente la temperatura inferior de dicho intervalo (en este caso líquido saturado a 180°C) la máxima producción de vapor en kg/s vendrá dada por la desigualdad

$$2015 \cdot m_V \leq 3153 \rightarrow 3153 - 2015 \cdot m_V \geq 0$$

donde 2015 kJ/kg es la entalpía de vaporización del agua y 3153 kW es el calor disponible en dicho intervalo y en los intervalos que le preceden en la tabla problema y que se recoge en la columna denominada *Oferta*.

En el siguiente intervalo (3) si el agua, ahora como líquido subenfriado, entra a la temperatura inferior que lo define 170°C el balance de energía acumulado para los intervalos (2) y (3) nos proporciona la siguiente desigualdad

$$(4,25 \cdot (180 - 170) + 2015) \cdot m_V \leq 3315 \rightarrow 3315 - 2057,5 \cdot m_V \geq 0$$

donde 4,25 kJ/(kg·K) es el calor específico medio considerado para el agua líquida. Procediendo de forma similar para el resto de los intervalos se obtienen las ecuaciones de restricción anotadas en la tabla problema del Cuadro 3.2.

Cuadro 3.2: Tabla problema para la producción de vapor saturado a 180°C.

Intervalo	Oferta de calor							Demanda de calor		
	CP [1] 16,17	CP [2] 15,14	CP [3] 76,0	CP [4] 93,0	ΔT [°C]	$\sum CP$ [kW/K]	$\sum CP \cdot \Delta T$ [kW]	Oferta [kW]	vapor saturado	Ecuaciones de restricción
(1)					195	16,17	3153	3153		
(2)					0	16,17	0	3153		$3153 - 2.015 \cdot m_v \geq 0$
(3)					10	16,17	162	3315		$3315 - 2.057,5 \cdot m_v \geq 0$
(4)					85	31,31	2661	5977		$5977 - 2.418,75 \cdot m_v \geq 0$
(5)					15	91,14	1367	7344		$7344 - 2.482,5 \cdot m_v \geq 0$
(6)					5	15,14	76	7420		$7420 - 2.503,75 \cdot m_v \geq 0$
(7)					10	108,14	1081	8501		$8501 - 2.546,25 \cdot m_v \geq 0$
(8)					25	15,14	379	8880		$8880 - 2.652,5 \cdot m_v \geq 0$

La máxima producción de vapor $m_{V(máx)}$ se corresponderá con el menor valor de los resultados de las restricciones anteriores, es decir

$$m_{V(máx)} = \min \left(\frac{3.153}{2.015} \mid \frac{3.315}{2057,5} \mid \frac{5.977}{2418,75} \mid \frac{7.344}{2482,5} \mid \frac{7.420}{2.503,75} \mid \frac{8.501}{2.546,25} \mid \frac{8.880}{2.652,5} \right)$$

$$= \min (1,5648 \mid 1,6112 \mid 2,4707 \mid 2,9583 \mid 2,9636 \mid 3,3386 \mid 3,3478)$$

por tanto

$$m_{V(máx)} = 1,5648 \text{ kg/s}$$

El calor recuperado útil Q_{rec} consumido en la máxima producción de vapor es

$$Q_{rec} = Q_{V(máx)} = 1,5648 \cdot 2652,5 = 4150 \text{ kW}$$

La Fig. 3.26 ilustra la curva de máxima producción de vapor saturado a 180°C utilizando el calor ofertado por el motor 20V34SG.

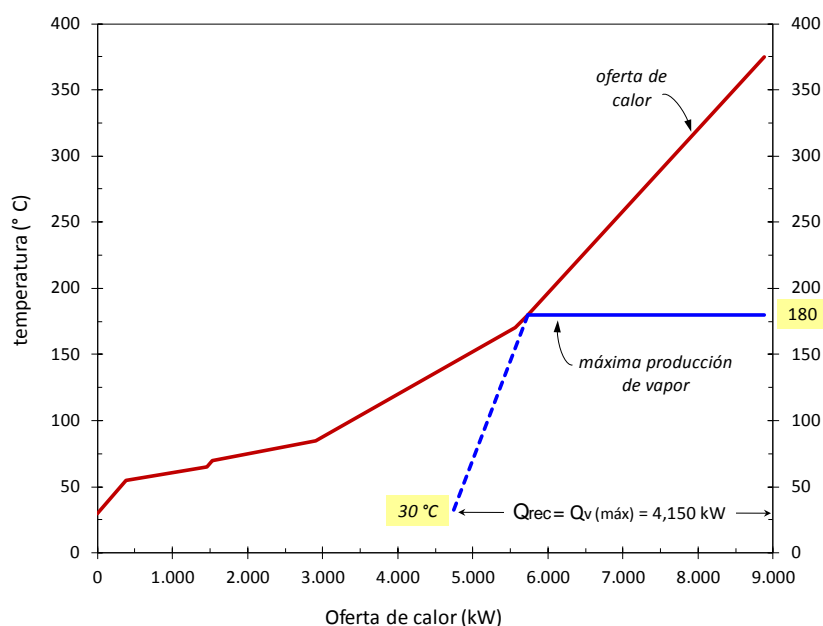


Fig. 3.26: Máxima producción de vapor saturado a 180°C con el motor 20V34SG.

El agua caliente también es una utilidad energética muy valiosa; de amplia utilización en procesos industriales (textil, papelera, química, agroindustria, etc.), y en los edificios del sector residencial-comercial, donde resulta esencial para atender los servicios de ACS y calefacción (y refrigeración si se emplean enfriadoras de absorción).

En ambos sectores podemos encontrar dos demandas simultaneas de agua caliente a diferentes niveles de temperatura. Si se dispone de calor residual en cantidad limitada, la optimización de la producción de agua caliente a varios niveles térmicos se puede plantear y resolver como un problema de reparto óptimo de un recurso común entre consumidores en competencia. En

el siguiente ejemplo se emplea la metodología basada en la tabla problema para decidir el reparto óptimo de la producción de agua caliente a dos niveles de temperatura. Se dispone de la oferta de calor del motor 20V34SG cifrada en 8880 kW , según ha sido determinada en el Cuadro 3.1. El objetivo es recuperar la máxima cantidad de calor $Q_{rec(máx)}$ en forma de agua caliente: (i) a baja temperatura ($40 \rightarrow 85^\circ\text{C}$) y (ii) a alta temperatura ($70 \rightarrow 110^\circ\text{C}$).

La tabla problema del Cuadro 3.3 nos facilita el análisis de las alternativas de producción. Esta tabla presenta diferencias respecto a los contenidos del Cuadro 3.1 (concebido para analizar sólo la oferta térmica) y del Cuadro 3.2 (elaborado para analizar la integración térmica de la oferta y la demanda térmica de un solo servicio energético). En la parte correspondiente a la *Demanda de calor* aparecen dos columnas para representar la producción de agua caliente en los dos niveles de temperatura.

En las ecuaciones de restricción se emplean para expresar la producción de agua caliente las capacidades caloríficas CP_{BT} y CP_{AT} [kW/K], que son el producto del flujo de agua caliente producido m_{BT} y m_{AT} [kg/s] por el calor específico del agua, considerado igual a $4,2 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$. Así, en cada intervalo de temperatura j con requerimiento de calor del flujo de agua a calentar se anota la demanda requerida para producir el flujo. Las ecuaciones de restricción se formulan del mismo modo que en el ejemplo anterior, si bien ahora considerando como posible la producción simultánea de ambos flujos.

Para establecer los límites máximos de producción de agua caliente CP de uno solo de los flujos, supondremos que todo el calor recuperado del motor se emplea en su producción.

- (i) Producción exclusiva de agua caliente a baja temperatura ($CP_{BT} \neq 0$ y $CP_{AT} = 0$). El balance energético en los intervalos de temperatura (4) a (7) de la tabla problema genera las ecuaciones de desigualdad siguientes

$$7344 - 15 \cdot CP_{BT} \geq 0$$

$$7420 - 20 \cdot CP_{BT} \geq 0$$

$$8501 - 30 \cdot CP_{BT} \geq 0$$

$$8728 - 45 \cdot CP_{BT} \geq 0$$

El valor máximo de CP_{BT} corresponde a la restricción más limitante de las anteriores

$$CP_{\text{máx}}^{\text{BT}} = \min \left(\frac{7344}{15} \mid \frac{7420}{20} \mid \frac{8501}{30} \mid \frac{8728}{45} \right) = \min (489,6 \mid 371 \mid 283,37 \mid 193,96) = 193,96 \text{ kW/K}$$

$$m_{\text{máx}}^{\text{BT}} = 193,96 / 4,2 = 46,18 \text{ kg/s}$$

Cuadro 3.3: Tabla problema para la producción de agua caliente a dos niveles térmicos.

Intervalo	Oferta de calor							Demanda de calor			
	CP [1]	CP [2]	CP [3]	CP [4]	ΔT	$\sum CP$	$\sum CP \cdot \Delta T$	oferta	agua de alta temp. (AT)	agua de baja temp. (BT)	Ecuaciones de restricción
(1) 375 °C	16,17	15,14	76,0	93,0	205	16,17	3315	3315			
(2) 170 °C					60	31,31	1879	5194			
(3) 110 °C					25	31,31	783	5977	- 25 · CP _{AT}		5977 - 25 · CP _{AT} ≥ 0
(4) 85 °C					15	91,14	1367	7344	- 40 · CP _{AT}	- 15 · CP _{BT}	7344 - 40 · CP _{AT} - 15 · CP _{BT} ≥ 0
(5) 70 °C					5	15,14	76	7420		- 20 · CP _{BT}	7420 - 40 · CP _{AT} - 20 · CP _{BT} ≥ 0
(6) 65 °C					10	108,14	1081	8501		- 30 · CP _{BT}	8501 - 40 · CP _{AT} - 30 · CP _{BT} ≥ 0
(7) 55 °C					15	15,14	227	8728		- 45 · CP _{BT}	8728 - 40 · CP _{AT} - 45 · CP _{BT} ≥ 0
(8) 40 °C					10	15,14	152	8880			
30 °C											

(*) Datos del circuito de dos niveles térmicos:

$c_p = 4,2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$: calor específico a presión constante del agua.

m_{BT} y m_{AT} (en kg/s): flujo másico de las corrientes frías de baja y alta temperatura, respectivamente.

$CP_{BT} = c_p \cdot m_{BT} = 4,2 \cdot m_{BT}$ (en kW/K): capacidad calorífica de la corriente fría de baja temperatura.

$CP_{AT} = c_p \cdot m_{AT} = 4,2 \cdot m_{AT}$ (en kW/K): capacidad calorífica de la corriente fría de alta temperatura.

- (ii) Producción exclusiva de agua caliente a alta temperatura ($CP_{BT} = 0$ y $CP_{AT} \neq 0$). El balance energético en los intervalos de temperatura (3) y (4) de la tabla problema genera las ecuaciones de desigualdad siguientes

$$5977 - 25 \cdot CP_{AT} \geq 0$$

$$7344 - 40 \cdot CP_{AT} \geq 0$$

El valor máximo de CP_{AT} corresponde a la restricción más limitante de las anteriores

$$CP_{\text{máx}}^{AT} = \min \left(\frac{5977}{25} \mid \frac{7344}{40} \right) = \min (239,08 \mid 183,6) = 183,6 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$m_{\text{máx}}^{AT} = 183,6 / 4,2 = 43,71 \text{ kg/s}$$

- (iii) Producción simultánea de agua caliente de los dos niveles de temperatura ($CP_{BT} \neq 0$ y $CP_{AT} \neq 0$). Los límites a la producción conjunta máxima se muestran en la Fig. 3.29. Para obtenerla basta fijar un valor de CP_{AT} comprendido entre 0 y 183,6 kW/K. Luego se resuelven las ecuaciones de restricción resultantes para obtener el valor máximo de CP_{BT} compatible.

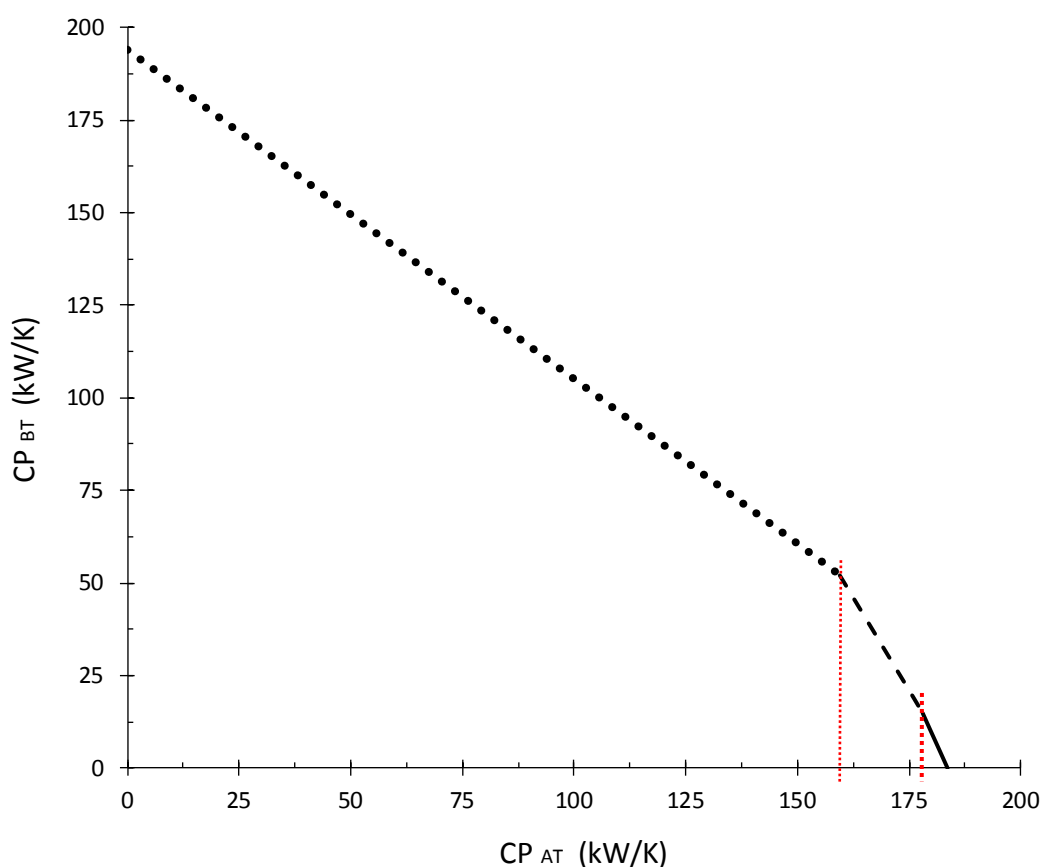


Fig. 3.29: Máxima producción conjunta de calor del motor 20V34SG.

3.7 CASO PRÁCTICO

En este apartado se desarrolla un caso práctico con el propósito de dimensionar un sistema de máxima recuperación de calor útil (en forma de agua caliente y agua fría) partiendo de la energía residual de un motor de gas, en este caso del motor B35:40V12AG de 5120 kW_e (Rolls-Royce, 2009).

El sistema de recuperación de calor en cuestión adecuará la oferta térmica del motor a la demanda de calor a 95°C (para ACS y calefacción) y frío a 7°C (para refrigeración) de un supuesto distrito urbano. Las temperaturas de retorno son las siguientes: agua caliente (55°C) y agua fría (14°C).

El diseño del sistema de máxima recuperación de calor de este motor se basa en la metodología de integración térmica desarrollada en los apartados anteriores de éste capítulo. Para alcanzar la máxima producción de frío en verano, sin menoscabar la producción de calor en invierno, el sistema de recuperación de calor propuesto se compone de dos circuitos con diferentes niveles térmicos:

- (i) Circuito de agua-vapor: agua (95°C) → vapor saturado (180°C). La producción de vapor saturado a 180°C tiene dos posibles destinos. Durante el invierno, producir agua caliente apta para ACS y calefacción a 95°C mediante su condensación y enfriamiento en un intercambiador de calor. Durante el verano, alimentar una enfriadora de absorción de doble efecto (ver Fig. 3.30) para producir agua fría a 7°C que atenderá la demanda de refrigeración. En ambos casos, el condensado retorna al motor a 95°C.

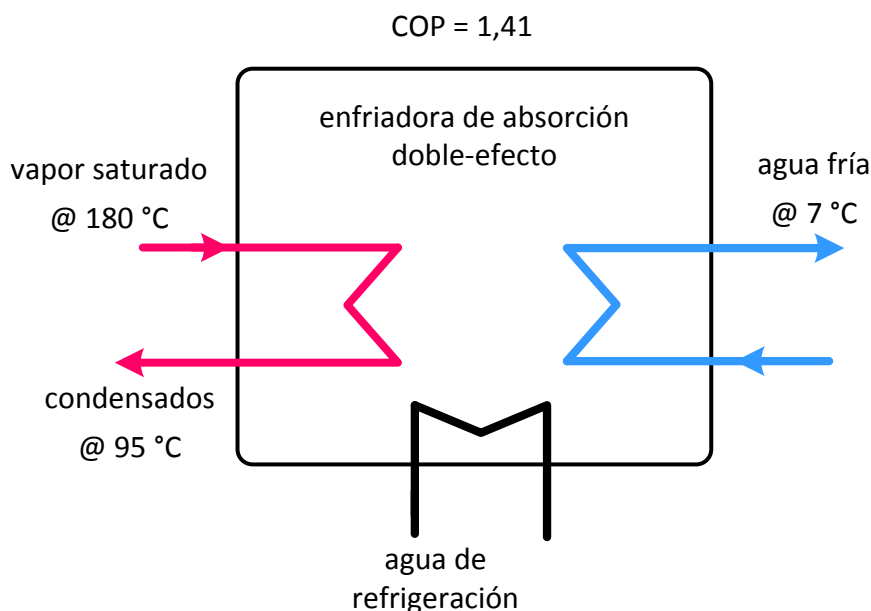


Fig. 3.30: Características de una enfriadora de absorción de doble efecto (Broad Air Co, 2011).

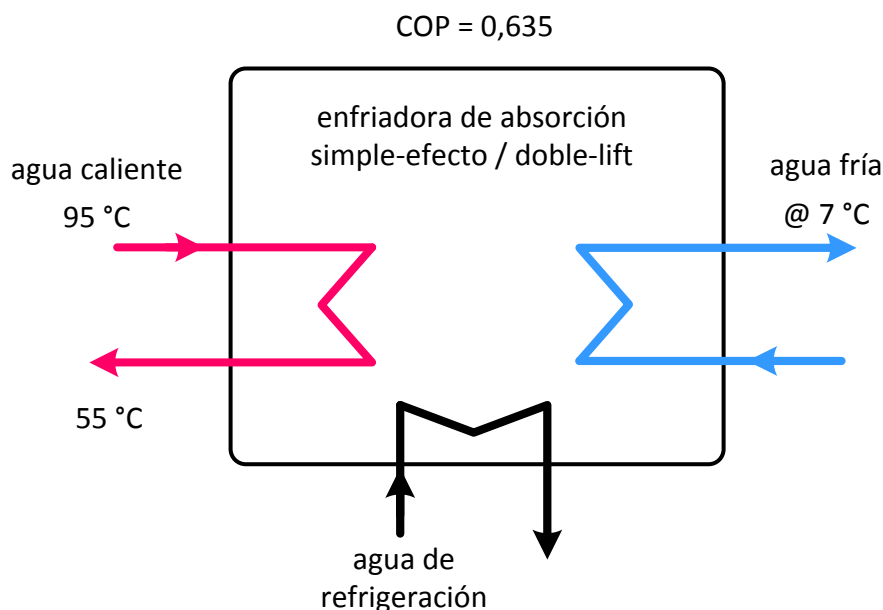


Fig. 3.31: Características de una enfriadora de absorción de simple efecto (World Energy, 2011).

- (ii) Circuito de agua caliente: agua (55°C) \rightarrow agua (95°C). El agua caliente preparada a 95°C tiene dos posibles destinos. Atender la demanda de ACS durante todo el año y la de calefacción en invierno. Durante el verano, podrá accionar una enfriadora de absorción de simple efecto y doble lift (ver Fig. 3.31) para producir agua fría a 7°C que atenderá la demanda de refrigeración. En ambos casos, tras ceder parte de su energía, el agua caliente retorna a 55°C .

La Tabla 3.8 muestra el balance energético de la operación del motor de gas B35:40V12AG oferente de calor.

Tabla 3.8: Balance energético del motor de gas B35:40V12AG (Rolls-Royce, 2009).

Parámetro	Unidad	Valor	Comentario
Potencia eléctrica	kWe	5120	Potencia nominal bruta
Consumo de auxiliares	%	3	
Consumo de gas natural	kW	11.010	pci
Refrigeración de intercooler BT (LTA)	kW	455	Salto térmico: $43 \rightarrow 48^{\circ}\text{C}$
Refrigeración de intercooler AT (HTA)	kW	565	Salto térmico: $75 \rightarrow 84^{\circ}\text{C}$
Refrigeración del aceite (OCW)	kW	595	Salto térmico: $60 \rightarrow 70^{\circ}\text{C}$
Refrigeración de las camisas (JCW)	kW	730	Salto térmico: $84 \rightarrow 90^{\circ}\text{C}$
Flujo másico de gases (GAS)	kg/s	7,861	
Temperatura de gases	$^{\circ}\text{C}$	415	

Para el cálculo de la máxima recuperación de calor del motor de gas se utiliza el algoritmo de la tabla problema, considerando los siguientes supuestos:

- Los gases de escape se enfrían hasta 100°C
- Calor específico de los gases de escape: $c_{pg} = 1,135 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Calor específico del agua: $c_{pa} = 4,2 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Diferencias mínimas de temperatura en los intercambiadores de calor
 - ✓ $\Delta T_{\text{mín}} = 15^{\circ}\text{C}$ para los intercambiadores que recuperan calor de los gases
 - ✓ $\Delta T_{\text{mín}} = 5^{\circ}\text{C}$ en todos los demás intercambiadores
- Approach en la caldera de recuperación: $\Delta T_{\text{approach}} = 37^{\circ}\text{C}$

La Tabla 3.9 recoge la información necesaria sobre la oferta de calor del motor para construir la tabla problema del Cuadro 3.5. La Fig. 3.32 ilustra gráficamente la oferta de calor del motor en función de la temperatura.

Tabla 3.9: Fuentes de calor del motor B35:40V12AG.

Corrientes calientes		$Q_{\text{disponible}}$ [kW]	ΔT [$^{\circ}\text{C}$]	$CP = m \cdot cp$ [kW/K]	T_{inicial} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{final} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{inicial}^* [$^{\circ}\text{C}$]	T_{final}^* [$^{\circ}\text{C}$]
gases	[1] GAS	2810	315	8,921	100	415	85	400
agua	[2] JCW	730	6	121,7	84	90	79	85
	[3] HTA	565	9	62,78	75	84	70	79
	[4] OCW	595	10	59,50	60	70	55	65
	[5] LTA	455	5	91,00	43	48	38	43

(*) Escala de temperatura desplazada

Cuadro 3.5: Tabla problema de la oferta de calor del motor B35:40V12AG.

	CP [1] 8,921	CP [2] 121,7	CP [3] 62,78	CP [4] 59,5	CP [5] 91,0	ΔT [$^{\circ}\text{C}$]	$\sum CP$ [kW/K]	$\sum CP \cdot \Delta T$ [kW]	Oferta [kW]
400 $^{\circ}\text{C}$ -----									
85 $^{\circ}\text{C}$ -----	↓					315	8,921	2.810	2810
79 $^{\circ}\text{C}$ -----		↓				6	121,7	730	3540
70 $^{\circ}\text{C}$ -----			↓			9	62,78	565	4105
65 $^{\circ}\text{C}$ -----				↓		5	0	0	4105
55 $^{\circ}\text{C}$ -----					↓	10	59,5	595	4700
43 $^{\circ}\text{C}$ -----						12	0	0	4700
38 $^{\circ}\text{C}$ -----					↓	5	91,0	455	5155

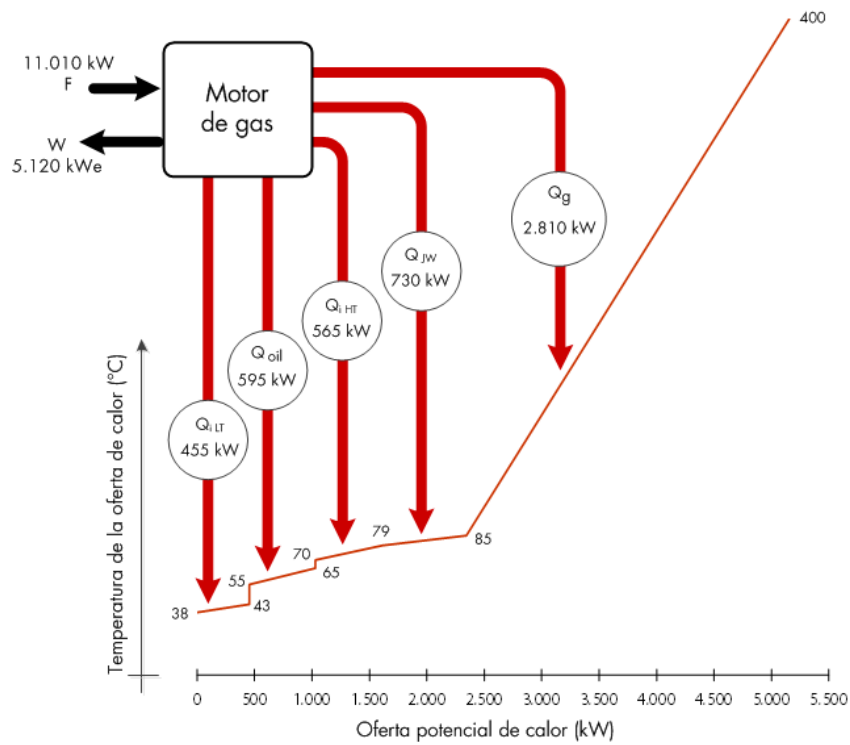


Fig. 3.32: Corriente compuesta que representa la oferta de calor del motor B35:40V12AG.

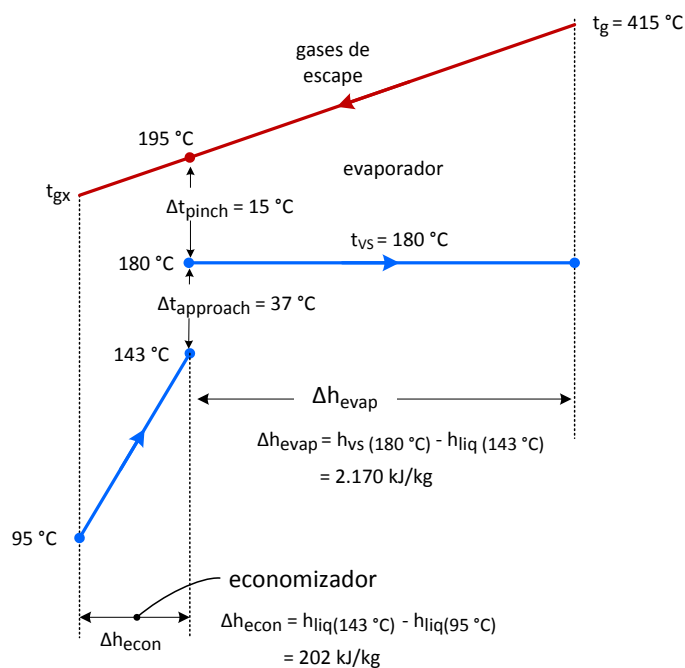


Fig. 3.33: Perfil de temperatura de la caldera de recuperación de calor.

La Fig. 3.33 ilustra el perfil de temperaturas de los gases de escape y del circuito de producción de vapor saturado a 180°C partiendo de agua a 95°C . La tabla problema preparada para evaluar la máxima recuperación de calor de los dos servicios energéticos demandados se muestra en el Cuadro 3.6.

Cuadro 3.6: Tabla problema para la producción de agua caliente y vapor.

Intervalo	Calor ofertado por el motor de gas									Utilidades	Calor recuperable
	8,921	121,7	62,7	59,5	91,0	ΔT	$\sum CP$	Q	$\sum Q$		
(1)	400 °C										
(2)	180 °C (+)					220	8,921	1963	1963	vapor saturado	$1963 - 2170 \cdot m_v \geq 0$
(3)	180 °C (-)					0	8,921	0	1963		$2293 - 2170 \cdot m_v \geq 0$
(4)	143 °C					37	8,921	330	2293		$2721 - 2170 \cdot m_v - 202 \cdot m_v \geq 0$
(5)	95 °C					48	8,921	428	2721	agua caliente	$2810 - 2372 \cdot m_v - 10 \cdot CP_a \geq 0$
(6)	85 °C					10	8,921	89	2810		$3540 - 2372 \cdot m_v - 16 \cdot CP_a \geq 0$
(7)	79 °C					6	121,7	730	3540		$4105 - 2372 \cdot m_v - 25 \cdot CP_a \geq 0$
(8)	70 °C					9	62,78	565	4105		$4105 - 2372 \cdot m_v - 30 \cdot CP_a \geq 0$
(9)	65 °C					5	0	0	4105		$4700 - 2372 \cdot m_v - 40 \cdot CP_a \geq 0$
(10)	55 °C					10	59,5	595	4700		
(11)	43 °C					12	0	0	4700		
(11)	38 °C					5	91,0	455	5155		

$$CP_a \text{ [kW/K]} = cp_a \text{ [kJ/(kg \cdot K)]} \cdot m_a \text{ [kg/s]} = 4,2 \text{ [kJ/(kg \cdot K)]} \cdot m_a \text{ [kg/s]}$$

Obsérvese cómo para elaborar la tabla problema se han definido nuevos intervalos de temperatura debido a la aparición de temperaturas correspondientes a los flujos que demandan calor que no aparecían en la tabla problema de la oferta. La Fig. 3.34 muestra el resultado de la integración térmica de la oferta de calor del motor de gas y la demanda de energía térmica para la producción de agua caliente (95°C) y vapor saturado (180°C), que cumple las dos condiciones siguientes: máxima recuperación de calor y máxima producción de vapor.

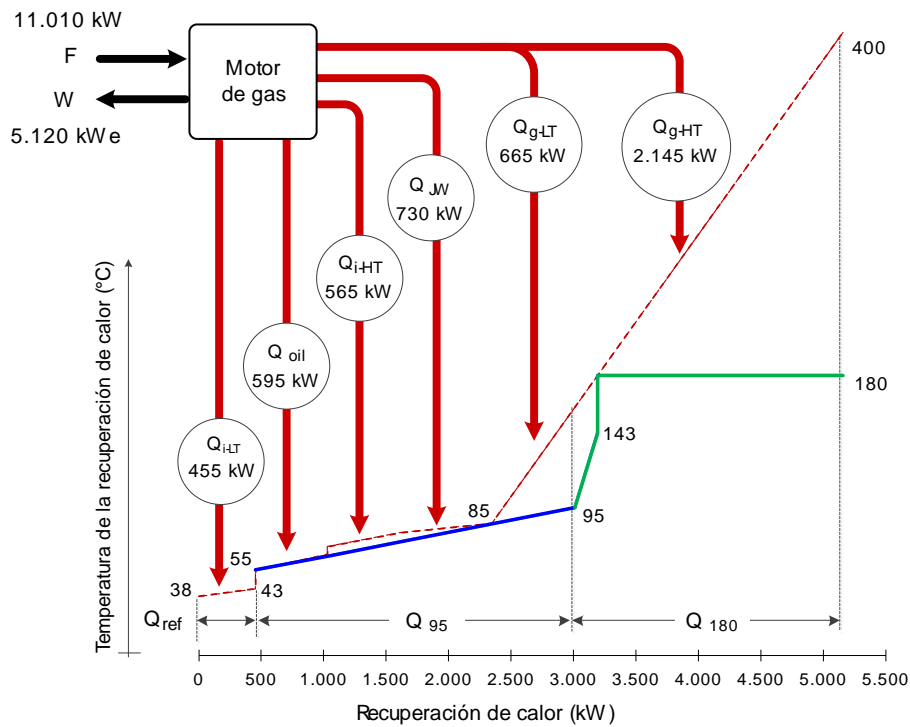


Fig. 3.34: Máxima recuperación de calor y máxima producción de vapor.

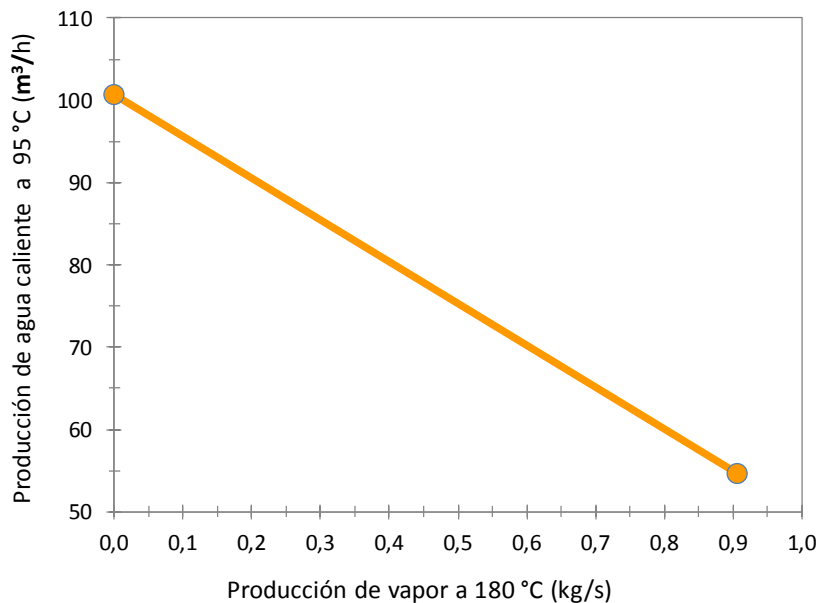


Fig. 3.35: Máxima producción simultánea de vapor saturado y agua caliente.

Del análisis en la tabla problema de la integración térmica de la oferta y demanda de calor (Cuadro 3.6) y de las Figs. 3.34 y 3.35 se extrae la siguiente información:

- La máxima recuperación de calor es de 4700 kW, aportados por el calor de los circuitos de refrigeración del aceite (Q_{OIL}), intercooler de baja temperatura (Q_{I-LT}), camisas (Q_{JW}), intercooler de alta temperatura (Q_{I-HT}), y gases de escape enfriados hasta $100^{\circ}C$ (Q_g).
- Por su bajo nivel térmico, no es factible técnicamente el empleo de 455 kW, lo que equivale al 8,8% del calor ofertado por el motor (5155 kW). Este calor es el procedente del intercooler de baja temperatura, que deberá evacuarse como energía residual hacia el ambiente.
- La producción máxima de vapor saturado a $180^{\circ}C$ partiendo de agua a $95^{\circ}C$ es $mv_{m\acute{a}x} = 0,905$ kg/s. La magnitud del flujo másico de vapor se obtiene resolviendo la condición de máxima producción de vapor. Suponiendo que no se produce agua caliente ($CP_a = 0$) las ecuaciones de restricción determinan que

$$m_{v(m\acute{a}x)} = \min \left(\frac{1963}{2170} \mid \frac{2293}{2170} \mid \frac{2721}{2372} \right) = 0,905 \text{ kg/s}$$

Por tanto, para la producción de vapor saturado a $180^{\circ}C$ (Q_{180}) pueden aprovecharse como máximo 2721 kW, equivalente al 52,8% del calor ofertado por el motor.

- La máxima producción de agua caliente a $95^{\circ}C$ correspondiente a la máxima producción de vapor saturado es de 15,21 kg/s. Este valor se calcula imponiendo $m_v = 0,905$ y aplicando las ecuaciones de restricción

$$CP_{a(m\acute{a}x)} = \min \left(\frac{663}{10} \mid \frac{1393}{16} \mid \dots \frac{2553}{40} \right) = 63,83 \text{ kW/K}$$

$$m_{a(m\acute{a}x)} = 63,83 / 4,2 = 15,21 \text{ kg/s}$$

Para la producción de agua caliente a $95^{\circ}C$ (Q_{95}) se emplean 1979 kW, equivalentes al 38,4% del calor ofertado por el motor.

- Si por algún motivo se prefiriese diseñar la caldera de recuperación de calor para producir vapor saturado en cantidades inferiores a la máxima, es decir, $mv < 0,905$ kg/s, el calor no aprovechado serviría para producir más agua caliente a $95^{\circ}C$. En este caso la producción de vapor y agua caliente pueden determinarse empleando la Fig. 3.35. El valor exacto de la producción de agua caliente a $95^{\circ}C$ (para diferentes flujos másicos de vapor saturado) se obtiene resolviendo la ecuación planteada en el intervalo de temperatura (9) de la tabla problema

$$CP_a \left[\frac{\text{kW}}{\text{K}} \right] = \frac{4700 - 2372 \cdot m_v}{40} = 117,5 - 59,3 \cdot m_v$$

$$m_a \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 27,98 - 14,12 \cdot m_v$$

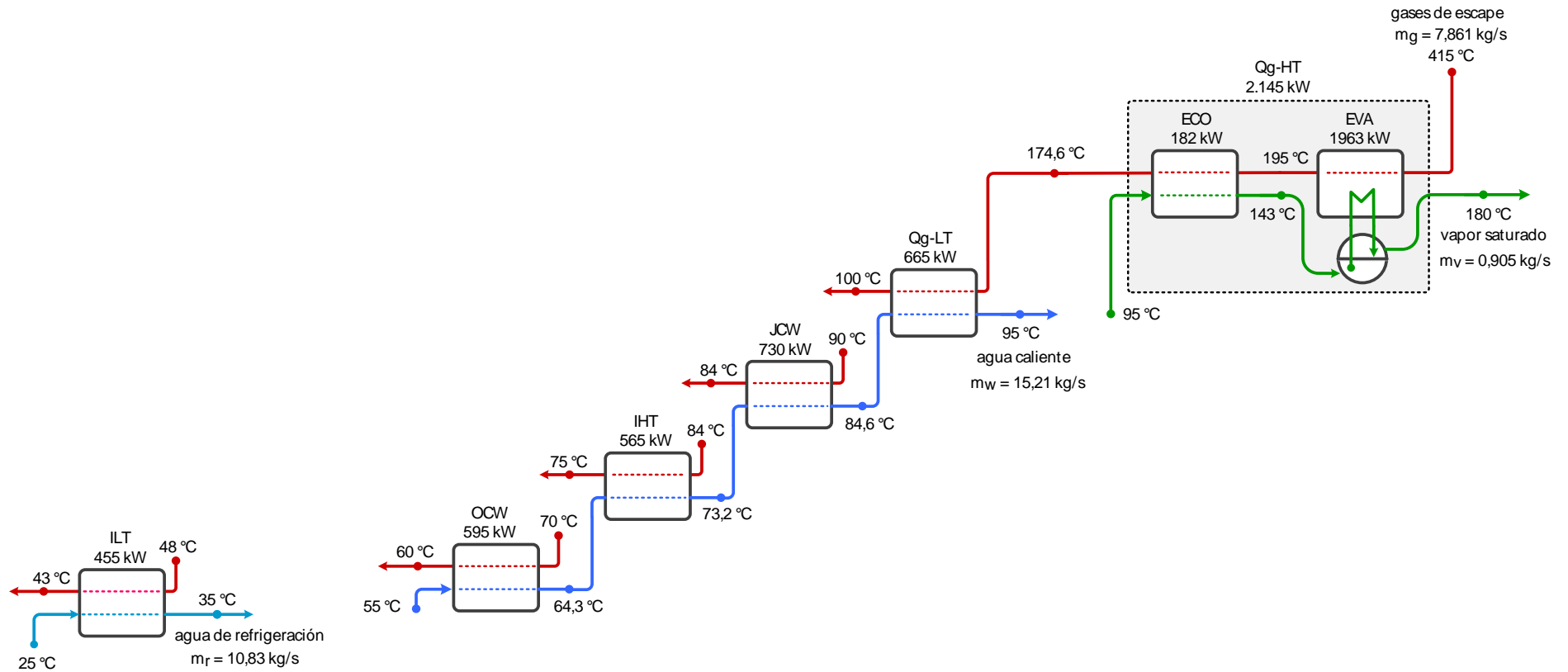
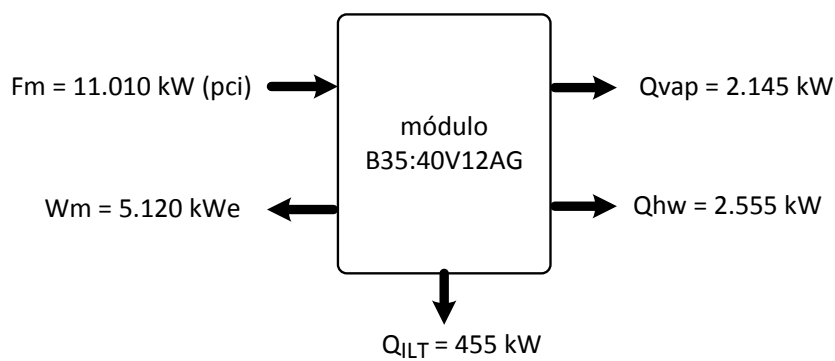


Fig. 3.36: Configuración de la red de intercambiadores del sistema de recuperación de calor (máxima producción de vapor).

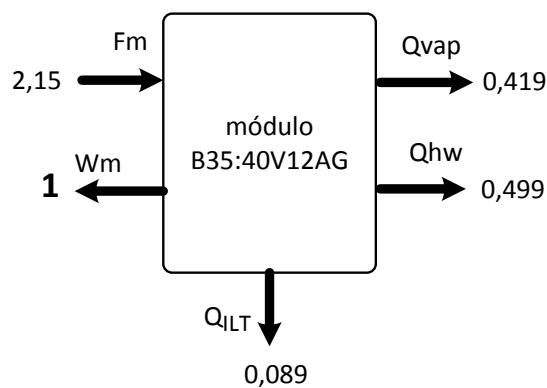
La Fig. 3.36 muestra la red de intercambiadores compatible con la máxima recuperación de calor del motor y con la máxima producción de vapor. La Fig. 3.37 muestra el esquema conceptual de la planta de trigeneración para producción de electricidad, calor en forma de agua caliente a 95°C , vapor saturado a 180°C y frío a 7°C . Esta planta será estudiada con mayor detalle en el próximo capítulo.

La información del sistema de máxima recuperación de calor (a dos niveles térmicos) del motor de gas modelo B35:40V12AG se representa al modo caja negra en la Fig. 3.38. Partiendo de la Fig. 3.38 se determinaron los coeficientes técnicos de producción del módulo de cogeneración en los valores mostrados en la Fig. 3.39, que serán utilizados en el caso práctico del próximo capítulo.



- F_m : consumo de combustible
- W_m : potencia nominal (bruta)
- Q_{vap} : recuperación de calor en forma de vapor saturado a 180°C .
- Q_{hw} : recuperación de calor en forma de agua caliente a 95°C .
- Q_{ILT} : calor del intercooler de baja temperatura (a evacuar).

Fig. 3.38: Prestaciones energéticas del módulo de cogeneración B35:40V12AG.



- F_m : consumo de combustible
- W_m : potencia nominal (bruta)
- Q_{vap} : recuperación de calor en forma de vapor saturado a 180°C .
- Q_{hw} : recuperación de calor en forma de agua caliente a 95°C .
- Q_{ILT} : calor del intercooler de baja temperatura (a evacuar).

Fig. 3.39: Coeficientes técnicos del módulo de cogeneración B35:40V12AG.

4 Diseño óptimo de un sistema de cogeneración de distrito

- 4.1 Introducción
- 4.2 Demanda energética
- 4.3 Superestructura energética
- 4.4 Equipos
- 4.5 Marco legal y económico
- 4.6 Modelo matemático
- 4.7 Resultados
- 4.8 Análisis de sensibilidad
- 4.9 Análisis estructural

4.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo constituye la aplicación de la metodología desarrollada en la tesis, enfocada sobre el siguiente estudio de caso:

“Optimización del diseño y operación de un sistema de cogeneración para un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza (España)”

En el desarrollo de este estudio de caso se pretende determinar:

- i. el mínimo coste total anual de explotación,
- ii. la configuración (tecnología, tamaño y número) de equipos, y
- iii. el programa de operación económica anual hora-por-hora de los equipos

del sistema de cogeneración óptimo que suministrará calor y frío al distrito urbano.

Este capítulo proporciona información acerca de

- la demanda anual de ACS, calefacción y refrigeración del distrito urbano,
- la propuesta de superestructura energética del sistema de cogeneración de distrito,
- las especificaciones técnicas y los costes de inversión de los equipos que participan en la superestructura,
- el marco jurídico español que regula la producción de electricidad en régimen especial con instalaciones de cogeneración,
- las tarifas y precios del gas natural y electricidad,
- el modelo matemático de optimización, y
- la solución óptima; es decir, el coste mínimo anual, la estructura de equipos más conveniente y la operación óptima de los equipos a lo largo del año.

4.2 DEMANDA ENERGÉTICA

En el diseño de un sistema de cogeneración, la calidad de los datos de la demanda energética cumple un rol muy importante, porque provee la información necesaria para: 1) determinar la estructura óptima (tecnología, tamaño y número de equipos) del sistema; y 2) gestionar la operación económica del sistema, adaptando el funcionamiento de los equipos a las variaciones estacionales y horarias de la demanda anual.

La precisión y credibilidad de los resultados de cualquier metodología de optimización para los sistemas de cogeneración y otros sistemas energéticos que atienden demandas variables e intercambiar con el entorno flujos de energía a precios variables será tanto mayor cuanto se analice la operación anual en un mayor número de periodos de tiempo con demanda y precios homogéneos. Salvo en el caso de sistemas en los que participan fuentes renovables de energía la duración más habitual para establecer los periodos de tiempo es de una hora. Esto implicaría descomponer la operación anual en intervalos 8760 periodos de 1 hora de duración. Pero esto supone un esfuerzo de cálculo muy exigente, sobre todo cuando se resuelven problemas de optimización que no de simulación. Una forma de equilibrar las dos exigencias, cuando no está presente en el sistema un acumulador estacional de energía, consiste en caracterizar demanda energética anual de los edificios mediante días tipo (Noren y Pyrko, 1998; Lozano, 2001; Gamou et al., 2002; Domínguez et al., 2011; Ortega et al., 2011).

La Tabla 4.1 recoge la información completa de la demanda anual de ACS, calefacción y refrigeración (utilizada en los modelos optimización) representada en 12 días tipo, uno por cada mes del año. Se hace hincapié que, en este caso de aplicación, las demandas de los días tipo laboral y tipo festivo/fin-de-semana se consideran iguales. La Fig. 4.1 muestra el carácter estacional de las demandas de energía térmica. Como puede apreciarse la duración de demanda de calefacción de circunscribe a los meses de Octubre, Noviembre, Diciembre, Enero, Febrero, Marzo, y Abril; la de refrigeración a los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre; y la de ACS dura todo el año.

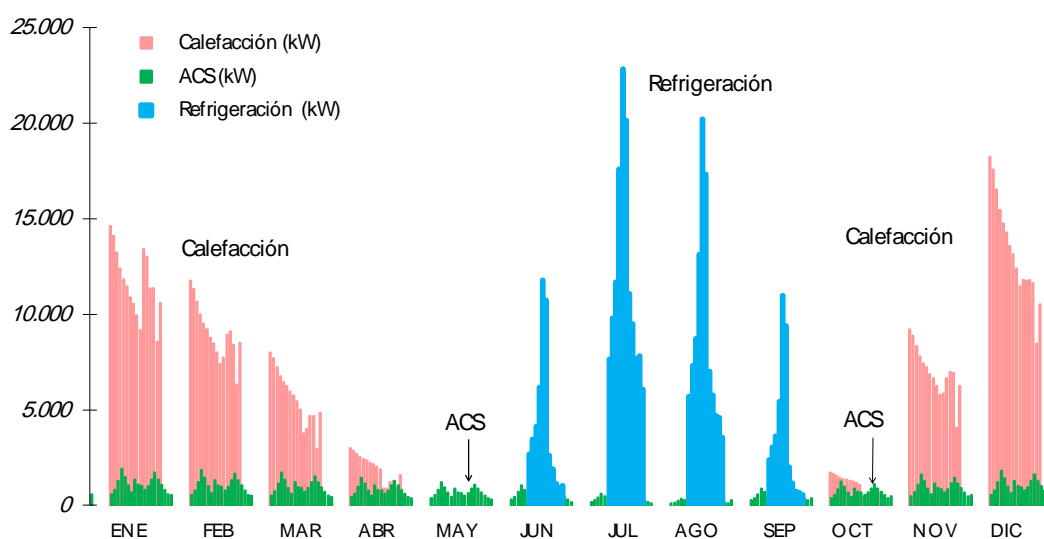


Fig. 4.1: Demanda anual del distrito urbano de 5000 viviendas.

Tabla 4.1a: Demanda de ACS.

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1	562	542	502	428	360	307	307	181	260	369	479	531
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	562	542	502	428	360	307	307	181	260	369	479	531
8	814	786	727	620	522	445	445	262	377	534	694	770
9	1.262	1.217	1.126	961	808	689	689	407	585	828	1.075	1.193
10	1.904	1.837	1.700	1.450	1.220	1.040	1.040	614	882	1.249	1.622	1.800
11	1.491	1.438	1.331	1.136	955	814	814	481	691	978	1.270	1.410
12	1.032	996	921	786	661	564	564	333	478	677	879	976
13	677	653	604	515	433	370	370	218	314	444	576	640
14	1.353	1.306	1.208	1.031	867	739	739	436	627	888	1.153	1.280
15	1.067	1.029	952	812	683	583	583	344	494	700	909	1.009
16	998	963	891	760	639	545	545	322	462	655	850	944
17	803	775	717	612	514	439	439	259	372	527	684	759
18	998	963	891	760	639	545	545	322	462	655	850	944
19	1.353	1.306	1.208	1.031	867	739	739	436	627	888	1.153	1.280
20	1.698	1.638	1.515	1.293	1.087	927	927	547	787	1.114	1.446	1.605
21	1.353	1.306	1.208	1.031	867	739	739	436	627	888	1.153	1.280
22	1.067	1.029	952	812	683	583	583	344	494	700	909	1.009
23	803	775	717	612	514	439	439	259	372	527	684	759
24	562	542	502	428	360	307	307	181	260	369	479	531

La Fig. 4.2 muestra la variación de la demanda de calor (ACS + calefacción) y frío (refrigeración) de los edificios para un día típico de Enero y Julio, respectivamente.

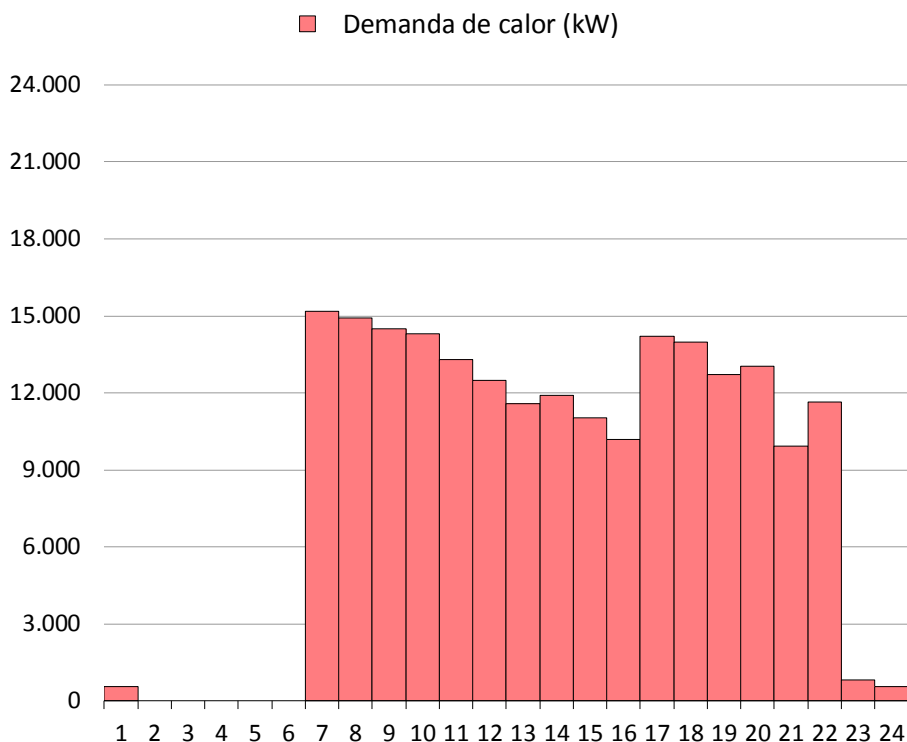


Fig. 4.2a: Demanda de calor (ACS y calefacción) en un día típico de Enero.

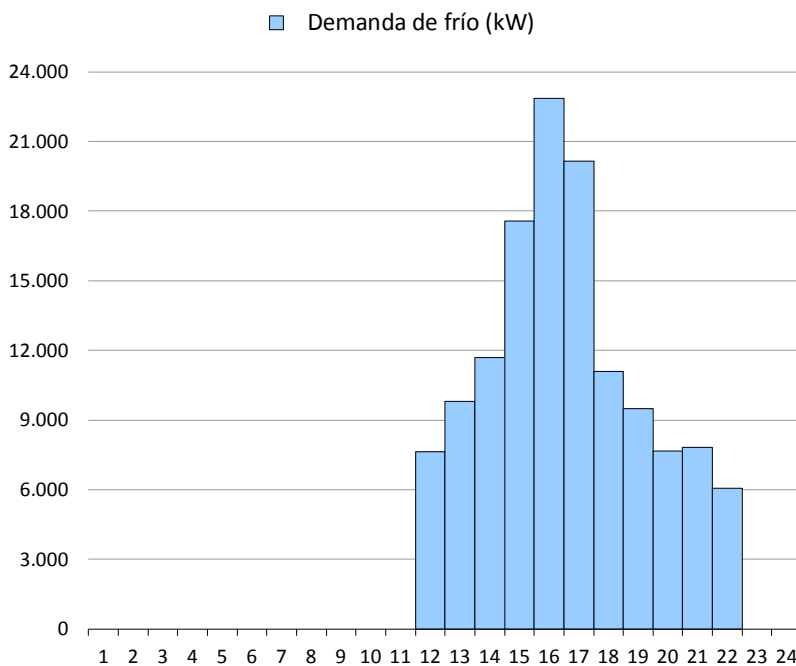


Fig. 4.2b: Demanda de frío en un día típico de Julio.

La Fig. 4.3 muestra la curva de duración anual de las demandas de ACS, calefacción y refrigeración. El distrito urbano demanda 5,1 GWh/año (~ 7000 h/año) de ACS; 24,0 GWh/año (~ 3400 h/año) de calefacción y 9,7 GWh/año (~ 1350 h/año) de refrigeración.

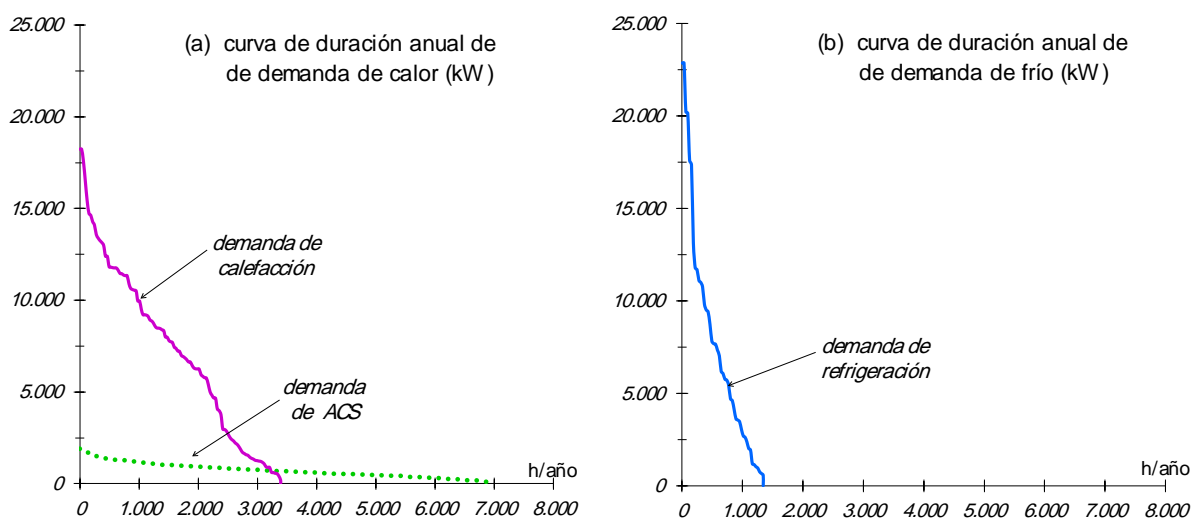


Fig. 4.3. Curvas de duración anual de las demandas de calor y frío del distrito urbano.

La Fig. 4.3 muestra la corta duración (aprox. 300 h/año) de los picos de demanda de calefacción y refrigeración. Esta característica del consumo energético representa a priori un inconveniente para el diseño del sistema de cogeneración/trigeneración de distrito, porque: (i) es antieconómico instalar cogeneración con potencia suficiente para cubrir la máxima demanda de calor, porque solo se aprovecharía parcialmente la mayor parte del año; (ii) las enfriadoras, sean de absorción o mecánicas, quedarían obligadas a operar a carga parcial y solo durante una corta temporada (cuatro meses al año); y (iii) dificulta la elaboración de una estrategia de operación simple de la instalación de cogeneración/trigeneración en general, y en particular, de los motores de gas y las enfriadoras de absorción.

A efectos de fijar las tarifas eléctricas, el año se divide en días laborables y días festivos, según se establece en la Orden ITC/2794/2007 (BOE-234, 2007). Respecto al caso de aplicación que nos ocupa, se utilizan 2 días tipo (laborable y festivo) para representar la demanda de cada mes, excepto Junio y Agosto. El mes de Junio se representa con 4 días tipo: 2 días tipo laborables y 2 días festivos, ya que este mes se divide en dos quincenas, según la Orden ITC/2794/2007 antes citada. El mes de Agosto se representa mediante 1 día tipo festivo. De este modo, la facturación eléctrica del distrito urbano de 5000 viviendas requiere para su descripción de 25 días tipo.

La demanda de energía solo requeriría de 12 días tipo pues consideramos que no varía sino de un mes a otro. La facturación eléctrica nos exige discretizar la operación en 600 períodos (25 días/año $\cdot 24$ h/día) de una hora de duración.

4.3 SUPERESTRUCTURA ENERGÉTICA

Para resolver el problema de la optimización del diseño y operación del sistema de cogeneración que debe atender la demanda anual de ACS, calefacción y refrigeración del distrito urbano de 5000 viviendas, se propone una superestructura energética, cuyo diseño conceptual se muestra en la Fig. 4.4.

Esta superestructura establece el marco tecnológico del modelo termoeconómico de optimización y del programa de programación lineal entera que lo desarrolla, y se crea con el objetivo de que facilite encontrar la estructura de equipos y la estrategia de operación que proporcione el mínimo coste total anual de explotación dentro del conjunto de posibilidades de diseño contempladas.

El empleo de superestructuras conlleva las ventajas e inconvenientes que fueron descritas en el Cap. 2 de este trabajo. La interconexión propuesta entre equipos se fundamenta en la integración térmica de procesos explicada en el Cap. 3.

La superestructura energética seleccionada (véase la Figs. 4.4) comprende las siguientes tecnologías, orientadas a la integración energética: a) módulos de cogeneración con motores de gas (mc), b) enfriadoras de absorción de doble efecto ($abs2$) y de simple efecto ($abs1$), y c) tanques de acumulación de agua caliente ($ACUc$) y agua fría ($ACUf$). También aparecen tecnologías convencionales para la producción de calor: d) calderas de vapor ($cvap$) y agua caliente (chw); y de frío: e) enfriadoras mecánicas (mf). La superestructura se completa con: f) intercambiadores de calor (int) para producir agua caliente con el vapor excedente, y torres de refrigeración (tr) para evacuar el calor residual.

El combustible consumido es gas natural, tanto en los módulos de cogeneración (Fm) como en las calderas de vapor ($Fcvap$) y de agua caliente ($Fchw$).

Del total de la producción nominal bruta de electricidad (Wm) del módulo de cogeneración, el 3% se consume como electricidad auxiliar (Wac) en el propio módulo, y el 97% restante constituye la producción eléctrica neta. De ésta, una parte se emplea en el accionamiento de los diferentes equipos: calderas de vapor ($Wcvap$), calderas de agua caliente ($Wchw$), enfriadoras de absorción de simple efecto ($Wabs1$), enfriadoras de absorción de doble efecto ($Wabs2$), enfriadoras mecánicas (Wmf) y torres de refrigeración ($Wref$), y el excedente (Ev) se exporta a la red eléctrica para su venta en el mercado. Si no existen módulos de cogeneración o existiendo no alcanzan a atender el consumo eléctrico de los equipos, por la razón que fuere, se procederá a la compra de electricidad (Ec).

El sistema de recuperación de calor del motor de gas – véase el Cap. 3 – cuenta con dos circuitos de producción de calor. El circuito de alta temperatura que suministra vapor saturado ($Qvap$) a $180^{\circ}C$ partiendo de condensados que retornan a $95^{\circ}C$. El circuito de baja temperatura que suministra agua caliente (Qhw) a $95^{\circ}C$ partiendo de agua que retorna a $55^{\circ}C$. Para el funcionamiento correcto del módulo de cogeneración, debe evacuarse el calor del intercooler de baja temperatura (Q_{ILT}) a través de la torre de refrigeración.

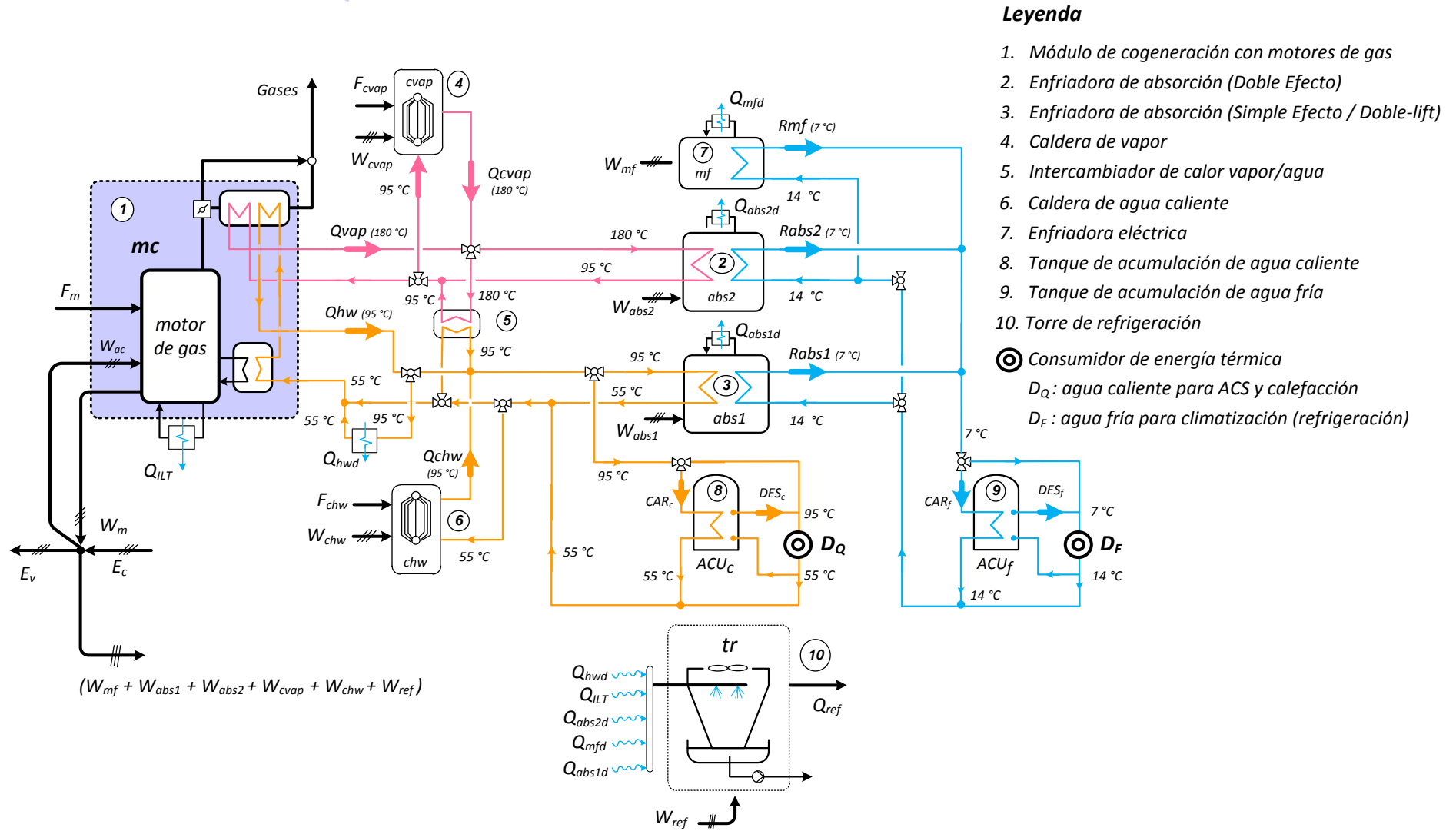


Fig. 4.4: Diseño conceptual de la superestructura energética.

Suponiendo que se instalan todos los equipos presentes en la superestructura, cabe razonar cómo adaptar su operación a la demanda propia de la estación climática del año. Esto se muestra en las Figs. 4.6 y 4.7.

Durante el invierno, la superestructura debe adaptar su operación para cubrir la elevada demanda de calor DQ (que incluye ACS y calefacción). La demanda se atiende con la producción térmica de los módulos de cogeneración Q_{vap} (a través de Q_{int}) y Q_{hw} . Cuando la producción de calor de los módulos supera a la demanda ($Q_{vap} + Q_{hw} > DQ$), el calor excedente (CAR_c) se envía al depósito de agua caliente (ACU_c). Si la economía de la operación lo aconseja, o los módulos de cogeneración no dan abasto, puede descargarse agua caliente ($DESc_c$) del depósito para apoyar en la cobertura de la demanda de calor. Por otro lado, si la producción y descarga de calor son insuficientes, entrarán en operación las calderas de vapor y de agua caliente para aportar Q_{cvap} y Q_{chw} , respectivamente.

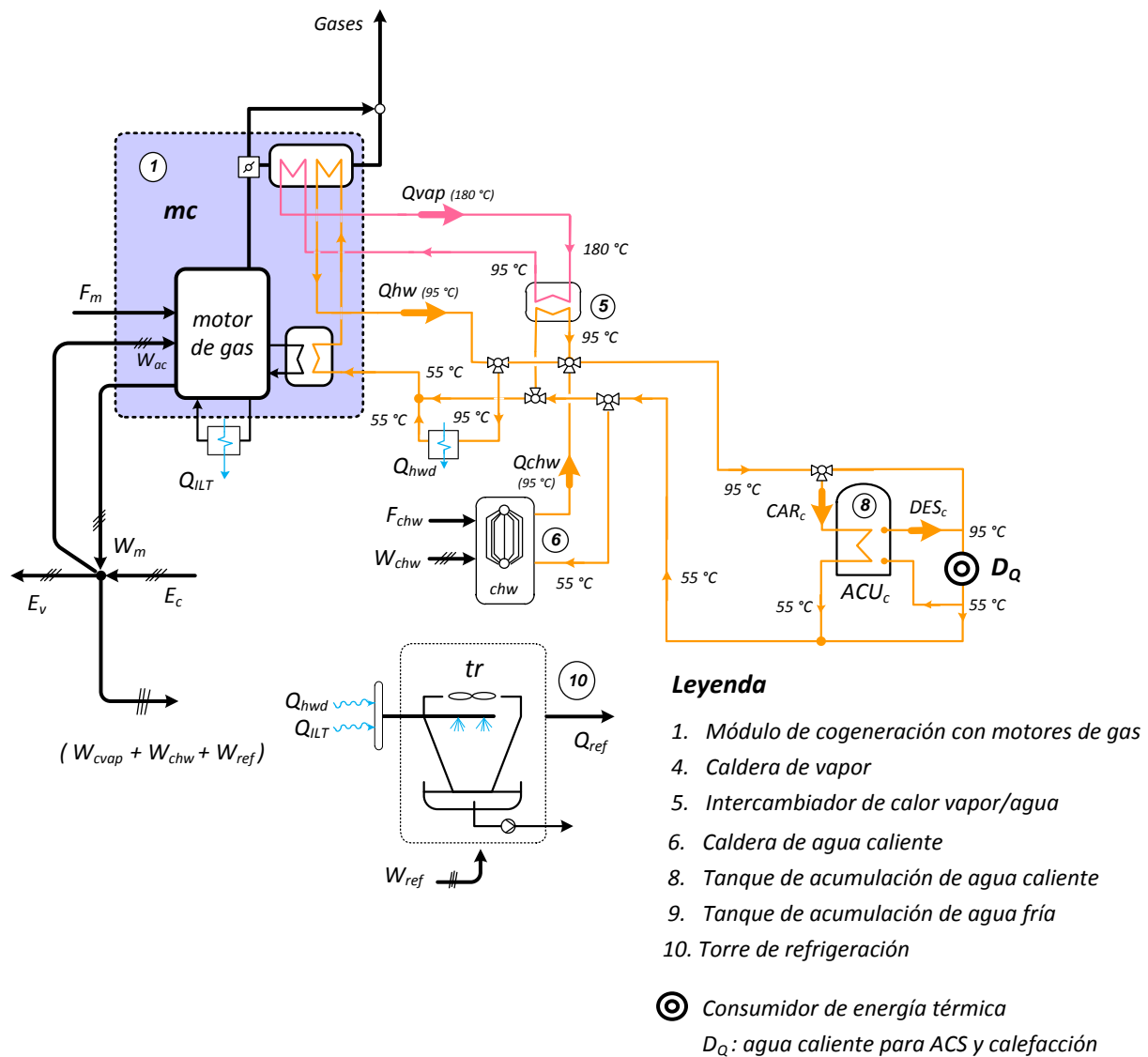
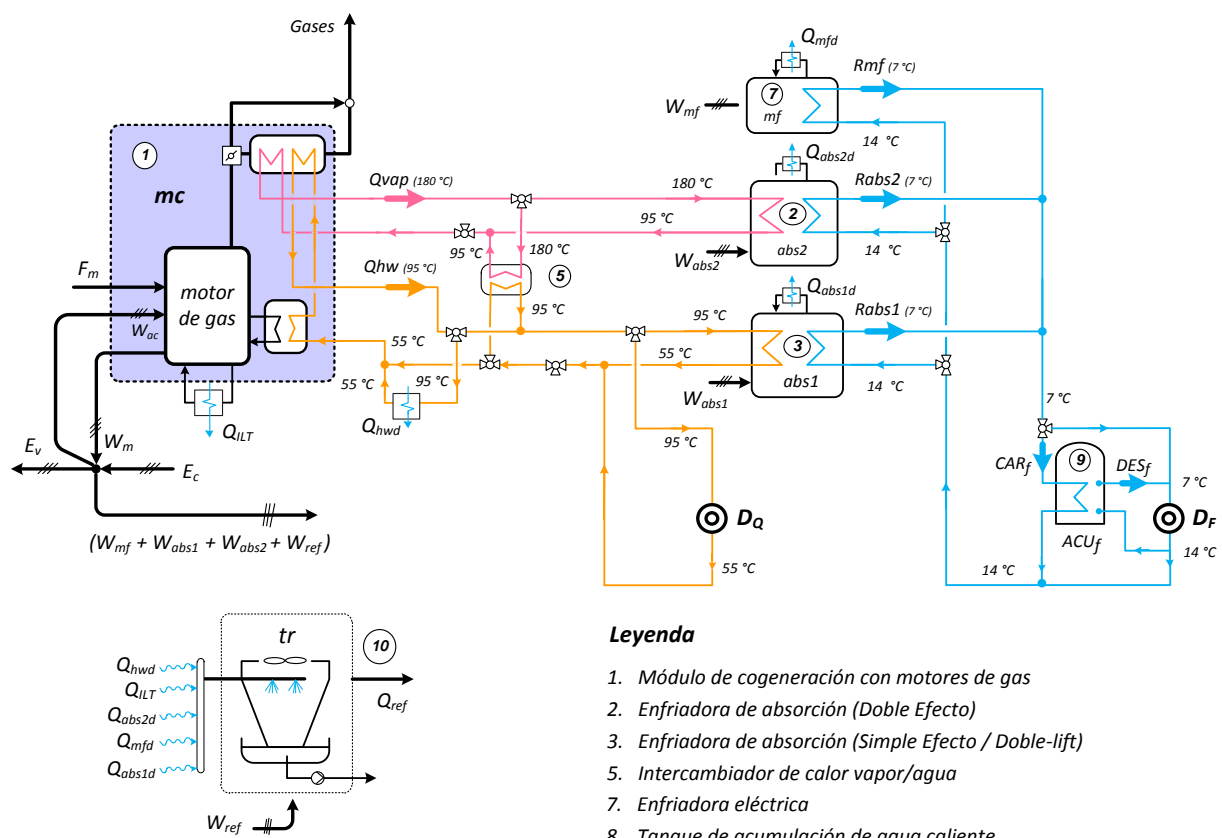


Fig. 4.6: Adaptación de la superestructura para operar durante el invierno.

Durante el verano, la superestructura energética adapta su producción para atender la baja demanda de calor en forma de ACS y la demanda variable de refrigeración DF . La demanda de ACS puede atenderse con el calor de baja temperatura Q_{hw} proporcionado por los módulos de cogeneración. La cobertura de la demanda de refrigeración se realiza con el agua fría procedente de las enfriadoras de absorción de doble efecto y simple efecto. Durante los períodos de operación con superávit en la producción de frío ($Rabs1 + Rabs2 > DF$), se carga el excedente de agua fría (CAR_f) en el tanque de acumulación (ACU_f). El agua fría acumulada se descarga (DES_f) en los periodos punta ayudando a cubrir la demanda de frío. Cuando la producción de frío por absorción sea insuficiente, el déficit Rmf será servido por las enfriadoras mecánicas.



Leyenda

1. Módulo de cogeneración con motores de gas
 2. Enfriadora de absorción (Doble Efecto)
 3. Enfriadora de absorción (Simple Efecto / Doble-lift)
 5. Intercambiador de calor vapor/agua
 7. Enfriadora eléctrica
 8. Tanque de acumulación de agua caliente
 9. Tanque de acumulación de agua fría
 10. Torre de refrigeración
- ⊙ Consumidor de energía térmica
 D_Q : agua caliente para ACS
 D_F : agua fría para climatización (refrigeración)

Fig. 4.6: Adaptación de la superestructura para operar durante el verano.

4.4 EQUIPOS

En este apartado se presenta la información técnica de los equipos que forman parte de la superestructura energética mostrada en las Figs. 4.4 y 4.5. Los datos se proporcionan con una nomenclatura acorde al modelo matemático que será utilizado para describir la operación de los equipos, con el objetivo de facilitar la comprensión del programa de optimización.

4.4.1 Características técnicas

Módulo de cogeneración con motor de gas (mc)

El Cuadro 4.1 recoge las especificaciones técnicas del motor de gas seleccionado para la superestructura del sistema de cogeneración.

El sistema de recuperación de calor de este motor se ha diseñado con el criterio de máxima recuperación térmica (véase el Cap. 3), y se compone de tres circuitos de producción de calor:

1. Q_{vap} : Circuito de vapor. El vapor saturado se suministra a $180^{\circ}C$ y retorna al módulo de cogeneración como líquido a $95^{\circ}C$.
2. Q_{hw} : Circuito de agua caliente. El agua caliente se impulsa a $95^{\circ}C$ y retorna a $55^{\circ}C$.
3. Q_{ILT} : Circuito de agua tibia. El calor del agua caliente procedente del intercooler de baja temperatura no es aprovechable y se disipa en las torres de refrigeración

Cuadro 4.1: Información técnica del módulo de cogeneración (Rolls-Royce, 2009).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	B35:40V12AG
Consumo de gas natural (kW-pci)	11.010
Potencia nominal bruta (kWe)	5120
Potencia nominal neta (kWe)	4967
Consumos propios de electricidad (%)	3 (*)
Refrigeración de intercooler BT (kWc)	455
Refrigeración de intercooler AT (kWc)	565
Refrigeración del aceite (kWc)	595
Refrigeración de las camisas (kWc)	730
Caudal de gases (kg/s)	7,861
Temperatura de gases (°C)	415

$F_m = R_{FW} \cdot W_m$ → **mc** → $Q_{vap} = R_{Qvap} \cdot W_m$
 W_m ← **mc** → $Q_{hw} = R_{Qhw} \cdot W_m$
 ($W_m \leq W_{mNom}$)
 $W_{mNom} = 5120 \text{ kW}$
 $W_{ac} = C_{UEm} \cdot W_m$ ⚡ $Q_{ILT} = R_{QILT} \cdot W_m$

$$R_{FW} \cong \frac{F_{mNom}}{W_{mNom}} = 2,15 \quad C_{UEm} \cong \frac{W_{acNom}}{W_{mNom}} = 0,03 \quad R_{QILT} \cong \frac{Q_{ILTNom}}{W_{mNom}} = 0,089$$

$$R_{Qvap} \cong \frac{Q_{vapNom}}{W_{mNom}} = \frac{2145 \text{ kW}}{5120 \text{ kW}} = 0,419 \quad R_{Qhw} \cong \frac{Q_{hwNom}}{W_{mNom}} = \frac{2555 \text{ kW}}{5120 \text{ kW}} = 0,499$$

Coefficientes técnicos

- RFW : consumo unitario de combustible
- CUEm : autoconsumo unitario de electricidad del motor
- RQvap : producción unitaria de vapor a 180 °C
- RQhw : producción unitaria de agua caliente a 95 °C
- RQILT : evacuación unitaria de calor del intercooler de BT

Flujos energéticos

- Wm : producción (bruta) de electricidad
- Wac : autoconsumo de electricidad
- Qvap : producción de vapor a 180 °C
- Qhw : producción de agua caliente a 95 °C
- QILT : evacuación de calor del intercooler de BT

(*) Cogen Spain (2002)

Caldera de vapor (cvap)

En el Cuadro 4.2 se muestra la información técnica de la caldera de vapor propuesta en la superestructura energética. La caldera suministra vapor saturado a 180°C y los condensados retornan a 95°C.

Cuadro 4.2: Información técnica de la caldera de vapor (Viessman, 2009a).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	Vitomax 200 - HS
Combustible	gas natural
Potencia nominal (kWc)	4.000
Rendimiento (% pci)	93
Consumo auxiliar (kWe/kWc)	0,02 (*)

$F_{cvap} = \frac{Q_{cvap}}{RQF_{vap}}$

$W_{cvap} = CUE_{vap} \cdot Q_{cvap}$

cvap
 $Q_{cvapNom} = 4000 \text{ kW}$
 $(Q_{cvap} \leq Q_{cvapNom})$

$RQF_{vap} \cong \frac{Q_{cvapNom}}{F_{cvapNom}} = 0,93$

$CUE_{vap} \cong \frac{W_{cvapNom}}{Q_{cvapNom}} = 0,02$

Coefficientes técnicos

RQFvap : rendimiento de la caldera de vapor

CUEvap : autoconsumo eléctrico unitario de la caldera de vapor

Flujos energéticos

Fcvap : consumo de gas natural

Qcvap : producción de vapor a 180 °C

Wcvap : autoconsumo de electricidad de la caldera de vapor

(*) Cleaver Brooks (2011)

Caldera de agua caliente (chw)

El Cuadro 4.3 muestra la información técnica de la caldera de agua caliente propuesta en la superestructura energética. La temperatura de suministro/retorno del agua es 95/55°C.

Cuadro 4.3: Información técnica de la caldera de agua caliente (Viessman, 2009b).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	Vitomax 200 - LW
Combustible	gas natural
Potencia nominal (kWc)	3.900
Rendimiento (% pci)	92
Consumo auxiliar (kWe/kWc)	0,02 (*)

$$F_{chw} = \frac{Q_{chw}}{RQFhw}$$

$$W_{chw} = CUEhw \cdot Q_{chw}$$

$$RQFhw \cong \frac{Q_{chwNom}}{F_{chwNom}} = 0,92$$

$$CUEhw \cong \frac{W_{chwNom}}{Q_{chwNom}} = 0,02$$

Coefficientes técnicos
 RQFhw : rendimiento de la caldera de agua caliente
 CUEhw : autoconsumo eléctrico unitario de la caldera de agua caliente

Flujos energéticos
 Fchw : consumo de gas natural
 Qchw : producción de agua caliente a 95 °C
 Wchw : autoconsumo de electricidad de la caldera de agua caliente

(*) Cleaver Brooks (2011)

Enfriadora mecánica (mf)

En el Cuadro 4.4 se muestran las especificaciones técnicas de la enfriadora mecánica seleccionada para la superestructura energética. La temperatura de suministro/retorno del agua fría es 7/14°C.

Cuadro 4.4: Información técnica de la enfriadora mecánica (Mitsubishi, 2009).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	AART - 145EX
Potencia nominal (kWf)	5.978
COP (incluye consumo auxiliar eléctrico)	6,11
Consumo auxiliar (kWe/kWf)	0,164 (*)

$W_{mf} = \frac{R_{mf}}{COP_{mf}}$

mf
 $R_{mfNom} = 5978 \text{ kW}$

$Q_{mfd} = RQ_{mfd} \cdot R_{mf}$

$COP_{mf} \cong \frac{R_{mfNom}}{W_{mfNom}} = 6,11$

$RQ_{mfd} \cong \frac{Q_{mfdNom}}{R_{mfNom}} = 1,164$

Coefficientes técnicos
 COP_{mf} : COP de la enfriadora mecánica (a carga nominal)
 RQ_{mfd} : evacuación de calor unitaria del condensador

Flujos energéticos
 R_{mf} : producción de agua fría
 W_{mf} : consumo de electricidad
 Q_{mfd} : evacuación de calor del condensador

(*) Bahnfleth and Peyer (2004) y JRC (2001)

Enfriadora de absorción de simple efecto y doble lift (abs1)

El Cuadro 4.5 recoge las especificaciones técnicas de la enfriadora de absorción de simple efecto propuesta para la superestructura energética. La temperatura de suministro/retorno del agua fría es 7/14°C.

Cuadro 4.5: Información técnica la enfriadora de absorción de simple efecto (World Energy, 2009).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	2AB 420
Potencia nominal (kWf)	1.476
Fuente de calor (95°C → 55°C)	Agua caliente
COP	0,635
Consumo de auxiliares (kWe/kWf)	0,02 (*)

$$COP_{abs1} \cong \frac{R_{abs1Nom}}{Q_{abs1Nom}} = 0,635 \qquad RQ_{abs1d} \cong \frac{Q_{abs1dNom}}{R_{abs1Nom}} = 2,575$$

$$CUE_{abs1} \cong \frac{W_{abs1Nom}}{R_{abs1Nom}} = 0,02$$

Coefficientes técnicos
 COP_{abs1} : COP de la enfriadora mecánica (a carga nominal)
 CUE_{abs1} : consumo eléctrico unitario de la enfriadora de absorción (módulo)
 RQ_{abs1d} : evacuación de calor unitaria del condensador

Flujos energéticos
 R_{abs1} : producción de agua fría
 Q_{abs1} : consumo de agua caliente a 95 °C
 W_{abs1} : consumo de electricidad de la enfriadora de absorción (módulo)
 Q_{abs1d} : evacuación de calor del condensador

(*) GTI (2006)

Enfriadora de absorción de doble efecto (abs2)

El Cuadro 4.6 recoge la información técnica de la enfriadora de absorción de doble efecto propuesta para la superestructura energética. La temperatura de suministro/retorno del agua fría es 7/14 °C.

Cuadro 4.6: Información técnica la enfriadora de absorción de doble-efecto (Broad-Air Co, 2009).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	BYS 250
Potencia nominal (kWf)	2.908
Fuente de calor (vapor 180°C → liq. 95°C)	Vapor saturado
COP	1,41
Consumo de auxiliares (kWe/kWf)	0,02 (*)

$$\text{COPabs2} \cong \frac{\text{Rabs2Nom}}{\text{Qabs2Nom}} = 1,41$$

$$\text{CUEabs2} \cong \frac{\text{Wabs2Nom}}{\text{Rabs2Nom}} = 0,02$$

$$\text{RQabs2d} \cong \frac{\text{Qabs2dNom}}{\text{Rabs2Nom}} = 1,709$$

Coefficientes técnicos

COPabs2 : COP de la enfriadora mecánica (a carga nominal)

CUEabs2 : consumo eléctrico unitario de la enfriadora de absorción (módulo)

RQabs2d : evacuación de calor unitaria del condensador

Flujos energéticos

Rabs2 : producción de agua fría

Qabs2 : consumo de vapor saturado a 180 °C

Wabs2 : consumo de electricidad de la enfriadora de absorción (módulo)

Qabs2d : evacuación de calor del condensador

(*) GTI (2006)

Torre de refrigeración (tr)

El Cuadro 4.7 recoge la información técnica de la torre de refrigeración propuesta en la superestructura energética.

Cuadro 4.7: Información técnica de la torre de refrigeración (SPX Cooling Tech., 2009).

Especificaciones técnicas a carga nominal	
Modelo	Marley CT -AV66036
Potencia nominal (kWf)	8.808
Consumo de auxiliares (kWe/kWf)	0,025 (*)

$Q_{refNom} = 8808 \text{ kW}$
 $(Q_{ref} \leq Q_{refNom})$
 $W_{ref} = CUE_{ref} \cdot Q_{ref}$ $CUE_{abs2} \cong \frac{W_{abs2dNom}}{R_{abs2Nom}} = 0,02$

Flujos energéticos

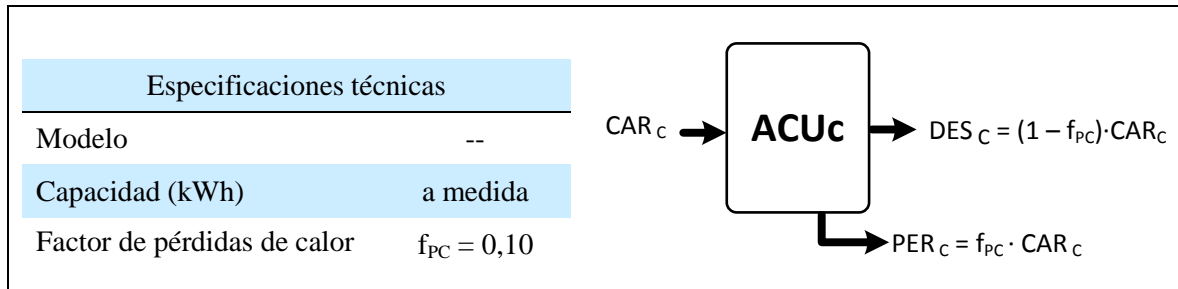
- Q_{ref} : calor evacuado al medio ambiente
- ΣQ : calor procedente del motor y condensadores de las enfriadoras de agua
- Q_{wref} : consumo de electricidad de la torre de refrigeración (modular)

(*) JRC (2001); ETSU (2001)

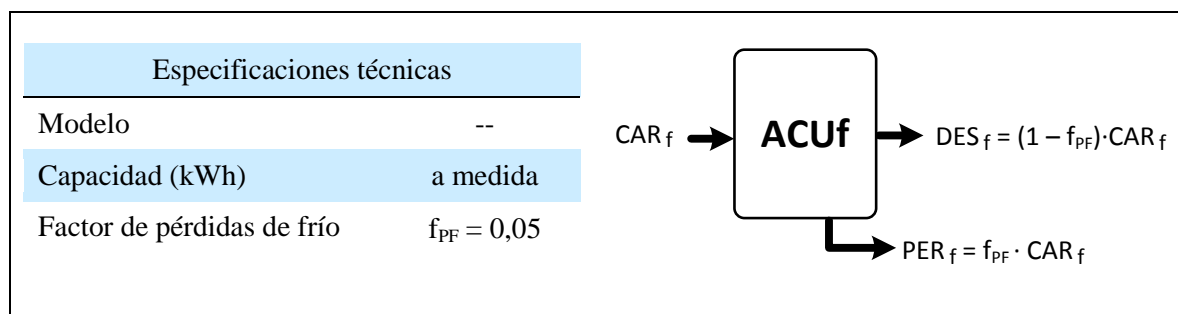
Depósitos de acumulación de agua caliente / fría (ACUc / ACUf)

Los Cuadros 4.8 y 4.9 recogen la información técnica de los depósitos de acumulación de agua caliente y agua fría propuestos en la superestructura energética.

Cuadro 4.8: Información técnica del depósito de acumulación de agua caliente.



Cuadro 4.9: Información técnica del depósito de acumulación de agua fría.



4.4.2 Costes de inversión y mantenimiento

La superestructura energética tiene una configuración modular. Es decir, para cada tecnología se ha seleccionado un modelo de equipo comercial, cuyas características técnicas se acaban de presentar. El sistema de cogeneración diseñado contendrá ninguno, uno o varios equipos de las distintas tecnologías. El coste específico de inversión de cada equipo c_{INV} (en €/kW) se calculó utilizando la expresión:

$$c_{INV} = f_M \cdot c_{EQ} \tag{4.1}$$

donde c_{EQ} [€/kW] es el coste de compra del equipo por unidad de potencia nominal y f_M un factor de modulo simple (Ulrich and Vasudevan, 2004) que toma en consideración los costes de instalación, tuberías, panel de control, equipos auxiliares, etc.

El Cuadro 4.10 recoge los costes de inversión de los equipos candidatos que forman parte de la superestructura del sistema de cogeneración.

Cuadro 4.10: Costes de inversión de los equipos de la superestructura energética.

EQUIPOS	f_M [-]	c_{EQ} [€kW]	c_{INV} [€kW]
módulo de cogeneración (mc)	1,50 (r1)	450 (r1)	675
caldera de vapor (cvap)	1,80 (r2)	67 (r3)	120
caldera de agua caliente (chw)	1,50 (r4)	36,7 (r3)	55
enfriadora mecánica (mf)	1,30 (r5)	80 (r5)	105
enfriadora de absorción SE (abs1)	1,50 (r5)	175 (r6)	260
enfriadora de absorción DE (abs2)	1,50 (r5)	170 (r7)	260
torre de refrigeración (tr)	1,40 (r5)	21,4 (r8)	30
tanque agua caliente (ACUc)	--	--	40 €kWh (r9)
tanque agua fría (ACUf)	--	--	80 €kWh (r9)

Referencias

r1: Goldstein et al. (2003)
r2: Ulrich and Vasudevan (2004)
r3: Viessmann (2009)
r4: Thermital (2008)
r5: Bahnfleth and Peyer (2004)
r6: RS Means (2001)
r7: Broad-Air Co. (2009)
r8: SPX Cooling Tech. (2009)
r9: de Wit (2007)

La función objetivo del modelo global de optimización es el coste total anual, cuyo coste fijo se calcula según se describe en el Cuadro 4.11.

Para el cálculo del coste fijo anual derivado de la amortización y mantenimiento del capital invertido se hicieron las consideraciones siguientes. La tasa de interés anual es $i = 0,10$ año⁻¹, y la vida útil de todos los equipos es igual a $n = 20$ años, entonces el factor de recuperación del capital resulta

$$f_{RC} = i \cdot (1 + i)^n / [(1 + i)^n - 1] = 0,1175 \text{ año}^{-1} \quad (4.2)$$

Los costes de O&M representan el 3,25% del coste total de inversión: $f_{O\&M} = 0,0325 \text{ año}^{-1}$.

Así, el factor de amortización y mantenimiento toma el valor

$$f_{am} = f_{RC} + f_{O\&M} = 0,15 \text{ año}^{-1} \quad (4.3)$$

Los costes indirectos del proyecto representan el 20% del coste de los equipos, así $f_{CI} = 0,20$.

Cuadro 4.11: Coste anualizado de amortización y mantenimiento de los equipos.

$$C_{FLJO} = fam \cdot (1 + f_{CI}) \cdot \sum_j c_{INV}(j) \cdot P_{NOM}(j) \cdot NEq_{INS}(j)$$

donde

- C_{FLJO} : coste total anual de inversión en equipos [€]
- j representa a la tecnología candidata j en la superestructura
- $NEq_{INS}(j)$ es el número de equipos instalados de la tecnología j
- $P_{NOM}(j)$ es la capacidad nominal del equipo de la tecnología j [kW]
- $c_{INV}(j)$ es el coste específico de inversión de la tecnología j [€]
- f_{CI} es el factor de costes indirectos del proyecto
- f_{AM} es el factor de amortización y mantenimiento [año^{-1}]

$$f_{AM} = f_{RC} + f_{O\&M}$$

f_{RC} es el factor de recuperación de capital (Horlock, 1987)

$$f_{RC} = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1}$$

N es el número de años de vida útil de los equipos

i es el tipo de interés anual [año^{-1}]

$f_{O\&M}$ es el factor de gastos concernientes a la O&M de los equipos

4.5 MARCO LEGAL Y ECONÓMICO

En España, el RD 661/2007 (BOE-126, 2007) establecía en 2010 el marco jurídico que regulaba la actividad de producción de electricidad con instalaciones de cogeneración de potencia inferior a 50 MWe. Según este Real Decreto, las instalaciones de producción de electricidad acogidas en el Régimen Especial se clasifican en tres categorías (*a*, *b* y *c*), y éstas a su vez en grupos y subgrupos. Las instalaciones de cogeneración que utilizan gas natural como combustible pertenecen al subgrupo *a.1.1*.

4.5.1 Rendimiento eléctrico equivalente mínimo legal

Según el RD 661/2007 (BOE-126, 2007), el Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE) de una instalación de cogeneración se calcula como

$$\text{REE} = \frac{E}{Q - \frac{V}{\text{Ref } H\eta}} \quad (4.4)$$

donde Q es el combustible consumido (expresada en base pci), E es la electricidad medida en bornes del generador, V es el calor cogenerado consumido por los usuarios, y $\text{Ref } H\eta$ es el valor de referencia del rendimiento de producción separada de calor.

El RD 661/2007 establece el requisito siguiente para que una instalación de cogeneración pueda acogerse al Régimen Especial: *en un período de un año, ésta debe acreditar un rendimiento eléctrico equivalente promedio igual o superior (acorde al tipo de tecnología y combustible empleados) a los valores de la Tabla 4.2*. Para aquellas instalaciones calificadas como de pequeña escala (potencia eléctrica nominal < 1 MW), el rendimiento eléctrico equivalente mínimo exigido será un 10% inferior al valor que aparece en la tabla.

Tabla 4.2: REE mínimo para las instalaciones de cogeneración del Régimen Especial.

Tipo de combustible	REE (%)
Combustibles líquidos en centrales con calderas	49
Combustibles líquidos en motores térmicos	56
Combustibles sólidos	49
Gas natural y GLP en motores térmicos	55
Gas natural y GLP en turbinas de gas	59
Otras tecnologías y combustibles	59
Biomasa incluida en los grupos b.6 y b.8	30
Biomasa y/o biogás incluido en los grupos b.7	50

4.5.2 Instalaciones de cogeneración de alta eficiencia

Según el *Anexo III de la Directiva 2004/8/CE* (DiarioUE-52, 2004), el ahorro de energía primaria (*Primary Energy Saving, PES*) porcentual se calcula mediante la siguiente expresión:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right) \cdot 100 \% \quad (4.5)$$

donde

PES: Ahorro de energía primaria (porcentual).

CHP H η : Eficiencia térmica de la producción mediante cogeneración definida como la producción anual de calor útil dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

Ref H η : Valor de referencia armonizado de la eficiencia para la producción separada de calor.

CHP E η : Eficiencia eléctrica de la producción mediante cogeneración definida como la electricidad anual producida por cogeneración dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

Ref E η : Valor de referencia armonizado de la eficiencia para la producción separada de electricidad.

Asimismo, la *Directiva 2004/8/CE* fija los criterios que califican a las *instalaciones de cogeneración de alta eficiencia*:

- la producción energética procedente de unidades de cogeneración deberá aportar un ahorro de energía primaria (*PES*) de al menos el 10%, en relación con los datos de referencia de la producción por separado de calor y electricidad,
- la producción energética de las unidades de cogeneración a pequeña escala (< 1000 kWe) y de microcogeneración (< 50 kWe) que aporten algún ahorro de energía primaria, por pequeño que sea, podrá considerarse cogeneración de alta eficiencia.

Los valores de referencia armonizados para instalaciones que consumen gas natural están fijados por la *Decisión de la Comisión de 21 de Diciembre de 2006* (DiarioUE-32, 2007) en *Ref E η = 0,525* y *Ref H η = 0,90*.

Se asume que la instalación de cogeneración objeto de estudio tiene un autoconsumo aproximado del 10% de la producción eléctrica, y que la electricidad excedente se exporta a un nivel de tensión de 50-100 kV, por lo que debe corregirse el valor de referencia $Ref E\eta$ multiplicándolo por el factor 0,965 y resulta $Ref E\eta_{CORREGIDO} = 0,5056$.

4.5.3 Facturación de la electricidad vendida a la red

Según el RD 616/2007, las instalaciones de cogeneración acogidas al Régimen Especial pueden vender parcial o totalmente su producción eléctrica, debiendo elegir entre una *tarifa regulada* o la venta al mercado con *prima*. En nuestro caso de aplicación, la electricidad excedente se venderá con tarifa regulada. Esta depende de la potencia eléctrica instalada P en la planta de cogeneración. Dada la magnitud de la demanda energética del complejo residencial el intervalo de potencia seleccionado es $10 \leq P$ [MW] ≤ 25 (abarca desde 2 hasta 5 módulos de cogeneración como los seleccionados). Las tarifas se actualizan trimestralmente en función de los índices de precios de combustibles y el IPC. En la Tabla 4.3 se muestran los valores correspondientes al año 2010. La venta de electricidad a la red se realizara a tarifa regulada a un precio promedio de 0,0829 €/kWh.

Tabla 4.3: Tarifa regulada del subgrupo *a.1.1* ($10 \leq P$ [MW] ≤ 25) para el año 2010.

Trimestre	Tarifa regulada [€/kWh]	Referencia
1	0,077026	Orden ITC/3519/2009 (BOE-315, 2009).
2	0,080583	Orden ITC/1732/2010 (BOE-158, 2010).
3	0,085031	Orden ITC/1732/2010 (BOE-158, 2010).
4	0,089076	Orden ITC/3353/2010 (BOE-316, 2010).
Promedio	0,08291	

Para promocionar y fomentar la cogeneración de alta eficiencia, el Real Decreto 661/2007 establece el denominado *complemento por eficiencia* (c_{EF}). Las instalaciones cuya potencia instalada es inferior a 50 MW y que acrediten un *REE* superior al mínimo exigido, podrán percibir un complemento económico por concepto de mejora de la eficiencia. Este complemento c_{EF} [€/kWh] se aplica a la electricidad cedida a la red eléctrica, y su valor se calcula con la ecuación siguiente:

$$c_{EF} = 1,1 \cdot \left(\frac{1}{REE_{MÍN}} - \frac{1}{REE_{INS}} \right) \cdot c_{MP} \quad (4.6)$$

donde $REE_{MÍN}$ es el rendimiento eléctrico equivalente mínimo exigido (ver Tabla 4.2), REE_{INS} es el rendimiento eléctrico equivalente acreditado anualmente por la instalación, y c_{MP} es el coste del gas natural considerado como materia prima (en €/kWh). El valor del coste de materia prima se actualiza trimestralmente. En la Tabla 4.4 se muestran los valores publicados para el año 2010.

Tabla 4.4: Coste del gas natural como materia prima (c_{MP}) para el año 2010.

Trimestre	c_{MP} [€/kWh]	Referencia
1	0,018133	Orden ITC/3519/2009 (BOE-315, 2009).
2	0,020031	Orden ITC/1732/2010 (BOE-158, 2010).
3	0,021608	Orden ITC/1732/2010 (BOE-158, 2010).
4	0,021474	Orden ITC/3353/2010 (BOE-316, 2010).
Promedio	0,0203115	

El *complemento por discriminación horaria* c_{DH} es un factor de bonificación o descuento aplicado sobre la tarifa regulada. La *disposición final primera del RD 1578/2008* (BOE-234, 2008) establece que las instalaciones de cogeneración de la *categoría a* que hayan elegido voluntariamente la opción de tarifa regulada, podrán acogerse, con carácter voluntario, al régimen de discriminación horaria de dos periodos (punta y valle). La distribución anual de periodos tarifarios (P1 a P6) se establece según el *anexo II de la Orden ITC/2794/2007* (BOE-234, 2007) y en el RD 1578/2008 (BOE-234, 2008). El Cuadro 4.12 recoge la información de la distribución anual de los periodos tarifarios (P1 a P6). Como muestra la Tabla 4.5, los periodos P1 a P5 corresponden a facturación punta en cogeneración y el periodo P6 a facturación valle.

Tabla 4.5: Períodos tarifarios aplicables a instalaciones de la categoría a)
[Fuente: RD 1578/2008 (BOE-234, 2008)].

Período horario	Punta	Valle
Período tarifario	P1 a P5	P6

Si se elige la opción de discriminación horaria (la decisión compromete un año completo), las tarifas de venta de electricidad quedan afectadas por el factor de bonificación o descuento (f_{DHVE}) indicado en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6: Factor de bonificación y descuento con discriminación horaria
[Fuente: RD 1578/2008 (BOE-234, 2008)].

Período horario	Punta	Valle
Factor de bonificación o descuento (f_{DHVE})	$f_{HP} = 1,37$	$f_{HV} = 0,64$

Cuadro 4.12: Distribución anual de períodos tarifarios P1 a P6.
 Adaptado de Yusta (2009). Fuentes: ITC/2794/2007 (BOE-234, 2007) y RD 1578/2008 (BOE-234, 2008).

Hora	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO 1a quinc.	JUNIO 2a quinc.	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE		
(0-1) h	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6	P6		
(1-2) h															
(2-3) h															
(3-4) h															
(4-5) h															
(5-6) h															
(6-7) h															
(7-8) h															
(8-9) h	P2	P2	P4	P5	P5	P4	P2	P6	P4	P5	P4	P2			
(9-10) h	P1	P1				P3	P3		P1			P1	P3	P3	P2
(10-11) h															
(11-12) h															
(12-13) h	P2	P2	P3	P5	P4	P2	P2	P4	P3	P4	P3	P1			
(13-14) h															
(14-15) h															
(15-16) h															
(16-17) h	P1	P1	P3	P4	P2	P2	P4	P3	P1						
(17-18) h															
(18-19) h	P2	P2	P4	P5	P4	P2	P2	P4	P3	P4	P3	P1			
(19-20) h															
(20-21) h	P2	P2	P4	P5	P4	P2	P2	P4	P3	P4	P3	P1			
(21-22) h															
(22-23) h															
(23-24) h	P2	P2	P4	P5	P4	P2	P2	P4	P3	P4	P3	P1			
(22-23) h															
(23-24) h															

Nota: El período 6 incluye, además de las horas señaladas, todas las horas de los fines de semana y festivos nacionales (y autonómicos)

4.5.4 Precios de compra del gas y de la electricidad

Los precios de compra del gas natural y de la electricidad proceden de la base de datos *Energy Price Statistics* (EUROSTAT, 2010) que agrupa la información concerniente a los países miembros de la UE-27. La tarifa energética que paga el consumidor depende de la magnitud del consumo (de gas natural y electricidad).

Respecto al caso de aplicación que nos ocupa, la instalación centralizada de suministro de servicios energéticos al distrito urbano de 5000 viviendas califica como consumidor industrial. Entonces:

- Cálculos preliminares indican un consumo de gas natural en la *Banda I4* (rango: 100.000 a 1.000.000 GJ/año). Así, el precio promedio de compra del gas natural (impuestos incluidos) para un consumidor español es 0,0320 €/kWh-pci (año 2010).
- Cálculos preliminares indican un consumo de electricidad en la *Banda IC* (rango: 500 a 2000 MWh/año). Entonces, el precio promedio de compra de electricidad (impuestos incluidos) para un consumidor español es 0,1322 €/kWh (año 2010).

Asimismo, en el mercado eléctrico español, se puede optar por comprar electricidad contratando tarifas con discriminación horaria (a una empresa de suministro y/o distribución). Esto implica que, el precio de compra de la electricidad está sujeto a penalizaciones o descuentos según el período horario (P1 a P6) de consumo de la energía. Para el caso de aplicación que nos ocupa, se emplean los valores de los factores de penalización y descuento (f_{DHCE}) mostrados en la Tabla 4.7, que eran ofertados por la empresa Nexus en 2009.

Tabla 4.7: Penalización y descuento para compra de electricidad con discriminación horaria.
[Fuente: Nexus (2009)].

Período tarifario	P1	P2	P3	P4	P5	P6
f_{DHCE}	1,40	1,19	1,00	0,85	0,79	0,69

Con la información aportada hasta ahora podemos recapitular en el Cuadro 4.13 la factura energética correspondiente a la operación anual del sistema de cogeneración.

Cuadro 4.13: Facturación energética anual.

$$C_{VAR} = \sum_d \sum_h t(d,h) \cdot \{c_{GN} \cdot F(d,h) + p_{EC}(d,h) \cdot E_C(d,h) - [p_{EV}(d,h) + c_{EF}] \cdot E_V(d,h)\}$$

donde

- C_{VAR} es el coste variable anual asociado a la compra y venta de energía (en €/año)
- $t(d,h)$ es el número de días tipo d al año por la duración del periodo horario h (1 hora)
- c_{GN} es el precio del gas natural consumido (0,0320 €/kWh)
- $F(d,h)$ es el consumo de gas natural (en kW)

- $p_{EC}(d,h)$ es el precio de compra de la electricidad (en €/kWh)

$$p_{EC}(d,h) = p_{CE} \cdot f_{DHCE}(d,h)$$

$$p_{CE} = 0,1322 \text{ €/kWh}$$

$f_{DHCE}(d,h)$ es el factor de discriminación horaria (ver Tabla 4.7)

- $E_C(d,h)$ es la compra de electricidad (en kW)
- $p_{EV}(d,h)$ es el precio de venta de la electricidad (en €/kWh)

$$p_{EV}(d,h) = p_{VE} \cdot f_{DHVE}(d,h)$$

$$p_{VE} = 0,0829 \text{ €/kWh}$$

$f_{DHVE}(d,h)$ es el factor de discriminación horaria (voluntario, ver Tabla 4.6)

- c_{EF} es el complemento por eficiencia (en €/kWh)

$$c_{EF} = f(c_{MP}, REE_{INS})$$

$c_{MP} = 0,0203 \text{ €/kWh}$ es el coste del gas natural como materia prima

REE_{INS} es el rendimiento eléctrico equivalente de la instalación durante el año

- $E_V(d,h)$ es la venta de electricidad (en kW)

4.6 MODELO MATEMÁTICO

El problema de optimización se formula como un problema de *PNLE* (Programación No Lineal Entera Mixta) correspondiente al Cuadro 4.14.

Cuadro 4.14: Formulación del problema de Programación No Lineal Entera Mixta.

$$\begin{array}{ll}
 \text{Min} & f(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) \\
 \text{Sujeto a} & \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) = 0 \\
 & \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) < 0 \\
 & \mathbf{x} \in \mathbb{R}; \mathbf{y} \in \{0, 1\}; \mathbf{z} \in \{0, 1, 2, \dots\}
 \end{array}$$

El vector \mathbf{x} representa a las variables continuas (números reales). El vector \mathbf{y} recoge las variables enteras de tipo binario; que se emplean para establecer si las diferentes tecnologías de la superestructura van a formar o no parte de la instalación óptima y para imponer condiciones estructurales y operacionales (ejemplos: se permite instalar acumuladores de calor y frío, se obliga a no comprar energía eléctrica, etc.). El vector \mathbf{z} contiene el número de equipos que se instalan de cada una de las tecnologías presentes en el diseño óptimo, y si se desea, también puede incorporar variables para limitar el número de equipos en operación de cada tecnología.

En un contexto fundamental, el modelo matemático de optimización se estructura en los dos bloques mostrados en el Cuadro 4.15.

Cuadro 4.15: Estructura general del modelo de optimización.

$$\begin{array}{l}
 \text{Minimizar } C_{TOTAL} = C_{FIJO} + C_{VAR} \\
 C_{FIJO} \text{ (ver desarrollo en Cuadro 4.11)} \\
 C_{VAR} \text{ (ver desarrollo en Cuadro 4.13)} \\
 \hline
 \text{Sujeto al cumplimiento de} \\
 \begin{array}{l}
 \bullet \text{ cobertura de la demanda energética (ACS, calefacción y refrigeración) del consumidor} \\
 \bullet \text{ operación dentro de los límites de capacidad de los equipos instalados} \\
 \bullet \text{ restricciones de producción de los equipos} \\
 \bullet \text{ balances de energía por utilidad (incluyendo carga/descarga de los acumuladores)} \\
 \bullet \text{ cumplimiento del rendimiento energético mínimo legal para acogerse al Régimen Especial (} REE_{INS} \geq 55\% \text{) si se instalan módulos de cogeneración} \\
 \bullet \text{ criterios impuestos de diseño de tipo estructural y operacional}
 \end{array}
 \end{array}$$

El primero lo constituye la *función objetivo* a minimizar, representada por el coste total anual (C_{TOTAL}) de explotación del sistema de cogeneración, que agrupa al coste fijo (C_{FIJO}) que toma en cuenta el coste anual de amortización y mantenimiento de los equipos, y al coste variable (C_{VAR}) correspondiente a la facturación energética anual.

El segundo queda representado por el conjunto de restricciones que el sistema de cogeneración buscado debe satisfacer. Un manejo conveniente de las restricciones ayuda a expresar todas las restricciones g y h como funciones lineales y dejar como única función no lineal la expresión que relaciona el complemento económico por eficiencia en la función objetivo f . Además, el problema se transforma en lineal imponiendo un valor concreto al *REE* a satisfacer y por tanto puede ser resuelto con los algoritmos propios de la *PLE* (Programación Lineal Entera) que por un lado facilitan el alcance de la solución en un tiempo razonable y por el otro garantizan que la solución alcanzada es un óptimo global.

El modelo matemático de optimización se ha implementado y resuelto en el entorno de la herramienta LINGO (LINDO, 2011). A continuación se describe brevemente el modelo matemático de optimización, donde las variables con su nomenclatura hacen referencia a los flujos de energía que aparecen representados en la superestructura energética de la Fig. 4.5.

Capacidad instalada de los equipos

Módulos de cogeneración

$$NmcIns \leq ycog \cdot NmcMax$$

$$WmIns = NmcIns \cdot WmNom$$

Calderas de vapor

$$NcvapIns \leq NcvapMax$$

$$QcvapIns = NcvapIns \cdot QcvapNom$$

Calderas de agua caliente

$$NchwIns \leq NchwMax$$

$$QchwIns = NchwIns \cdot QchwNom$$

Enfriadoras mecánicas

$$NmfIns \leq NmfMax$$

$$RmfIns = NmfIns \cdot RmfNom$$

Enfriadoras de absorción de simple efecto

$$Nabs1Ins \leq yabs1 \cdot Nabs1Max$$

$$Rabs1Ins = Nabs1Ins \cdot Rabs1Nom$$

Enfriadoras de absorción de doble efecto

$$Nabs2Ins \leq yabs2 \cdot Nabs2Max$$

$$Rabs2Ins = Nabs2Ins \cdot Rabs2Nom$$

Torres de refrigeración

$$NtrIns \leq NtrMax$$

$$QrefIns = NtrIns \cdot QrefNom$$

Acumulador de agua caliente

$$ACUcIns \leq yACUc \cdot ACUcMax$$

Acumulador de agua fría

$$ACUfIns \leq yACUf \cdot ACUfMax$$

Conviene aclarar el significado de las restricciones anteriores. Para cada tecnología la primera restricción limita la capacidad a instalar de dos maneras posibles: imponiendo un número máximo de equipos que pueden instalarse (p.e. $NmcMax$) ó imponiendo que no se instala la tecnología (p.e. $y_{cog} = 0$). En el caso de los acumuladores el límite de capacidad se expresa en kWh. Normalmente en un problema de selección de tecnologías todas las variables binarias se dejaran libres y a las variables de capacidad máxima se asignaran valores suficientemente grandes como para que no quede sin analizar ninguna estructura productiva razonable (p.e. el número máximo de calderas se elige considerando un margen sobre la demanda máxima anual de calor). Si se desea obtener soluciones óptimas imponiendo restricciones estructurales se utilizaran las variables binarias. Por ejemplo, si no se desea que el sistema de servicios energéticos contenga enfriadoras de absorción se impondrá $yabs = 0$.

El año operacional se representa mediante 600 períodos de 1 hora, correspondientes a 25 días tipo (d) compuestos por 24 períodos (h) de 1 hora de duración correspondientes a las horas 1, 2, ..., 24 del día tipo. En este contexto, la metodología de optimización desarrollada en la tesis, realiza 600 balances energéticos horarios al año para cada una de las utilidades energéticas presentes en la superestructura, así como 600 restricciones operativas por cada flujo energético de una tecnología productiva distinto de su producto principal.

Balance de las utilidades energéticasElectricidad

$$Wm(d,h) + Ec(d,h) = Wac(d,h) + Wmf(d,h) + Wcvap(d,h) + Wchw(d,h) + \\ Wabs1(d,h) + Wabs2(d,h) + Wref(d,h) + Ev(d,h)$$

Gas natural

$$F(d,h) = Fm(d,h) + Fcvap(d,h) + Fchw(d,h)$$

Vapor de agua

$$Qvap(d,h) + Qcvap(d,h) = Qabs2(d,h) + Qint(d,h)$$

Agua caliente

$$Q_{hw}(d,h) + Q_{chw}(d,h) + Q_{int}(d,h) + DES_c(d,h) = DQ(d,h) + Q_{abs1}(d,h) + Q_{hwd}(d,h) + CAR_c(d,h)$$

Agua fría

$$R_{mf}(d,h) + R_{abs1}(d,h) + R_{abs2}(d,h) + DES_f(d,h) = DF(d,h) + CAR_f(d,h)$$

Modelado de las prestaciones de los equiposMódulos de cogeneración (Cuadro 4.1)

$$W_m(d,h) \leq W_{mIns}$$

$$F_m(d,h) = R_{FW} \cdot W_m(d,h)$$

$$Q_{vap}(d,h) = R_{Qvap} \cdot W_m(d,h)$$

$$Q_{hw}(d,h) = R_{Qhw} \cdot W_m(d,h)$$

$$Q_{ILT}(d,h) = R_{QILT} \cdot W_m(d,h)$$

$$W_{ac}(d,h) = CUE_m \cdot W_m(d,h)$$

Calderas de vapor (Cuadro 4.2)

$$Q_{cvap}(d,h) \leq Q_{cvapIns}$$

$$F_{cvap}(d,h) = Q_{cvap}(d,h) / R_{QFvap}$$

$$W_{cvap}(d,h) = CUE_{evap} \cdot Q_{cvap}(d,h)$$

Calderas de agua caliente (Cuadro 4.3)

$$Q_{chw}(d,h) \leq Q_{chwIns}$$

$$F_{chw}(d,h) = Q_{chw}(d,h) / R_{QFhw}$$

$$W_{chw}(d,h) = CUE_{hw} \cdot Q_{chw}(d,h)$$

Enfriadoras mecánicas (Cuadro 4.4)

$$R_{mf}(d,h) \leq R_{mfIns}$$

$$W_{mf}(d,h) = R_{mf}(d,h) / COP_{mf}$$

$$Q_{mfd}(d,h) = R_{mf}(d,h) + W_{mf}(d,h)$$

Enfriadoras de absorción de simple efecto (Cuadro 4.5)

$$R_{abs1}(d,h) \leq R_{abs1Ins}$$

$$Q_{abs1}(d,h) = R_{abs1}(d,h) / COP_{abs1}$$

$$W_{abs1}(d,h) = CUE_{abs1} \cdot R_{abs1}(d,h)$$

$$Q_{abs1d}(d,h) = R_{abs1}(d,h) + Q_{abs1}(d,h) + W_{abs1}(d,h)$$

Enfriadoras de absorción de doble efecto (Cuadro 4.6)

$$R_{abs2}(d,h) \leq R_{abs2Ins}$$

$$Q_{abs2}(d,h) = R_{abs2}(d,h) / COP_{abs2}$$

$$W_{abs2}(d,h) = CUE_{abs2} \cdot R_{abs2}(d,h)$$

$$Q_{abs2d}(d,h) = R_{abs2}(d,h) + Q_{abs2}(d,h) + W_{abs2}(d,h)$$

Torres de refrigeración (Cuadro 4.7)

$$Q_{ref}(d,h) \leq Q_{refIns}$$

$$Q_{ref}(d,h) = Q_{hwd}(d,h) + Q_{ILT}(d,h) + Q_{mfd}(d,h) + Q_{abs1d}(d,h) + Q_{abs2d}(d,h)$$

$$W_{ref}(d,h) = CUE_{ref} \cdot Q_{ref}(d,h)$$

Acumulador de agua caliente (Cuadro 4.8)

$$ACUc(d,h) \leq ACUcIns$$

$$PERc(d,h) = DESc(d,h) \cdot [FPc / (1 - FPc)]$$

∀ período (d,h) / h=1:

$$ACUc(d,h) = ACUc(d,24) + [CARc(d,h) - DESc(d,h) - PERc(d,h)] \cdot \Delta t (= 1 \text{ hora})$$

∀ período (d,h) / h ≠ 1:

$$ACUc(d,h) = ACUc(d,h-1) + [CARc(d,h) - DESc(d,h) - PERc(d,h)] \cdot \Delta t (= 1 \text{ hora})$$

Acumulador de agua fría (Cuadro 4.9)

$$ACUf(d,h) \leq ACUfIns$$

$$PERf(d,h) = DESf(d,h) \cdot [FPf / (1 - FPf)]$$

∀ período (d,h) / h=1:

$$ACUf(d,h) = ACUf(d,24) + [CARf(d,h) - DESf(d,h) - PERf(d,h)] \cdot \Delta t (= 1 \text{ hora})$$

∀ período (d,h) / h ≠ 1:

$$ACUf(d,h) = ACUf(d,h-1) + [CARf(d,h) - DESf(d,h) - PERf(d,h)] \cdot \Delta t (= 1 \text{ hora})$$

Acreditación del rendimiento eléctrico equivalente

Cuando el calor cogenerado se aprovecha para la climatización de los edificios, el Anexo IX del RD 661/2007 (BOE-126, 2007) propone dividir la operación anual en dos periodos: uno en el que se consume calor y el rendimiento eléctrico equivalente se determina con la Ec. 4.4 considerando como V al calor cogenerado consumido, y otro en que el calor se aplica a la producción de frío en cuyo caso se considera como calor cogenerado la producción de frío obtenida con el calor cogenerado. Las hipótesis subyacentes son: i) que no hay producción simultánea de calor y frío en las instalaciones de cogeneración, y ii) que el valor del calor cogenerado utilizado en la producción de frío puede establecerse a priori. Ninguna de estas dos hipótesis parecen apropiadas. Con relación a la primera, no cabe duda de que en muchas instalaciones de trigeneración se producen dos o tres productos simultáneamente; por ejemplo, en nuestro caso durante el verano se produce ACS y refrigeración. La segunda introduce una discriminación específica a la producción de frío por cogeneración; obsérvese que para cualquier otra aplicación lo que se considera calor cogenerado consumido es el producido en el módulo de cogeneración que se destina a un fin útil sin importar cual sea este ni las características de las transformaciones que deba sufrir el calor cogenerado para satisfacer dicho fin. En el caso de la producción de frío se presupone que cada unidad de frío producida habrá requerido una unidad de calor cogenerado; es decir que el COP de las máquinas de absorción es por *Real Decreto* la unidad, independientemente de si son ó no de absorción, y siéndolo si son de simple efecto, de doble efecto,

Otra cuestión que plantea problemas es que ocurre con el calor perdido como efecto de la acumulación de calor cogenerado para su posterior consumo: ¿Debe considerarse como calor cogenerado consumido?. En caso de que así fuese un acumulador diseñado más al efecto de perder calor que al de guardarlo para su posterior consumo, habilitaría un mecanismo para aumentar la cantidad computada como calor cogenerado consumido, mejorar el rendimiento eléctrico equivalente calculado, y conseguir pingües beneficios a través del complemento de eficiencia.

Para superar estas limitaciones se propone aquí un algoritmo de cálculo que discrimina el destino del calor cogenerado y solo contabiliza como calor cogenerado consumido aquel que finalmente ha contribuido realmente a satisfacer un servicio energético del consumidor; sea este servicio de calor ó de frío, y/o sea el servicio atendido de forma directa (con calor cogenerado producido en el instante del consumo) ó indirecta (con calor o frío previamente producido y almacenado para su posterior consumo). La Fig. 4.8 muestra la distribución conceptual realizada para discriminar que parte del calor cogenerado termina finalmente atendiendo servicios energéticos del consumidor.

Las ecuaciones siguientes recogen la parte del modelo matemático destinada a calcular el rendimiento eléctrico equivalente con la propuesta aquí realizada:

$$REE_{INS} = Wm_{anual} / [Fm_{anual} - (Qcc_{anual}/0,9)]$$

$$\begin{aligned}
Wm_anual &= \sum_d \sum_h Wm(d,h) \cdot t(d,h) && \{\text{producción anual de electricidad}\} \\
Fm_anual &= \sum_d \sum_h Fmc(d,h) \cdot t(d,h) && \{\text{consumo anual de combustible para cogeneración}\} \\
Qcc_anual &= \sum_d \sum_h Qcc(d,h) \cdot t(d,h) && \{\text{calor cogenerado consumido a lo largo del año}\} \\
Qcc(d,h) &= Qvap_DQ(d,h) + Qhw_DQ(d,h) + \\
&\quad (1 - FPc) \cdot [Qvap_ACUc(d,h) + Qhw_ACUc(d,h)] + \\
&\quad Rvap_abs2_DF(d,h) + Rvap_abs1_DF(d,h) + Rhw_abs1_DF(d,h) + \\
&\quad (1 - FPF) \cdot [Rvap_abs2_Acuf(d,h) + Rvap_abs1_Acuf(d,h) + Rhw_abs1_Acuf(d,h)] \\
Qvap(d,h) &= Qvap_abs2(d,h) + Qvap_abs1(d,h) + Qvap_ACUc(d,h) + Qvap_DQ(d,h) + Qvap_tr(d,h) \\
Qhw(d,h) &= Qhw_abs1(d,h) + Qhw_ACUc(d,h) + Qhw_DQ(d,h) + Qhw_tr(d,h) \\
Qcvap(d,h) &= Qcvap_abs2(d,h) + Qcvap_abs1(d,h) + Qcvap_ACUc(d,h) + Qcvap_DQ(d,h) \\
Qchw(d,h) &= Qchw_abs1(d,h) + Qchw_ACUc(d,h) + Qchw_DQ(d,h) \\
Qvap_abs2(d,h) \cdot COPabs2 &= Rvap_abs2_ACUf(d,h) + Rvap_abs2_DF(d,h) \\
Qcvap_abs2(d,h) \cdot COPabs2 &= Rcvap_abs2_ACUf(d,h) + Rcvap_abs2_DF(d,h) \\
Rmf(d,h) &= Rmf_ACUf(d,h) + Rmf_DF(d,h) \\
Qvap_abs1(d,h) \cdot COPabs1 &= Rvap_abs1_ACUf(d,h) + Rvap_abs1_DF(d,h) \\
Qcvap_abs1(d,h) \cdot COPabs1 &= Rcvap_abs1_ACUf(d,h) + Rcvap_abs1_DF(d,h) \\
Qchw_abs1(d,h) \cdot COPabs1 &= Rchw_abs1_ACUf(d,h) + Rchw_abs1_DF(d,h) \\
Qhw_abs1(d,h) \cdot COPabs1 &= Rhw_abs1_ACUf(d,h) + Rhw_abs1_DF(d,h) \\
Qvap_abs2(d,h) + Qcvap_abs2(d,h) &= Qabs2(d,h) \\
Qvap_abs1(d,h) + Qcvap_abs1(d,h) + Qchw_abs1(d,h) + Qhw_abs1(d,h) &= Qabs1(d,h) \\
Qvap_tr(d,h) + Qhw_tr(d,h) &= Qhwd(d,h) \\
Rmf_ACUf(d,h) + Rvap_abs2_ACUf(d,h) + Rcvap_abs2_ACUf(d,h) \\
&\quad + Rvap_abs1_ACUf(d,h) + Rcvap_abs1_ACUf(d,h) \\
&\quad + Rchw_abs1_ACUf(d,h) + Rhw_abs1_ACUf(d,h) &= CARf(d,h) \\
Qvap_ACUc(d,h) + Qcvap_ACUc(d,h) + Qchw_ACUc(d,h) + Qhw_ACUc(d,h) &= CARc(d,h) \\
Rmf_DF(d,h) + Rvap_abs2_DF(d,h) + Rcvap_abs2_DF(d,h) \\
&\quad + Rvap_abs1_DF(d,h) + Rcvap_abs1_DF(d,h) \\
&\quad + Rchw_abs1_DF(d,h) + Rhw_abs1_DF(d,h) &= DF(d,h) - DESf(d,h) \\
Qvap_DQ(d,h) + Qcvap_DQ(d,h) + Qchw_DQ(d,h) + Qhw_DQ(d,h) &= DQhw(d,h) - DESc(d,h)
\end{aligned}$$

Rendimiento energético global

El rendimiento energético global RG del sistema de cogeneración se calcula como

$$RG = (Wm_anual + Qcc_anual) / Fm_anual$$

Ahorro de energía primaria

$$PES = (Wm_anual / 0,5056) + (Qcc_anual / 0,90) - Fm_anual$$

Restricciones de tipo estructural (configuración de equipos) y operacional

Como se comentó antes, en el modelo de optimización desarrollado se emplean variables enteras para permitir que el diseñador tome el control de las decisiones, sobre: *a*) la configuración de la estructura de equipos (con restricciones de tipo estructural), y *b*) sobre la estrategia de operación de cada uno de los equipos del sistema de cogeneración (mediante restricciones de tipo operacional).

Restricciones de tipo estructural (configuración de equipos)

- $ycog = 0 / ycog \in \{0, 1\}$: NO se admite la participación de módulos de cogeneración.
- $yabs1 = 0 / yabs1 \in \{0, 1\}$: NO se admite la participación de enfriadoras de absorción de simple efecto.
- $yabs2 = 0 / yabs2 \in \{0, 1\}$: NO se admite la participación de enfriadoras de absorción de doble efecto.
- $yACUc = 0 / yACUc \in \{0, 1\}$: NO se admite la participación de un acumulador de agua caliente.
- $yACUf = 0 / yACUf \in \{0, 1\}$: NO se admite la participación de un acumulador de agua fría.

También se emplean variables enteras para limitar o imponer el número de equipos a instalar de una tecnología. Por ejemplo, si se desea imponer el número de módulos de cogeneración a instalar (p.e. 3 módulos) bastará dejar libre la variable $ycog$ (ó fijar en $ycog = 1$) y añadir la restricción $NmcIns = 3$. Si no se desean instalar más de 3 módulos la restricción añadida será $NmcMax \leq 3$. Salvo que se indique lo contrario los resultados que se presentan corresponden a una libertad completa de instalación de tecnologías; es decir las variables yj e $NjIns$ citadas son libres y a $NjMax$ se asigna un número entero positivo suficientemente grande como para que solo limite el campo de búsqueda del óptimo a lo razonable.

Restricciones de tipo operacional

Mediante variables binarias y (0/1) o variables enteras z (0,1,2 ...) pueden imponerse condiciones específicas de operación al sistema de cogeneración, tanto a nivel global como a nivel de equipos individuales.

Se definen escenarios de operación para el sistema de cogeneración, que puedan permitir ó no la compra o venta de electricidad, o la combinación compra/venta de electricidad. Para ello se utilizan las variables binarias y_{PCE} (permiso a la compra de electricidad) y y_{PVE} (permiso a la

venta de electricidad). Así, en el modelo de optimización se incorporan las condiciones siguientes si no se desea intercambiar energía eléctrica con la red:

- $y_{PCE} = 0 / y_{PCE} \in \{0, 1\}$: NO se admite compra de electricidad en ningún momento del año.
- $y_{PVE} = 0 / y_{PVE} \in \{0, 1\}$: NO se admite venta de electricidad en ningún momento del año.

Se debe aclarar que, a menos que exista un contrato bastante inusual entre el consumidor de electricidad y la empresa suministradora de electricidad, no es posible la compra y venta simultánea de electricidad. En particular, no sería legal vender energía eléctrica a la red dentro del régimen especial si esta proviene de la compra y no de la propia producción con cogeneración. Si en todo momento el precio de compra de electricidad p_{EC} supera al de venta p_{EV} la propia lógica económica del programa de optimización impedirá la compra y venta simultánea, no haciendo falta imponer restricciones. Para prever que esto no ocurra nunca e incorporar las prohibiciones antes comentadas basta imponer las restricciones

$$y_{CE}(d,h) \leq y_{PCE}$$

$$Ec(d,h) \leq y_{CE}(d,h) \cdot EcMax$$

$$y_{VE}(d,h) \leq y_{PVE}$$

$$Ev(d,h) \leq y_{VE}(d,h) \cdot EvMax$$

$$y_{CE}(d,h) + y_{VE}(d,h) \leq 1$$

donde $EcMax$ y $EvMax$ son constantes tan grandes como se desee.

También, mediante la declaración de variables enteras se puede fijar a priori el régimen de operación de los equipos. Por ejemplo, se puede decidir si los módulos de cogeneración pueden operar a carga parcial ó solo a carga nominal:

$$NmcSer(d,h) \leq NmcIns$$

Si la variable $NmcSer$ se declara como una variable real los motores podrán operar a carga parcial (en conjunto operaran a la carga parcial $NmcSer / NmcIns \leq 1$), mientras que si se declara como variable entera los $NMser$ motores en servicio estarán obligados a operar en carga nominal.

Salvo que se indique lo contrario, los resultados que se presentan corresponden a una libertad completa de compra y venta de electricidad, salvo en lo que respecta a que no puede venderse electricidad comprada, y los motores pueden trabajar a carga parcial.

El lector perspicaz se dará cuenta de cómo la introducción, manipulación y declaración de variables binarias y enteras permite dotar al modelo de una elevada flexibilidad para el análisis de diversas situaciones. En unas pocas líneas de código puede darse forma a una estructura subyacente en la superestructura declarada, imponerse condiciones de operación específicas a los equipos, permitir ó no ciertas interacciones del sistema energético con el entorno físico y/ó económico, etc.

4.7 RESULTADOS

En este apartado se presentan los resultados correspondientes a la optimización del diseño y operación de un sistema de suministro de servicios energéticos para un distrito urbano de 5000 viviendas ubicado en Zaragoza. Todos los datos necesarios y una descripción parcial del modelo matemático de optimización se han presentado en los apartados anteriores.

El complemento económico por mejora de la eficiencia energética c_{EF} juega un papel importante en la facturación anual del sistema de cogeneración de distrito. Asimismo, este complemento por mejora de la eficiencia energética es una función no lineal respecto a la variable REE, según la Ec. 4.6 que reescribimos aquí

$$c_{EF} = 1,1 \cdot \left(\frac{1}{\text{REE}_{\text{MÍN}}} - \frac{1}{\text{REE}_{\text{INS}}} \right) \cdot c_{\text{MP}} \quad (4.6)$$

La variable REE_{INS} que representa el rendimiento eléctrico equivalente anual de la instalación no es conocida, salvo cuando ha quedado determinada la estructura productiva del sistema de cogeneración y la operación a lo largo de todos los periodos horarios de todos los días tipo que constituyen el año. Así pues, la variable c_{EF} y el valor del complemento por eficiencia

$$\text{COMP}_{\text{EF}} = \sum_d \sum_h t(d,h) \cdot c_{EF} \cdot E_v(d,h) \quad (4.7)$$

que expresa los ingresos anuales por venta de energía eléctrica en la componente de costes variables C_{VAR} de la función objetivo C_{TOTAL} , son no lineales y clasifican al problema de optimización como de *PNLE*.

En lugar de minimizar directamente la función objetivo se decidió obtener la solución óptima indirectamente como resultado del análisis del coste total anual mínimo en función del rendimiento eléctrico equivalente exigido para la operación anual, por las razones que se exponen a continuación:

1. Se ha comprobado que el problema original de optimización no lineal requiere demasiado tiempo de resolución, muchas veces del orden de días. Por otra parte, no existe garantía de que el mínimo obtenido sea un óptimo global.
2. El análisis de obtención de óptimos en función del rendimiento eléctrico equivalente arroja resultados muy valiosos, que ayudan a comprender el efecto de las variables enteras que representan variaciones en la estructura del sistema de cogeneración a instalar.

Aunque se han comentado las opciones básicas al describir el modelo de optimización, se recopilan en el Cuadro 4.16 las condiciones adicionales que se han impuesto en el modelo para obtener la solución óptima.

Cuadro 4.16: Imposición de condiciones a la solución óptima.

Imposición	Significado
$y_{COG} = 1$	• Se permite la instalación de motores de gas.
$y_{ABS1} = y_{ABS2} = 1$	• Se permite la instalación de enfriadoras de absorción.
$y_{ACUc} = y_{ACUf} = 1$	• Se permite la acumulación térmica de calor y de frío.
$y_{PCE} = 0$	• Se excluye la compra de electricidad.
$y_{PVE} = 1$	• Se permite la venta de electricidad.
$c_{EF} > 0$	• Se cobra el complemento económico por mejora de la eficiencia
$y_{TDH} = 1$	• Se utiliza tarifa de venta de electricidad con discriminación horaria.

El valor mínimo de la función coste total se obtiene mediante el programa de *PLE* que resulta tras imponer el rendimiento energético anual REE_{INS} a la instalación candidata. Se comprobará al ver los resultados que un rango razonable de análisis para REE_{INS} es el comprendido entre el valor mínimo legal *55%* y *70%*. La Tabla 4.8 y la Fig. 4.9 recogen los resultados del proceso de optimización.

 Tabla 4.8: Resultados de las pruebas de optimización para valores impuestos a REE_{INS} .

	REE_{INS} [%]	C_{TOTAL} [€año]	$COMP_{EF}$ [€año]	estructura de equipos							ACUc [kWh]	ACUf [kWh]
				mc	cvap	chw	mf	abs1	abs2	tr		
5_mc	55	500.656	0	5	0	0	3	1	1	4	1.380	568
	55,5	506.937	38.099	5	0	0	2	2	1	4	693	7.756
	56	476.221	59.796	4	0	0	3	0	0	3	2.875	7.507
4_mc	56,5	444.857	91.087	4	0	0	3	1	0	4	1.380	4.400
	57	453.052	117.555	4	0	0	3	0	1	3	2.213	2.122
	57,5	469.222	151.663	4	0	0	3	1	1	4	4.068	568
	58	468.915	180.908	4	0	0	2	1	1	3	693	12.175
	58,5	524.896	155.553	3	0	1	3	0	0	3	1.217	7.507
	59	496.271	178.321	3	0	1	3	0	0	3	5.856	7.507
	59,5	472.120	200.237	3	0	1	3	1	0	3	1.217	4.400
3_mc	60	463.456	219.353	3	0	1	3	1	0	3	6.610	4.400
	60,5	466.612	240.053	3	0	1	3	0	1	3	6.487	2.122
	61	480.083	255.554	3	0	0	3	0	1	3	21.427	2.122
	61,5	491.306	291.311	3	0	1	2	1	1	3	1.217	12.175
	62	503.518	311.358	3	0	1	2	2	1	3	5.942	8.465
	62,5	517.807	324.384	3	0	0	2	2	1	3	21.427	8.628
	63	558.081	338.679	3	0	0	2	2	1	3	21.427	8.465
	63,5	605.936	349.234	3	0	0	2	2	1	3	21.427	8.465
	64	651.057	359.184	3	0	0	2	2	1	3	21.427	8.465
2_mc	64,5	659.182	271.368	2	0	2	3	1	0	3	5.487	4.400
	65	667.028	282.974	2	0	2	3	1	0	3	11.276	4.400
	66	674.147	308.108	2	0	2	3	0	1	3	13.027	2.122
	68	704.315	377.029	2	0	2	2	1	1	3	13.526	12.175
	70	784.201	403.464	2	0	2	2	2	1	3	17.436	8.465

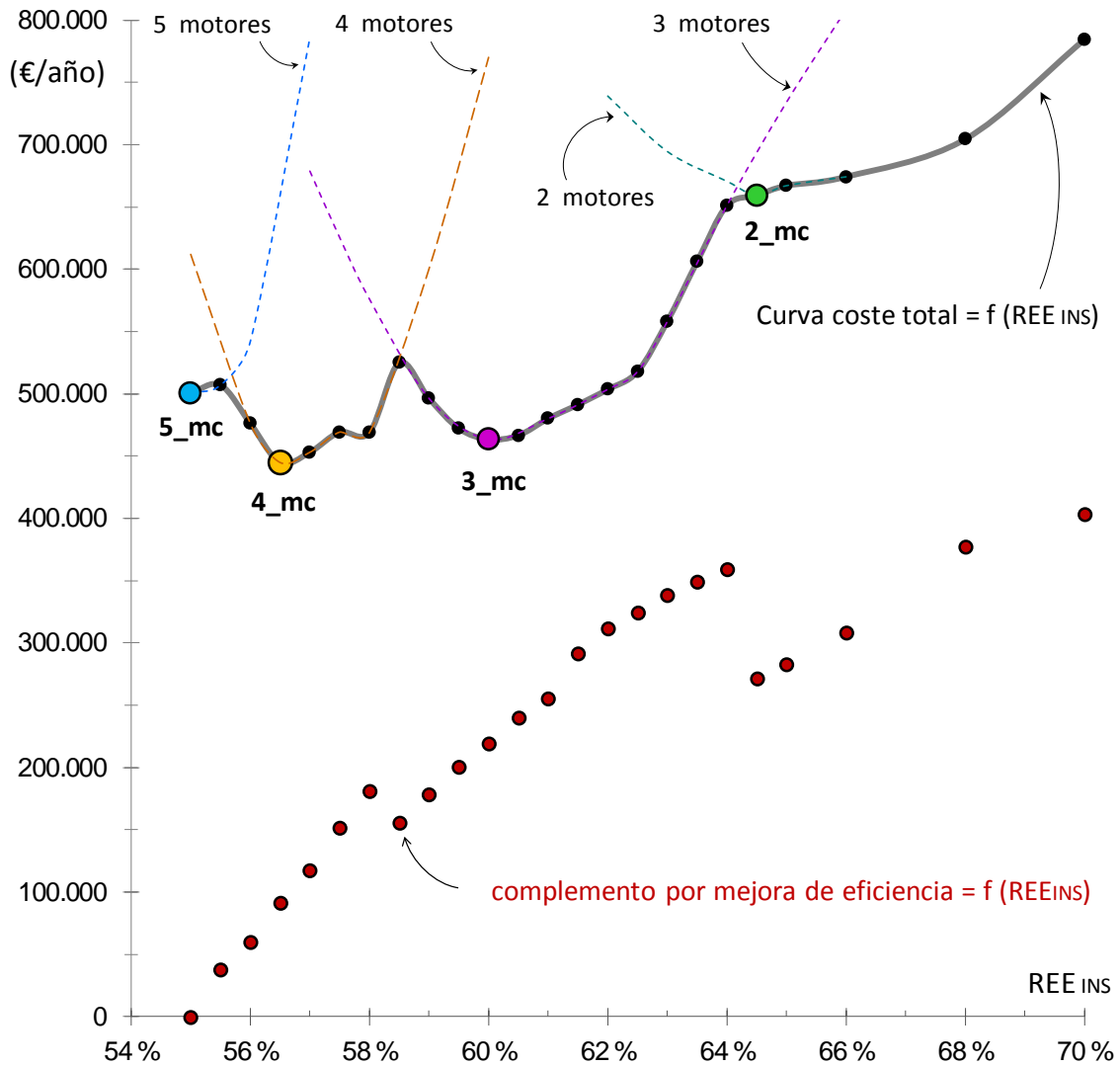


Fig. 4.9: Coste total mínimo como función de REE_{INS} .

La Fig. 4.9 permite comprobar que la función coste total anual tiene varios mínimos locales (véanse las soluciones: 2_{mc} , 3_{mc} , 4_{mc} y 5_{mc}) y que estos corresponden a la variable estructural $NmcIns$ que representa número de módulos de cogeneración instalados (2, 3, 4 y 5 módulos, respectivamente).

En un contexto puramente matemático, se concluye que la solución 4_{mc} (estructura de equipos con 4 motores de gas) que conlleva un coste total anual de 444.857 €/año, es la solución óptima global. Sin embargo, la solución 3_{mc} (con 3 motores) con un coste total anual de 463.456 €/año, sólo un 5% mayor frente a 4_{mc} , podría representar también una solución razonable si se consideran otros aspectos no tenidos en cuenta al formular la función objetivo; como por ejemplo: escasez de espacio para ubicar los equipos o insuficiencia de agua para operar las torres de refrigeración, etc.

En un apartado posterior se estudiara con mayor detalle el efecto económico de las variaciones estructurales del sistema.

4.7.1 Estructura óptima

La estructura de equipos del sistema energético óptimo (ver Fig. 4.10) se compone de 4 módulos de cogeneración con motores de gas (*mc*), 3 enfriadoras de compresión mecánica (*mf*), 1 enfriadora de absorción de simple efecto con doble lift (*abs1*), y 4 torres de refrigeración (*tr*) para evacuar el calor de las enfriadoras de agua y del intercooler de baja temperatura del motor. Incluye un depósito de almacenamiento de agua caliente con capacidad 1,38 MWh y un depósito de almacenamiento de agua fría con capacidad 4,40 MWh. No contiene calderas de ningún tipo ni enfriadoras de absorción de doble efecto. La Fig. 4.10 muestra también los flujos anuales de energía más importantes. La Tabla 4.9 resume los resultados correspondientes al diseño y operación del sistema de suministro energético óptimo.

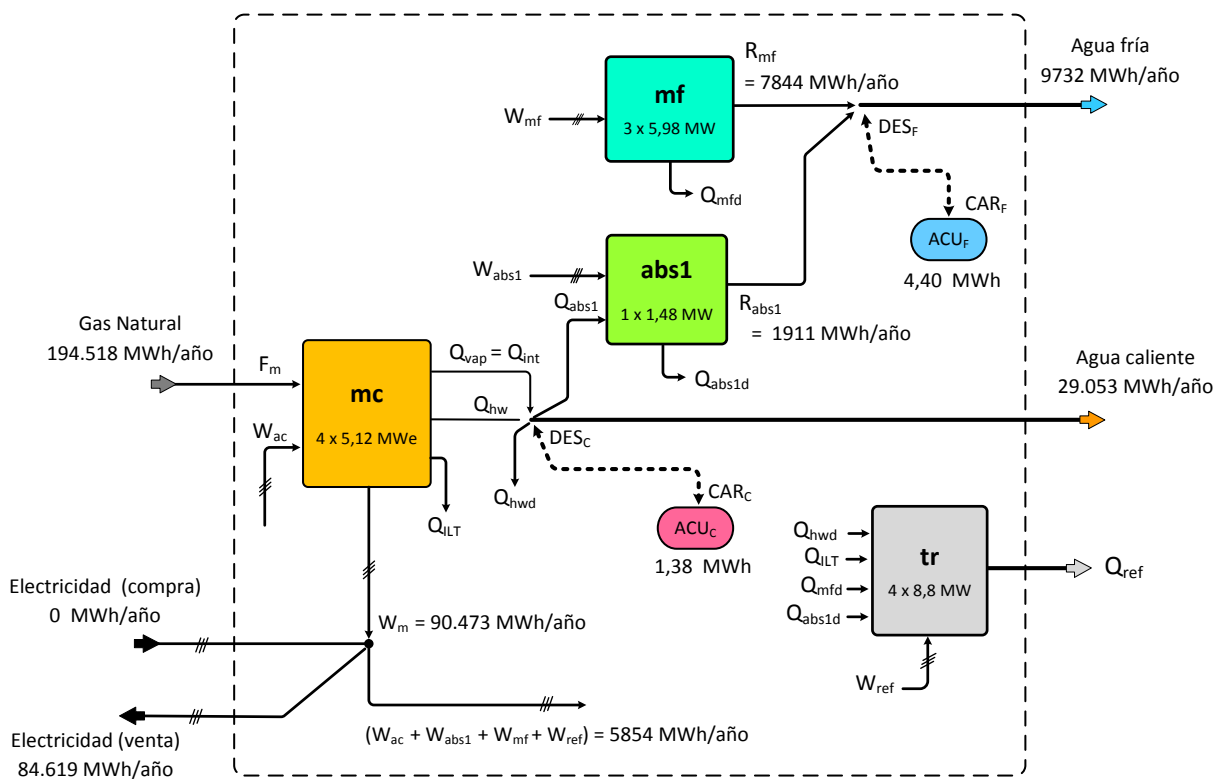


Fig. 4.10: Estructura óptima de equipos del sistema de trigeneración de distrito.

Tabla 4.9: Sistema de suministro energético óptimo – resumen de resultados.

demanda energética	MWh/año	
demanda de agua caliente	29.053	
demanda de agua fría	9.732	
estructura de equipos	cantidad	capacidad
motores de gas (mc)	4	20,48 MW
calderas de vapor (cvap)	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	3	17,93 MW
enfriadoras de absorción – simple efecto (abs1)	1	1,48 MW
enfriadoras de absorción – doble efecto (abs2)	0	0
torres de refrigeración (tr)	4	35,23 MW
acumulador de agua caliente (ACUc)	si	1,38 MWh
acumulador de agua fría (ACUf)	si	4,4 MWh
producción de los equipos	MWh/año	utilización (%)
motores de gas (mc)	90.473	50,4
calderas de vapor (cvap)	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	7.844	5,0
enfriadoras de absorción – simple efecto (abs1)	1.911	14,8
enfriadoras de absorción – doble efecto (abs2)	0	0
indicadores de eficiencia energética	MWh/año	%
rendimiento eléctrico equivalente (REE)		56,5
rendimiento energético global (RG)		62,4
ahorro de energía primaria (PES)	18.813	8,8
<i>inversión en equipos</i>		21.065.988 €
coste anual de capital		3.159.898 €/año
consumo de gas natural	194.518 MWh/año	6.224.567 €/año
electricidad comprada	0	0 €/año
electricidad vendida	84. 619 MWh/año	- 8.848.522 €/año
complemento por eficiencia		- 91.087 €/año
facturación anual de energía		- 2.715.042 €/año
<i>coste total anual</i>		444.858 €/año

4.7.2 Operación óptima

La cobertura de la demanda de calor y frío del distrito urbano por cogeneración es desigual. La totalidad de la demanda anual de calor (ACS + calefacción) se atiende con el calor recuperado ($Q_{vap} + Q_{hw}$) de los motores de gas dado que no se instalan calderas. El factor de utilización anual de los motores alcanza el 50,4%. Por contra, el 80,6% de la demanda anual de frío (refrigeración) es atendida con las enfriadoras mecánicas (con un factor de utilización del 5,0%), y el resto con la enfriadora de absorción de simple efecto (con un factor de utilización del 14,8%). Se concluye que las enfriadoras de absorción trabajan el triple de tiempo atendiendo a la carga base mientras que las enfriadoras mecánicas atienden la carga punta.

Operación óptima en un día típico laborable de Enero

Las Fig. 4.2a muestra el perfil de la demanda de calor (ACS + calefacción) en un día tipo del mes de Enero. La Tabla 4.10 muestra el programa de trabajo hora a hora del módulo de cogeneración, la energía eléctrica vendida a la red y la cantidad de calor evacuado por la torre de refrigeración.

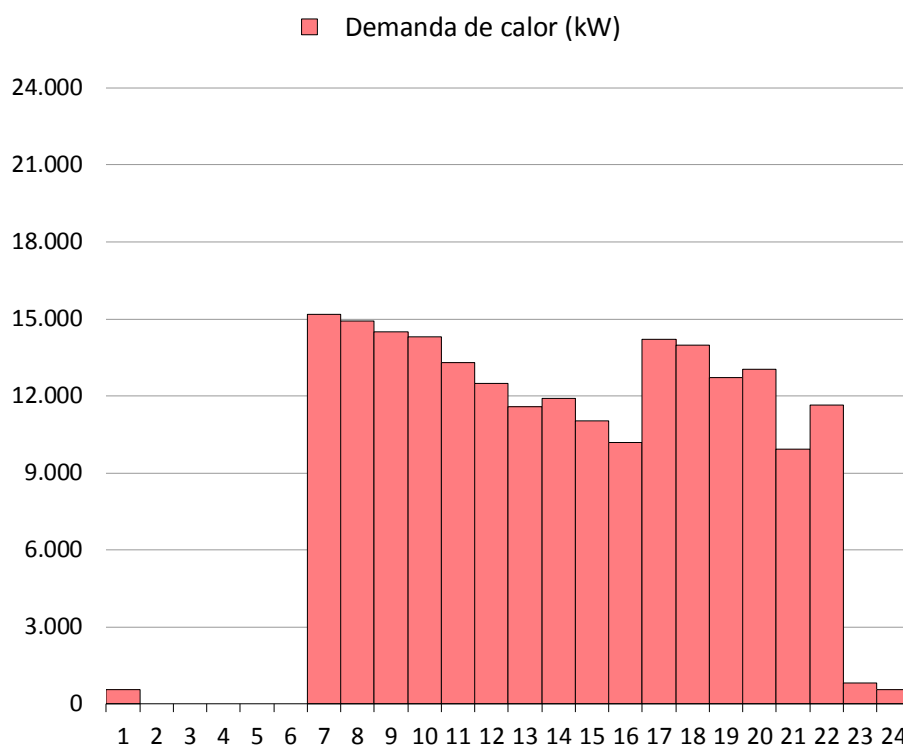


Fig. 4.1a: Demanda de calor (ACS y calefacción) en un día típico de Enero.

De la demanda total diaria de calor (206,84 MWh), la mayor parte se atiende directamente con el calor procedente de los módulos de cogeneración (mc) y sólo en las horas pico de demanda una pequeña parte se cubre con el calor del acumulador de agua caliente ($ACUc$).

Por otro lado como el autoconsumo de energía eléctrica es pequeño (representado por la energía auxiliar de los módulos de cogeneración y de las torres de refrigeración), la mayor parte de la producción diaria de energía eléctrica (359,73 MWh) se vende a la red (339,69 MWh).

Resulta interesante comparar los modos de operación en días con la misma demanda pero con precios diferentes de venta de energía eléctrica. Así en los días festivos del mes de Enero, como todas las horas son consideradas horas valle, la carga de los motores se adapta estrictamente a la demanda de calor produciéndose solo 225,30 MWh de electricidad al día.

Tabla 4.10: Operación óptima de los equipos en un día tipo laborable de Enero.

Hora	DQ [kW]	DF [kW]	Wm [kW]	Ev [kW]	Wcc [kW]	Qref [kW]	Wm [kW]*
1	562	0	612	592	19	54	612
2	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0
7	15191	0	16547	10614	533	1472	16547
8	14909	0	14887	14408	479	1325	16240
9	14512	0	20480	19716	763	5973	15808
10	14294	0	20480	19741	738	4949	15570
11	13314	0	20480	19686	793	7171	14503
12	12494	0	20480	19665	814	7991	13610
13	11574	0	20480	19642	837	8911	12607
14	11901	0	20480	19650	829	8584	12964
15	11019	0	20480	19628	851	9466	12003
16	10181	0	20480	19576	903	11546	11090
17	14193	0	20480	19739	740	5050	15460
18	13989	0	20480	19672	807	7738	15238
19	12720	0	20480	19671	808	7765	13856
20	13037	0	20480	19679	800	7488	14201
21	9932	0	20480	19632	847	9311	10819
22	11649	0	20480	19613	866	10078	12689
23	803	0	20480	19387	1092	19120	874
24	562	0	20480	19384	1095	19243	612

* producción eléctrica en un día festivo (para comparación con el día laborable)

Operación óptima en un día típico laborable de Julio

La Fig. 4.11 muestra el perfil de la demanda de frío en un día típico del mes de Julio. La Tabla 4.11 muestra el programa de trabajo hora a hora del módulo de cogeneración para un día laborable, la energía eléctrica vendida a la red, la producción de las enfriadoras y la cantidad de calor evacuado por la torre de refrigeración.

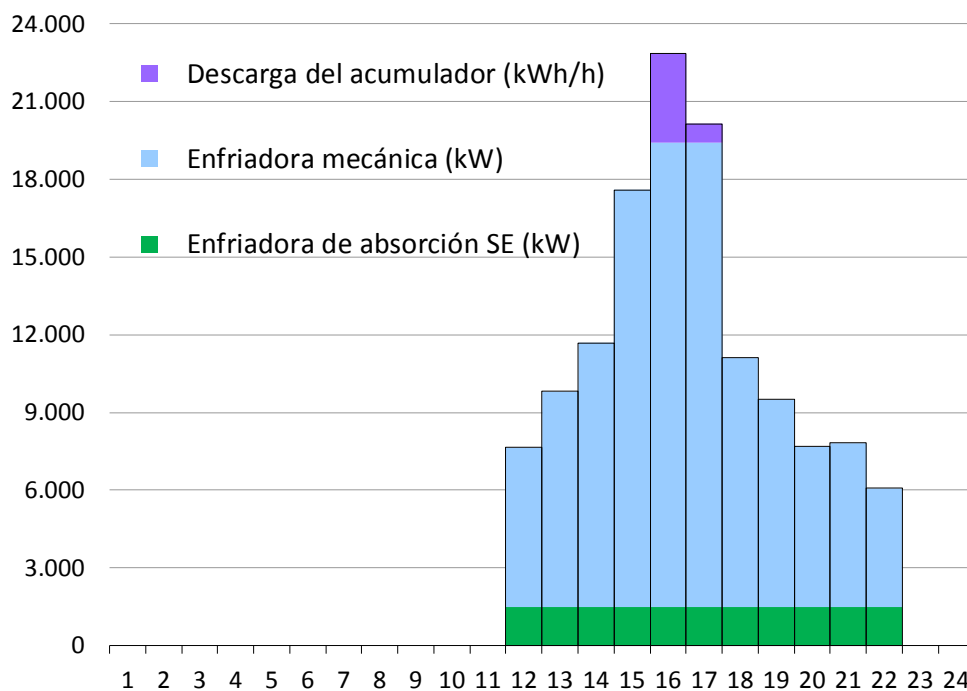


Fig. 4.11: Cobertura de la demanda de frío en un día típico laborable de Julio.

La demanda diaria de calor es insignificante (6,56 MWh) pues solo hay consumo de ACS; por tanto, la producción está orientada a satisfacer la elevada demanda de frío y a obtener beneficios por venta de energía eléctrica a la red. Puede observarse que en las horas de demanda de frío, la máquina de absorción de simple efecto trabaja a plena carga, e incluso en otras horas punta de facturación eléctrica sin demanda de frío sigue trabajando para cargar el acumulador de agua fría. En conjunto su producción diaria de frío es de 20,64 MWh, de los que 4,44 MWh se acumulan. La producción diaria de las enfriadoras mecánicas (111,48 MWh) atiende directamente la demanda. En las horas 16 y 17 la producción a plena carga de todas las enfriadoras es insuficiente para atender la demanda y se descarga el acumulador. La cantidad de frío descargado en dichas horas (4,18 MWh) es inferior al frío cargado (4,44 MWh) debido a las pérdidas de frío - ganancias de calor - en el acumulador.

Por otro lado, en Julio el autoconsumo de energía eléctrica es mayor que en Enero, debido a la operación de las enfriadoras mecánicas. De la producción diaria de energía eléctrica 309,04 MWh, se vende a la red 270,33 MWh. Las torres de refrigeración deben disipar la mayor cantidad diaria de calor (454,68 MWh), pues coincide una producción elevada de trabajo de los motores, cuyo calor residual Q_{ILT} que no se puede aprovechar, y la máxima carga de operación de las enfriadoras.

Tabla 4.11: Operación óptima de los equipos en un día tipo laborable de Julio.

Hora	DQ [kW]	DF [kW]	Wm [kW]	Ev [kW]	Rabs1 [kW]	Rmf [kW]	Qref [kW]	Wm [kW]*
1	181	0	0	592	0	0	0	197
2	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0
7	181	0	0	0	0	0	0	197
8	262	0	0	0	0	0	0	285
9	407	0	20480	19361	0	0	20175	443
10	614	0	20480	19350	0	0	20623	668
11	481	0	20480	19297	1448	0	21565	523
12	333	7648	20480	18102	1476	6172	28941	1452
13	218	9813	20480	17681	1476	8337	31588	1849
14	436	11682	20480	17327	1476	10206	33520	2213
15	344	17586	16246	12211	1476	16110	35231	3338
16	322	22858	13502	9252	1476	17934	35232	3701
17	259	20142	13053	8816	1476	17934	35232	3714
18	322	11101	20480	17427	1476	9625	33329	2078
19	436	9502	20480	17756	1476	8026	30626	1777
20	547	7682	20480	18086	1476	6206	29350	1473
21	436	7819	20480	18060	1476	6343	29510	1462
22	344	6066	20480	18407	1476	4590	27087	1157
23	259	0	20480	19317	1476	0	20748	196
24	181	0	20480	19287	1476	0	21927	197

* producción eléctrica en un día festivo (para comparación con el día laborable)

Resulta interesante comparar los modos de operación en días con la misma demanda pero con precios diferentes de venta de energía eléctrica. Así en los días festivos del mes de Julio como todas las horas son consideradas horas valle, la carga de los motores se adapta estrictamente a la demanda de calor ó al máximo consumo de calor que admite la enfriadora de absorción, produciéndose solo 26,92 MWh de electricidad al día.

4.7.3 Criterios de eficiencia

La operación anual del sistema energético óptimo acredita un rendimiento eléctrico equivalente $REE = 56,5\%$. El rendimiento energético global anual es $RG = 62,4\%$. La operación anual del sistema energético óptimo proporciona un ahorro de energía primaria $PES = 18813$ MWh/año (8,8%).

4.7.4 Criterios económicos

La Tabla 4.12 compara el diseño óptimo que supone el mínimo coste total anual con el correspondiente a una central de servicios energéticos, que consumiendo gas natural y electricidad y utilizando equipos convencionales (calderas, enfriadoras mecánicas y torres de refrigeración) atiende la misma demanda de calor y frío.

Tabla 4.12: Comparación económica de sistemas energéticos.

estructura de equipos	sistema convencional	sistema óptimo
motores de gas (mc)	-	4 x 5,12 MW
calderas de vapor (cvap)	-	0
calderas de agua caliente (chw)	5 x 3,9 MW	0
enfriadoras mecánicas (mf)	4 x 5,98 MW	3 x 5,98 MW
enfriadoras de absorción - simple efecto (abs1)	-	1 x 1,48 MW
enfriadoras de absorción - doble efecto (abs2)	-	0
torres de refrigeración (tr)	4 x 8,8 MW	4 x 8,8 MW
acumulador de agua caliente (ACUc)	-	1,38 MWh
acumulador de agua fría (ACUf)	-	4,40 MWh
<i>inversión en equipos</i>	5.568.264 €	21.065.988 €
coste anual de capital	835.240 €/año	3.159.898 €/año
consumo de gas natural	1.010.548 €/año	6.224.567 €/año
electricidad comprada	313.943 €/año	0
electricidad vendida	-	- 8.848.522 €/año
complemento por eficiencia	-	- 91.087 €/año
facturación anual de energía	1.324.491 €/año	- 2.715.042 €/año
<i>coste total anual</i>	2.159.731 €/año	444.858 €/año

La inversión de capital adicional que supone el sistema energético óptimo frente al convencional es aproximadamente de $\Delta Inv = 15,50$ M€. Esta inversión adicional permite un ahorro anual aproximado en la facturación energética de $AA = 4,04$ M€/año.

Periodo de recuperación simple (PayBack)

$$PyB = \frac{\Delta Inv}{AA} = \frac{15,5}{4,04} < 4 \text{ años} \quad (4.8)$$

Valor actual neto

Considerando una tasa de interés $i = 0,10$ año⁻¹ y 20 años de vida útil, se calculó antes un factor de recuperación de capital $frc = 0,1175$ año⁻¹. Supuesto un ahorro anual constante en la facturación energética, resulta

$$VAN = AA / frc - \Delta Inv = 18,88 \text{ M€} \quad (4.9)$$

Tasa interna de retorno

$$VAN = \frac{AA \cdot [(1+TIR)^{20} - 1]}{TIR \cdot (1+TIR)^{20}} = 0 \rightarrow TIR = 0,26 \text{ año}^{-1} \tag{4.10}$$

4.8 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Los resultados óptimos conseguidos se corresponden con la información asumida. Sin embargo, esta información puede sufrir modificaciones debido a: variaciones en la demanda prevista, factores internos (alteración de la estrategia de operación de los equipos o de sus prestaciones, etc.) y factores externos (modificación de la normativa legal o variación de los precios de la electricidad y del combustible en el mercado, etc.). En el contexto de esta tesis, la sensibilidad se entiende como la dependencia de los resultados óptimos, y más en particular de la estructura del sistema y del coste total anual, con los diferentes factores externos considerados en el diseño. En este apartado se analiza la sensibilidad de la estructura y la operación de los equipos de los sistemas de cogeneración respecto a

- Condiciones financieras
- Precio del combustible
- Compra de electricidad
- Discriminación horaria
- Complemento económico por mejora de la eficiencia

Para determinar las soluciones (estructura y operación) óptimas correspondientes a las nuevas condiciones de diseño, se empleó la misma metodología de optimización presentada en el apartado anterior, aplicándola sobre la misma superestructura energética (mostrada en la Fig. 4.5); tan solo se va modificando sobre el caso base una condición a la vez.

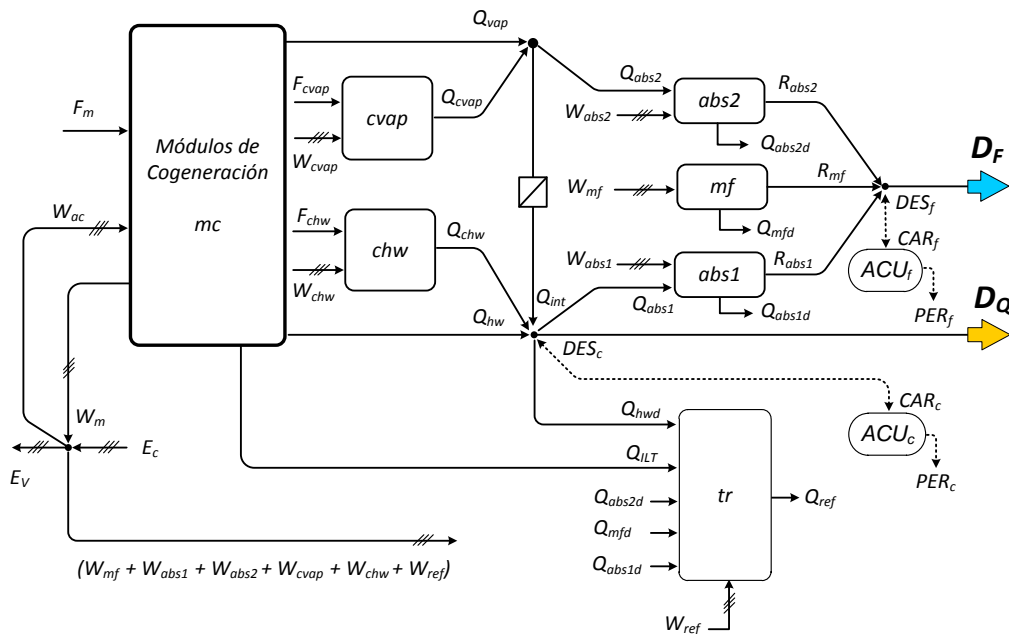


Fig. 4.5: Flujos de energía en la superestructura energética.

4.8.1 Sensibilidad a las condiciones financieras

Las condiciones financieras que determinan la rentabilidad de la inversión están representadas en el factor de amortización y mantenimiento del capital (*fam*), cuyo cálculo se explicó en un apartado anterior (véase el Cuadro 4.11). Se realizaron pruebas de optimización para valores del *fam* entre 0,10 y 0,20 año⁻¹, cuyos resultados principales (estructura y producción óptima de los equipos, e indicadores energéticos y económicos de operación) se recogen en la Tabla 4.13. Los resultados del caso base de diseño (resaltados en negrita y con fondo sombreado) corresponden a un *fam* igual a 0,15 año⁻¹.

Tabla 4.13: Influencia del factor de amortización anual (*fam*) sobre el diseño óptimo.

	<i>fam</i> (año ⁻¹)				
	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200
estructura de equipos			base		
motores de gas (mc)	6	5	4	3	3
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	1	1
enfriadoras mecánicas (mf)	1	2	3	3	3
enfriadoras absorción SE (abs1)	3	2	1	1	1
enfriadoras absorción DE (abs2)	3	1	0	0	0
torres de refrigeración (tr)	4	4	4	3	3
acumulador de calor ACUC (MWh)	19,34	1,18	1,38	5,15	1,22
acumulador de frío ACUF (MWh)	4,99	7,76	4,40	4,40	4,40
producción (MWh/año)					
motores de gas (mc)	127.495	110.594	90.473	70.469	70.166
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	454	607
enfriadoras mecánicas (mf)	0,710	4.134	7.844	7.686	8.561
enfriadoras absorción SE (abs1)	3.491	2.578	1.911	2.070	1.193
enfriadoras absorción DE (abs2)	5.549	3.061	0	0	0
indicadores energéticos (%)					
rendimiento energético (REE)	55,0	55,5	56,5	60,0	59,5
rendimiento global (RG)	60,4	61,1	62,4	66,7	66,2
ahorro energía primaria (PES)	6,9	7,6	8,8	12,6	12,1
inversión en equipos (M€)	32,42	26,14	21,07	17,04	16,85
coste anual de capital (M€/año)	3,24	3,27	3,16	2,98	3,37
consumo de gas natural (M€/año)	8,77	7,61	6,22	4,86	4,85
electricidad comprada (M€/año)	0	0	0	0	0
electricidad vendida (M €/año)	- 12,82	- 10,99	- 8,85	- 6,73	- 6,70
complemento eficiencia (M€/año)	0	- 0,04	- 0,09	- 0,22	- 0,20
factura energética (M€/año)	- 4,05	- 3,41	- 2,72	- 2,09	- 2,06
coste total anual (M€/año)	- 0,81	- 0,15	0,44	0,89	1,33

Respecto al caso base de diseño, los resultados de la Tabla 4.13 indican lo siguiente.

Para valores de fam inferiores a $0,15 \text{ año}^{-1}$ se instalarán más motores de gas y enfriadoras de absorción, pero menos enfriadoras mecánicas. Se mantiene el número de torres de refrigeración. A diferencia de la acumulación de calor que aumenta desde $1,38$ hasta $19,34$ MWh, la acumulación de frío varía poco. En cuanto a la economía: la instalación de más equipos aumenta la inversión pero como el fam disminuye el coste anual de capital varía poco. El mayor número de motores incrementa la producción de electricidad. El mayor número de enfriadoras de absorción permite un menor consumo de electricidad para atender la demanda de frío. Por tanto la venta de electricidad aumenta significativamente, contribuyendo a la disminución drástica de la facturación energética. Como consecuencia de todo ello el coste total anual de explotación mejora considerablemente. En teoría, la explotación del sistema centralizado de servicios energéticos permitiría satisfacer gratuitamente las demandas de calor y frío de los usuarios, pues los ingresos por venta de electricidad compensan sobradamente los costes de capital y de compra del gas natural.

Para valores de fam superiores a $0,15 \text{ año}^{-1}$ se instalarán un motor menos y una caldera de agua caliente más, para suplir el déficit de calor cogenerado. Se mantiene el número de enfriadoras de absorción de simple efecto y enfriadoras mecánicas, pero disminuye el número de torres de refrigeración. Mientras que la acumulación de calor fluctúa en el rango de $1,22$ a $5,15$ MWh, la acumulación de frío no cambia. La instalación de menos equipos disminuye la inversión de capital, pero se reduce la producción y venta de electricidad, lo que significa un aumento de la facturación energética. En conjunto, el coste total anual aumenta significativamente. La eficiencia del uso del combustible mejora.

4.8.2 Sensibilidad al precio del gas natural

La Tabla 4.14 recoge los resultados óptimos de la estructura y producción de los equipos, así como los indicadores energéticos y económicos de la operación del sistema, para una variación del precio del gas natural en el rango de $0,02$ a $0,05 \text{ €/kWh-pci}$. Los resultados del caso base de diseño (resaltados en negrita y con fondo sombreado) corresponden a un precio del gas natural igual a $0,032 \text{ €/kWh-pci}$. Al analizar los resultados debe considerarse que el efecto de aumentar/disminuir el precio del gas natural en este tipo de instalaciones es contrario al de disminuir/aumentar el precio de la electricidad vendida. Por tanto, el precio del gas también puede verse como un indicador de cómo afectaría la variación de la tarifa eléctrica de venta en el régimen especial de producción eléctrica.

Si se abarata el gas natural (por debajo de $0,032 \text{ €/kWh-pci}$) se instalarán más motores de gas y enfriadoras de absorción, disminuyendo el número de enfriadoras mecánicas. Se mantiene el número de torres de refrigeración. La capacidad del acumulador de calor varía pero siempre con capacidad reducida. Por contra, la capacidad del acumulador de frío aumenta considerablemente. Desde el punto de vista económico, la disminución del precio del gas tiene un efecto directo en la disminución de la facturación energética; pero además, la incorporación de más motores y enfriadoras de absorción contribuye a aumentar las ventas de

electricidad, provocando un efecto indirecto adicional. Este efecto económico positivo compensa con creces el aumento de costes de capital. La eficiencia del uso del combustible disminuye al límite marcado por la legislación para el rendimiento eléctrico equivalente.

Si se encarece el gas natural (por encima de 0,032 €/kWh-pci) se instalarán menos motores y más calderas de agua caliente para suplir la disminución de calor cogenerado. Siempre se cuenta con una enfriadora de absorción de simple o doble efecto, manteniéndose el número de enfriadoras mecánicas. En cambio se instala una torre de refrigeración menos. La capacidad de acumulación de calor y de frío se mantiene en valores reducidos. El coste total anual de explotación empeora, debido en parte a que se vende menos electricidad. Buscando mayores ingresos por el complemento de eficiencia, se produce una importante mejora en la eficiencia del uso del combustible.

Tabla 4.14: Influencia del precio del gas natural sobre el diseño óptimo.

	precio del gas natural (€/kWh-pci)				
	0,020	0,030	0,032 base	0,040	0,050
estructura de equipos					
motores de gas (mc)	6	5	4	2	1
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	2	3
enfriadoras mecánicas (mf)	0	2	3	3	3
enfriadoras absorción SE (abs1)	4	1	1	1	0
enfriadoras absorción DE (abs2)	2	1	0	0	1
torres de refrigeración (tr)	4	4	4	3	3
acumulador de calor ACUc (MWh)	8,14	0	1,38	5,48	8,08
acumulador de frío ACUf (MWh)	26,76	12,18	4,40	4,40	2,12
producción (MWh/año)					
motores de gas (mc)	129.873	111.520	90.473	49.236	21.242
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	4.107	12.669
enfriadoras mecánicas (mf)	0	3.837	7.844	8.115	7.375
enfriadoras absorción SE (abs1)	3.665	1.894	1.911	1.638	0
enfriadoras absorción DE (abs2)	6.152	4.065	0	0	2.366
indicadores energéticos (%)					
rendimiento energético (REE)	55,0	55,5	56,5	64,5	85,5
rendimiento global (RG)	60,4	61,1	62,4	71,6	87,6
ahorro energía primaria (PES)	6,9	7,6	8,8	16,6	27,3
inversión en equipos (M€)	32,76	26,05	21,07	13,17	9,63
coste anual de capital (M€/año)	4,92	3,91	3,16	1,97	1,44
consumo de gas natural (M€/año)	5,59	7,19	6,22	4,41	2,97
electricidad comprada (M€/año)	0	0	0	0	0
electricidad vendida (M €/año)	- 12,99	- 11,03	- 8,85	- 4,58	- 1,76
complemento eficiencia (M€/año)	0	- 0,04	- 0,09	- 0,27	- 0,27
factura energética (M€/año)	- 7,40	- 3,88	- 2,72	- 0,43	0,94
coste total anual (M€/año)	- 2,49	0,03	0,44	1,54	2,39

4.8.3 Sensibilidad a la compra de electricidad

La Tabla 4.15 recoge los resultados de la optimización del diseño del sistema de cogeneración que intercambia energía con el mercado con y sin compra de electricidad. En ambos casos se observa que la estructura de equipos es idéntica; y que en el caso de diseño que considera posible la compra de electricidad, los resultados indican que la compra de energía eléctrica es de 4 MWh/año, que comparada a la producción eléctrica de 90 GWh/año, resulta insignificante. El régimen de operación de los equipos es prácticamente el mismo. Solo cabe reseñar una pequeña disminución en la producción eléctrica de los motores y un pequeño desplazamiento de la producción de la enfriadora de absorción a las enfriadoras mecánicas. Se demuestra (para este caso de aplicación) que la opción de diseño que permite la compra de electricidad (a los precios establecidos) no aporta ningún beneficio económico, y por el contrario, tendería a complicar la estrategia de operación de los equipos.

Tabla 4.15: Influencia de la compra y venta de electricidad sobre el diseño óptimo.

estructura de equipos	transacción con el mercado eléctrico	
	compra y venta	sólo venta base
motores de gas (mc)	4	4
calderas de vapor (cvap)	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	3	3
enfriadoras absorción SE (abs1)	1	1
enfriadoras absorción DE (abs2)	0	0
torres de refrigeración (tr)	4	4
acumulador de calor ACUc (MWh)	1,38	1,38
acumulador de frío ACUf (MWh)	4,40	4,40
producción (MWh/año)		
motores de gas (mc)	90.463	90.473
calderas de vapor (cvap)	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	7.848	7.844
enfriadoras absorción SE (abs1)	1.907	1.911
enfriadoras absorción DE (abs2)	0	0
compra de electricidad (MWh/año)	4,04	0
indicadores energéticos (%)		
rendimiento energético (REE)	56,5	56,5
rendimiento global (RG)	62,4	62,4
ahorro energía primaria (PES)	8,8	8,8
inversión en equipos (M€)	21.065.988	21.065.988
coste anual de capital (M€/año)	3.159.898	3.159.898
consumo de gas natural (M€/año)	6.223.855	6.224.567
electricidad comprada (M€/año)	369	0
electricidad vendida (M€/año)	- 8.848.189	- 8.848.522
complemento eficiencia (M€/año)	- 91.080	- 91.087
factura energética (M€/año)	- 2.715.045	- 2.715.042
coste total anual (M€/año)	444.853	444.857

4.8.4 Sensibilidad a la discriminación horaria

Las tarifas con discriminación horaria se utilizan en muchos países como instrumento de gestión de la demanda de electricidad, pues posibilita el control de los picos de consumo y aportan eficiencia al sistema eléctrico, además de proporcionar beneficios a los productores y a los consumidores de electricidad (Couture et al., 2010; Klein et al., 2010).

En el caso de España, las plantas de cogeneración acogidas a la opción de venta por tarifa (como es nuestro caso) pueden acogerse voluntariamente a la opción de discriminación horaria, que supone aplicar dos factores: (i) un factor de incremento f_{HP} aplicable a las horas punta, y (ii) un factor de descuento f_{HV} aplicable a las horas valle. Actualmente están en vigor los valores $f_{HP} = 1,37$ y $f_{HV} = 0,64$; según el RD 1578/2008 (BOE-234, 2008).

Por otro lado, el valor de los factores de discriminación pueden aproximarse mediante las siguientes expresiones matemáticas:

$$f_{HP} \approx (1 + gd) \quad (4.9)$$

$$f_{HV} \approx (1 - gd) \quad (4.10)$$

$$r_d = f_{HP} / f_{HV} \quad (4.11)$$

donde gd es el valor relativo idéntico de incremento y descuento y r_d es el ratio de precios punta y valle de la electricidad discriminada.

Se realizaron pruebas de optimización para valores de gd entre 0 y 0,5; siendo $gd = 0$ el caso sin discriminación horaria. La Tabla 4.16 recoge los resultados principales de la optimización: estructura y producción óptima de los equipos, e indicadores energéticos y económicos de operación. Los resultados del caso base de diseño (resaltados en negrita y con fondo sombreado) se corresponden con un $gd \approx 0,375$ ($f_{HP} = 1,37$ y $f_{HV} = 0,64$).

Los resultados de la Tabla 4.16 muestran que se instalan menos motores a medida que va disminuyendo la discriminación horaria (r_d se aproxima a la unidad), a la vez que aumentan el coste total anual de explotación y la eficiencia en el uso del combustible (*REE* y *RG*).

Respecto al caso base, la opción de diseño que supone una estrategia de optar por la no discriminación horaria ($r_d = 1$) implica un coste total anual mucho mayor, hasta el triple: 1,32 M€/año contra 0,44 M€/año (caso base, discriminación legal actual: $r_d = 2,14$).

La opción de diseño con mayor discriminación horaria ($r_d = 3$) sugiere la instalación adicional de un motor y una enfriadora de absorción de doble efecto, menos acumulación de frío y una ampliación de la capacidad de acumulación de calor. Se mantiene el número de equipos de las otras tecnologías. La instalación de más equipos conlleva un aumento del coste de capital, pero tiene la ventaja de mejorar considerablemente la facturación energética anual.

Tabla 4.17: Influencia de las tarifas con discriminación horaria sobre el diseño óptimo.

	discriminación horaria: $f_{HP} = (1 + g_d)$; $f_{HV} = (1 - g_d)$; $r_d = f_{HP}/f_{HV}$				
	$\beta = 0$ $r_d = 1,00$	$\beta = 0,125$ $r_d = 1,29$	$\beta = 0,25$ $r_d = 1,67$	$\beta \approx 0,375$ $r_d = 2,14$	$\beta = 0,50$ $r_d = 3,0$
estructura de equipos	base				
motores de gas (mc)	2	2	3	4	5
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	2	2	1	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	2	3	3	3	3
enfriadoras absorción SE (abs1)	2	0	0	1	1
enfriadoras absorción DE (abs2)	1	1	1	0	1
torres de refrigeración (tr)	3	3	3	4	4
acumulador de calor ACUc (MWh)	3,60	3,60	2,82	1,38	4,70
acumulador de frío ACUf (MWh)	8,47	2,12	2,12	4,40	0,57
producción (MWh/año)					
motores de gas (mc)	88.740	51.660	71.892	90.473	108.591
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	4.259	4.259	519	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	2.930	6.093	6.102	7.844	6.356
enfriadoras absorción SE (abs1)	3.727	0	0	1.911	1.124
enfriadoras absorción DE (abs2)	3.127	3.652	3.643	0	2.255
indicadores energéticos (%)					
rendimiento energético (REE)	57,0	65,0	60,5	56,5	55,0
rendimiento global (RG)	63,1	72,1	67,3	62,4	60,4
ahorro energía primaria (PES)	9,4	17,0	13,1	8,8	6,9
inversión en equipos (M€)	14,08	13,30	17,16	21,07	25,91
coste anual de capital (M€/año)	2,11	2,00	2,57	3,16	3,89
consumo de gas natural (M€/año)	6,25	3,70	4,96	6,22	7,47
electricidad comprada (M€/año)	0	0	0	0	0
electricidad vendida (M€/año)	- 6,92	- 4,22	- 6,41	- 8,85	- 11,68
complemento eficiencia (M€/año)	- 0,12	- 0,30	- 0,25	- 0,09	0
factura energética (M€/año)	- 0,79	- 0,82	- 1,70	- 2,72	- 4,21
coste total anual (M€/año)	1,32	1,17	0,88	0,44	- 0,32

4.8.5 Sensibilidad al complemento económico por mejora de la eficiencia energética

La magnitud del complemento económico por mejora de la eficiencia (c_{EF}) es función del REE anual conseguido por la instalación (REE_{INS}) y del coste del gas natural considerado como materia prima c_{MP} que se publica trimestralmente en el *BOE*.

$$c_{EF} = 1,1 \cdot \left(\frac{1}{REE_{MÍN}} - \frac{1}{REE_{INS}} \right) \cdot c_{MP} \quad (4.6)$$

El valor $0,55$ es el rendimiento mínimo ($REE_{MÍN}$) exigido por el RD 661/2007 (BOE-126, 2007) para los sistemas de cogeneración con motores de gas.

Se realizaron pruebas de optimización para valores del coste del gas natural como materia prima entre $0,005$ y $0,030$ €/kWh ($0 \leq r_c \leq 1,37$), cuyos resultados principales (estructura óptima de equipos, e indicadores energéticos y económicos de operación) se recogen en la Tabla 4.18. Los resultados del caso base de diseño (resaltados en negrita y con fondo sombreado) corresponden a $c_{MP} = 0,0203$ €/kWh y $c_{GN} = 0,032$ €/kWh-pci (precio del gas natural como combustible) que dan un ratio $r_c \equiv 1,1 c_{MP} / c_{GN} \approx 0,70$.

Los resultados muestran que la opción de diseño disponiendo de un complemento por mejora de la eficiencia favorece al propietario, pues implica menores costes totales frente a no disponer de dicho complemento.

Respecto al caso base de diseño, para valores de r_c entre $0,3$ y $0,7$ la estructura de equipos no sufre cambios, lo mismo que el REE de la operación anual. Lógicamente se perciben menos ingresos por concepto de la mejora de la eficiencia al disminuir r_c , y por tanto los costes totales anuales aumentan. Para valores inferiores ($r_c \leq 0,3$) la estructura de equipos se modifica, aumentando en un motor de gas y en una enfriadora de absorción de doble efecto, pero el aprovechamiento del combustible disminuye pues el REE de la operación anual desciende a su valor mínimo. Por el contrario, cuando los precios asignados al gas natural como materia prima son próximos al precio del gas natural utilizado como combustible ($r_c \geq 0,7$) la inversión en equipos disminuye ligeramente (se quita un motor y se añade una caldera de agua caliente). La operación se desarrolla buscando el mayor aprovechamiento de la energía de combustible consumido por los motores lo que también implica una mayor participación de las enfriadoras de absorción en la producción de frío. El rendimiento eléctrico equivalente aumenta considerablemente.

La operación de los sistemas de cogeneración óptimos supone un REE próximo al mínimo del 55% cuando no se percibe el complemento por eficiencia ó este es pequeño. Para la situación real en 2010 ($r_c = 0,70$) el complemento por eficiencia sugería diseñar una planta más económica en términos de coste de inversión y de operación ligeramente más eficiente. Con el mayor complemento por eficiencia supuesto en el análisis ($r_c = 1,37$) el REE alcanza un valor del 62% .

Tabla 4.17: Influencia del complemento económico por mejora de la eficiencia energética sobre el diseño óptimo de sistemas de cogeneración.

	c_{MP} (€/kWh) [$r_C = 1,1 c_{MP} / c_{GN}$; $c_{GN} = 0,032$ €/kWh]								
estructura de equipos	0,00 [$r_C = 0$]	0,005 [$r_C = 0,17$]	0,010 [$r_C = 0,34$]	0,015 [$r_C = 0,52$]	0,0203 [$r_C = 0,70$]	0,025 [$r_C = 0,86$]	0,030 [$r_C = 1,03$]	0,035 [$r_C = 1,20$]	0,040 [$r_C = 1,37$]
motores (mc)	5	5	4	4	4	3	3	3	3
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	0	0	1	1	1	1
enfriadoras mecánicas (mf)	3	3	3	3	3	3	3	2	2
enfriadoras absorción SE (abs1)	1	1	1	1	1	0	0	2	2
enfriadoras absorción DE (abs2)	1	1	0	0	0	1	1	1	1
torres de refrigeración (tr)	4	4	4	4	4	3	3	3	3
acumulación de calor ACUc (MWh)	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	6,44	5,38	5,15	4,83
acumulación de frío - ACUf (MWh)	0,57	0,57	4,44	4,44	4,44	2,12	2,12	8,62	8,61
REE (%)	55,0	55,0	56,5	56,5	56,5	60,5	60,5	62,0	62,0
complemento por eficiencia (€/año)	0	0	44.931	67.396	91.087	296.150	358.768	543.672	623.772
coste total anual (€/año)	500.556	500.556	491.013	468.548	444.857	410.634	351.175	277.169	199.499

4.9 ANALISIS ESTRUCTURAL

La metodología de optimización desarrollada en esta tesis está basada en la programación lineal entera, utilizando variables binarias para imponer restricciones de diseño, ya sean de tipo estructural (para determinar la configuración de los equipos) u operacional (para fijar una estrategia de operación de los equipos que constituyen el sistema energético).

En este apartado se estudia cómo varía la estructura óptima y la operación anual del sistema de suministro energético según las 5 alternativas estructurales listadas en el Cuadro 4.17.

Cuadro 4.17: Alternativas estructurales de diseño.

Alternativa	Restricciones lógicas	Significado
1. sistema convencional (conv)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{COG} = 0$ ✓ $y_{ABS1} = y_{ABS2} = 0$ ✓ $y_{ACUc} = y_{ACUf} = 0$ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ No se permite la instalación de motores ✓ No se permite la instalación de enfriadoras de absorción ✓ No se permite la acumulación térmica
2. sistema de cogeneración sin acumulación (cogen)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{COG} = 1$ ✓ $y_{ABS1} = y_{ABS2} = 0$ ✓ $y_{ACUc} = y_{ACUf} = 0$ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se permite la instalación de motores ✓ No se permite la instalación de enfriadoras de absorción ✓ No se permite la acumulación térmica
3. sistema de cogeneración con acumulación (cog c/acu)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{COG} = 1$ ✓ $y_{ABS1} = y_{ABS2} = 0$ ✓ $y_{ACUc} = y_{ACUf} = 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se permite la instalación de motores ✓ No se permite la instalación de enfriadoras de absorción ✓ Se permite la acumulación térmica
4. sistema de trigeneración sin acumulación (trigen)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{COG} = 1$ ✓ $y_{ABS1} = y_{ABS2} = 1$ ✓ $y_{ACUc} = y_{ACUf} = 0$ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se permite la instalación de motores ✓ Se permite la instalación de enfriadoras de absorción. ✓ No se permite la acumulación térmica
5. sistema de trigeneración con acumulación (trig c/acu)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{COG} = 1$ ✓ $y_{ABS1} = y_{ABS2} = 1$ ✓ $y_{ACUc} = y_{ACUf} = 1$ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Se permite la instalación de motores ✓ Se permite la instalación de enfriadoras de absorción. ✓ Se permite la acumulación térmica
Restricciones comunes a todos los escenarios (salvo conv)	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $y_{PCE} = 0$ ✓ $y_{PVE} = 1$ ✓ c_{EF} (legal año 2000) ✓ $y_{TDH} = 1$ (legal año 2000) 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ No se permite la compra de electricidad ✓ Se permite la venta de electricidad ✓ Se cobra el complemento económico por mejora de la eficiencia ✓ Se utiliza tarifa con discriminación horaria para venta de electricidad

Antes se comprobó que la función coste total anual tiene varias soluciones óptimas (mínimos) locales asociadas a estructuras de equipos con número de motores diferentes (véase el Apdo. 4.7, Tabla 4.8 y Fig. 4.9). Por esta razón, el análisis de sensibilidad se realizará a un conjunto de soluciones óptimas (ancho de banda) que resulta de las pruebas de optimización aplicadas a alternativas de suministro energético antes indicadas. Estas pruebas de optimización se han resuelto imponiendo valores al *REE* en el rango de 55% y 65%, donde cada solución óptima contiene la siguiente información: estructura de equipos, costes anuales de inversión y operación, balance energético hora-por-hora, etc. Para la elaboración del conjunto de soluciones óptimas correspondientes a cada alternativa estructural de diseño, se adoptaron las consideraciones siguientes:

- ✓ las alternativas de suministro energético a evaluar se modelan imponiendo las restricciones de tipo estructural indicadas en el Cuadro 4.17.
- ✓ las restricciones de diseño diferentes a las del tipo estructural se mantienen inalterables con relación a las adoptadas en el Apdo. 4.7 cuando se obtuvo el diseño óptimo. De este modo podemos afirmar que las soluciones obtenidas entonces correspondientes a las alternativas 1 y 5 siguen valiendo ahora.
- ✓ se impuso como restricción, para localizar el óptimo global con *PLE*, el cumplimiento de un rendimiento energético *REE* en el rango de 55% a 65%.
- ✓ las pruebas de optimización se realizaron utilizando el procedimiento paso a paso con *PLE* descrito anteriormente.

Las curvas de coste total anual mostradas en la Fig. 4.12 resumen los resultados obtenidos y permiten dar un primer vistazo al efecto de las restricciones de diseño de tipo estructural sobre la economía del sistema óptimo de suministro energético. Se comprueba que la solución **TRIG4** que involucra la instalación de 4 motores, y que ya fue analizada con detalle anteriormente en este capítulo, es la solución óptima global (mejor solución matemática).

Se advierte que en cualquier caso un sistema de trigeneración con acumulación (opción **trig c/acu**) tiene el menor coste total anual, salvo cuando $REE_{INS} = 56\%$, $58,5\%$ y 59% , en el que la opción **cog c/acu** presenta soluciones óptimas igual de interesantes.

Si la curva de coste total anual de la opción **trig c/acu** de la Fig. 4.12 representase a una función matemática dependiente de *REE*, tendría dos mínimos (soluciones óptimas) locales: **TRIG4** y **TRIG3**, asociados a estructuras de equipos con 4 y 3 motores, respectivamente. Esto confirma que dos soluciones óptimas asociadas a estructuras con diferente número de equipos pueden competir entre sí por ser la solución óptima global. La Fig. 4.12 indica que sucede lo mismo con las otras opciones de diseño: **cog c/acu** (ver **4a** y **3a**), **trigen** (ver **4c** y **3c**) y **cogen** (ver **4b** y **3b**). La Tabla 4.18 recoge información acerca de la estructura de equipos de cada una de estas soluciones.

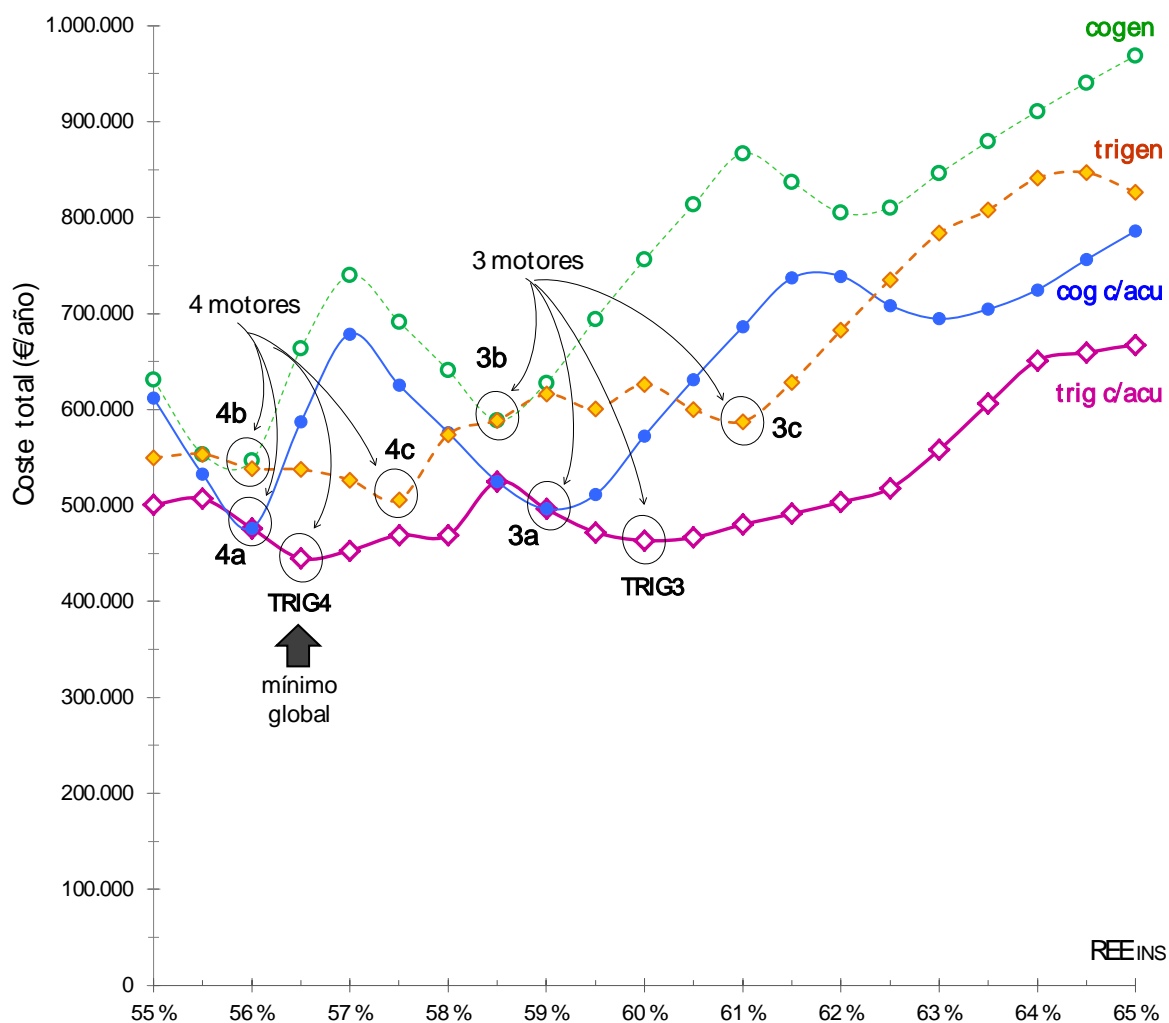

 Fig. 4.12: Coste total anual en función del rendimiento REE_{INS} para diferentes estructuras.

Tabla 4.18: Soluciones en competencia para las alternativas de cogeneración y trigeneración.

estructurade equipos	solución con 4 motores				solución con 3 motores			
	TRIG4	4a	4b	4c	TRIG3	3a	3b	3c
motores (mc)	4	4	4	4	3	3	3	3
calderas de vapor (cvap)	0	0	0	0	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	0	0	0	0	1	1	2	2
enfriadoras mecánicas (mf)	3	3	4	3	3	3	4	3
enfriadoras absorción SE (abs1)	1	0	0	2	1	0	0	2
enfriadoras absorción DE (abs2)	0	0	0	1	0	0	0	1
torres de refrigeración (tr)	4	3	4	4	3	3	4	4
acumulación de calor (MWh)	1,38	2,88	0	0	6,61	5,86	0	0
acumulación de frío (MWh)	4,40	7,51	0	0	4,40	7,51	0	0
Inversión en equipos (M€)	21,06	20,66	20,87	21,95	17,11	16,91	17,24	18,31
coste total anual (M€/año)	0,44	0,49	0,55	0,51	0,46	0,50	0,59	0,58

La solución **TRIG3**, que compromete la instalación de 3 motores, aunque tiene un coste total anual que supera en un $\sim 4\%$ a la **TRIG4**, requiere sin embargo una inversión $\sim 19\%$ menor y opera con mayor *REE* (60% en lugar de 56,5%). Estos indicadores económicos y energéticos señalan a **TRIG3** como una alternativa interesante frente a **TRIG4**.

En relación a las estructuras sin acumulación térmica, las soluciones óptimas **4c** (con 4 motores) y **3c** (con 3 motores) compiten entre sí. Aunque matemáticamente **4c** es la solución global, sin embargo **3c** es una solución que debe tomarse en cuenta, ya que requiere menos inversión de capital (ver la Tabla 4.18) y opera con mayor eficiencia energética. Igualmente, con ayuda de la Fig. 4.12 se puede establecer que la trigeneración sin acumulación térmica es una opción de suministro energético comparable a la cogeneración con acumulación térmica, dependiendo la mejor de las dos opciones del rendimiento energético *REE*. Si este es libre la cogeneración con acumulación térmica alcanza los mejores resultados.

La Tabla 4.19 recoge la información de las soluciones óptimas correspondientes a cada alternativa estructural de diseño.

Aceptando que la demanda de calor y frío del distrito urbano de 5000 viviendas debe atenderse, una solución que implica el menor coste de capital en equipamiento es un sistema energético convencional (la opción **conv**), cuya estructura óptima de equipos consiste de 5 calderas de agua caliente, 4 enfriadoras mecánicas y 4 torres de refrigeración. La implementación de este sistema supone una inversión en equipos de $\sim 5,57$ M€y su operación genera una factura de consumo energético del orden de $\sim 1,32$ M€/año y un coste total anual de 2,16 M€/año.

Con una inversión en equipos de $\sim 20,87$ M€se podría optar por un sistema energético **cogen** (sistema de cogeneración sin acumulación térmica), cuya estructura óptima de equipos estaría compuesta de 4 motores de gas, 4 enfriadoras mecánicas y 4 torres de refrigeración. La recuperación de calor de los motores permite remplazar las 5 calderas de la opción convencional (**conv**). La operación anual del sistema **cogen** alcanza un *REE* anual del 56% e implica una facturación energética de $-2,58$ M€/año (los ingresos por venta de electricidad superan los costes del combustible) y un coste total anual de 0,55 M€/año.

La elección de un sistema energético **cogen c/acu** (sistema de cogeneración con acumulación térmica) necesitaría una inversión de $\sim 20,66$ M€y estaría configurado por 4 motores de gas, 3 enfriadoras mecánicas y 3 torres de refrigeración. Se incorporan pequeños depósitos para el almacenamiento de agua caliente (2,88 MWh) y agua fría (7,51 MWh). La operación anual del sistema tiene un *REE* del 56% y comporta una facturación energética de $-2,62$ M€/año y un coste total anual de 0,48 M€/año. La incorporación de la acumulación de frío desplaza a una enfriadora mecánica y una torre de refrigeración de la estructura de equipos de la opción **cogen**.

Tabla 4.19: Resultados óptimos del diseño para las distintas alternativas estructurales.

estructura de equipos	alternativa estructural				caso base
	conv	cogen 4b	cog c/acu 4a	trigen 4c	trig c/acu [TRIG4]
motores (mc)	-	4	4	4	4
calderas de vapor (cvap)	-	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	5	0	0	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	4	4	3	3	3
enfriadoras de absorción SE (abs1)	-	0	0	2	1
enfriadoras de absorción DE (abs2)	-	0	0	1	0
torres de refrigeración (tr)	4	4	3	4	4
acumulador de calor ACUc (MWh)	-	0	2,88	0	1,38
Acumulador de frío ACUf (MWh)	-	0	7,51	0	4,40
producción (MWh/año)					
motores (mc) - electricidad	-	88.604	88.604	91.545	90.473
calderas de vapor (cvap)	-	0	0	0	0
calderas de agua caliente (chw)	29.053	0	0	0	0
enfriadoras mecánicas (mf)	9.732	9.732	9.770	4.929	7.844
enfriadoras de absorción SE (abs1)	-	0	0	2.123	1.911
enfriadoras de absorción DE (abs2)	-	0	0	2.680	0
indicadores energéticos					
rendimiento energético, REE (%)	-	56,0	56,0	57,5	56,5
rendimiento global, RG (%)	-	61,8	61,8	63,7	62,4
ahorro energía primaria, PES (%)	-	8,2	8,2	10,0	8,8
inversión en equipos (M€)	5,57	20,87	20,66	21,95	21,07
coste anual de capital (M€/año)	0,84	3,13	3,10	3,29	3,16
consumo gas natural (M€/año)	1,01	6,10	6,10	6,30	6,22
electricidad comprada (M€/año)	0,31	0	0	0	0
electricidad vendida (M€/año)	-	- 8,62	- 8,66	- 8,93	- 8,85
complemento eficiencia (M€/año)	-	- 0,06	- 0,06	- 0,15	- 0,09
factura energética (M€/año)	1,32	- 2,58	- 2,62	- 2,79	- 2,72
coste total anual (M€/año)	2,16	0,55	0,48	0,51	0,44

Un sistema energético **trigen** (sistema de trigeneración sin acumulación térmica) compuesto de 4 motores, 3 calderas de agua caliente, 3 enfriadoras mecánicas, 2 enfriadoras de absorción de simple efecto, 1 enfriadora de absorción de doble efecto y 4 torres de refrigeración, requiere una inversión de capital de 21,95 M€, su factura energética es de -2,79 M€/año y su coste total anual de 0,51 M€/año. Con su REE del 57,5% es la alternativa más eficiente de todas las aquí analizadas. El aumento del capital de la opción **trigen** frente a **cogen** se debe a la incorporación de las enfriadoras de absorción.

Un sistema energético **trig c/acu** (sistema de trigeneración con acumulación térmica) supone una inversión de 21,07 M€ Su estructura de equipos estaría compuesta de 4 motores, 3 enfriadoras mecánicas, 1 enfriadora de absorción de simple efecto y 4 torres de refrigeración. Se incorporan pequeños depósitos para el almacenamiento de agua caliente (1,38 MWh) y agua fría (4,40 MWh). Respecto a la opción **trigen**, la incorporación de la acumulación de frío permite disminuir el número de enfriadoras de absorción. La operación anual del sistema energético **trig c/acu** supone un *REE* del 56,5%, conlleva una factura energética de -2,72 M€/año y un coste total anual de 0,44 M€/año.

La Fig. 4.13 resume las ventajas de los diseños con integración energética frente a la opción convencional (**conv**), mostrando el beneficio económico (menor facturación energética) que permite la mayor inversión realizada. Como indicador de rentabilidad económica también se muestra el periodo de recuperación simple o *payback*. Se observa que las opciones con acumulación tanto en cogeneración como en trigeneración son ligeramente mejores que aquellas que no disponen de acumulación. También que las opciones con trigeneración son ligeramente mejores que las de cogeneración. Finalmente, la opción óptima es el sistema de trigeneración con acumulación; es decir, aquel que ha sido diseñado sin ninguna restricción. Pero la conclusión más relevante es que puede obtenerse un diseño casi excelente dando alguna oportunidad a la integración energética. En este sentido, cualquiera de los cuatro diseños mostrados en la Tabla 4.19 y Fig. 4.13 es una alternativa excelente frente al diseño convencional y casi no existe diferencia entre ellos a la hora de hablar de rentabilidad económica.

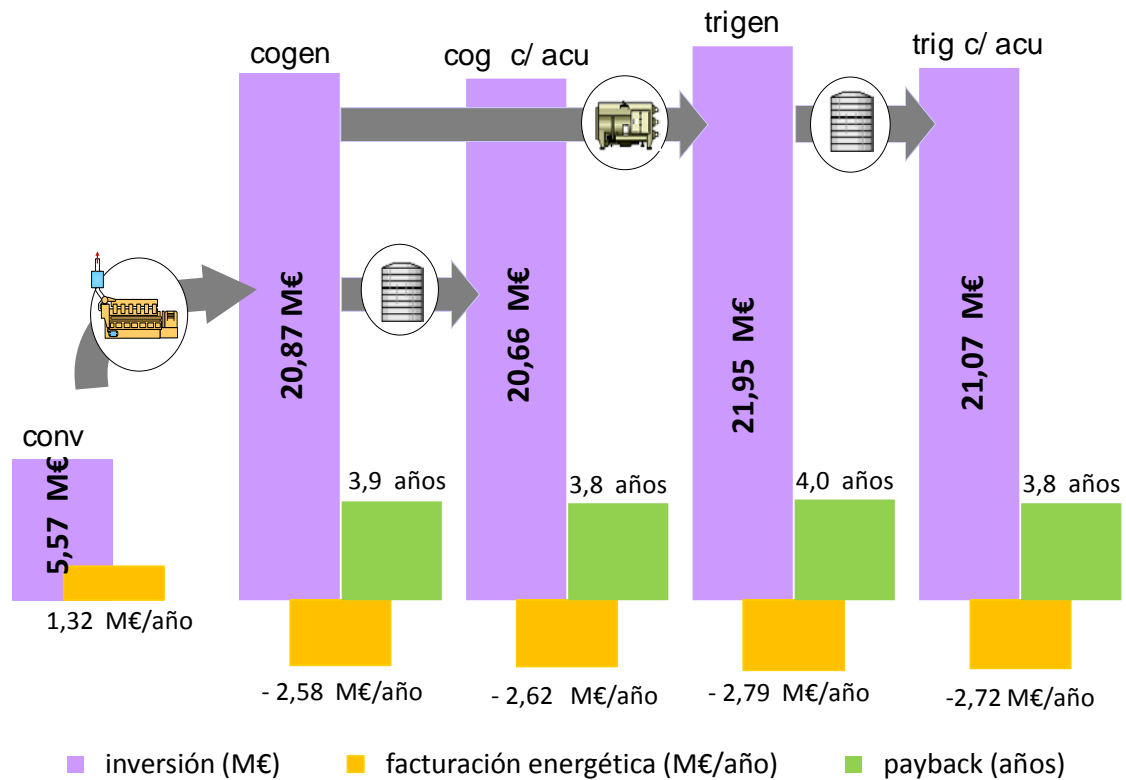


Fig. 4.13: Efecto de la estructura sobre la economía de los sistemas de suministro energético.

5 Conclusiones

5.1 Síntesis

5.2 Contribuciones

5.3 Perspectivas

5.1 Síntesis

En la presente tesis se ha elaborado una metodología para el diseño y operación de sistemas energéticos, compuesta por un conjunto de procedimientos que responden a la cuestión:

¿Cómo seleccionar y operar los equipos comerciales que integran la estructura de un sistema de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial, de modo que el coste total (inversión y operación) a lo largo del ciclo de vida útil sea mínimo?.

La tesis comprende cinco capítulos.

El Cap. 1 expone la problemática de la optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial-comercial, explicando y argumentando respuestas a las cuestiones siguientes: i) ¿cuál es el problema?, ii) ¿por qué es un problema?, iii) ¿qué han hecho otros?, y iv) ¿qué falta por hacer?.

El Cap. 2 aborda el problema de la optimización de los sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial, primero con un enfoque más convencional basado en técnicas de análisis, y posteriormente mediante un enfoque sistemático basado en la descomposición del problema de diseño en tres fases (síntesis, diseño y operación) y en la incorporación e implementación de técnicas de programación matemática.

El Cap. 3 comprende el desarrollo de una metodología de integración térmica para el diseño de sistemas de máxima recuperación de calor, con la aplicación particular al caso de los motores de combustión interna alternativos.

El Cap. 4 aprovecha el conocimiento consolidado en los dos capítulos anteriores en la resolución de un caso práctico: el diseño de un sistema de aprovisionamiento energético para un distrito de 5000 viviendas.

Por último, el Cap. 5, éste capítulo, recoge un resumen de los resultados alcanzados y las contribuciones más relevantes de este trabajo, así como las sugerencias para el desarrollo de trabajos futuros.

A continuación se resume el contenido de la tesis, con énfasis en las conclusiones alcanzadas.

El análisis realizado sobre la cogeneración en España en el Cap. 1 muestra sin lugar a dudas la necesidad y oportunidad de desarrollar la cogeneración en el sector residencial-comercial. Además de los argumentos puramente termodinámicos, en este sector tenemos una red de abastecimiento de gas natural extensa, una demanda abundante de los productos de la cogeneración, una muy baja penetración en comparación con el sector industrial y un apoyo político al alza. La pérdida de oportunidades en el último "boom" urbanístico y nuestra idiosincrasia no ha favorecido el aprovisionamiento comunitario de servicios energéticos; sin embargo, tanto el previsible incremento de precios energéticos como el aumento de la dependencia energética, están forzando a las autoridades de la UE a promover la producción conjunta calor y electricidad. En la reciente propuesta de directiva COM/2011/0370 se

impone que las nuevas instalaciones de producción de electricidad, y las ya existentes que se reformen ó actualicen su licencia, sean equipadas con unidades de cogeneración de alta eficiencia para recuperar el calor residual. O sea, en el futuro la cogeneración será la norma, y la producción termoeléctrica pura será la excepción. En un país como España, en el que la cogeneración ya se aplica en la mayor parte de las grandes y medianas industrias consumidoras de energía térmica, dicha propuesta obliga al desarrollo de redes de calefacción y refrigeración urbanas, prácticamente inexistentes en nuestro país.

Otra conclusión importante, obtenida del estudio de la literatura sobre diseño de instalaciones de cogeneración, de los resultados de los trabajos propios que parcialmente se han expuesto en esta tesis, y sobre todo de la presencia en los foros profesionales, es la gran importancia de la legislación energética, y en particular, de la regulación del régimen especial de generación eléctrica. Algo a primera vista banal como la posibilidad o no de que la electricidad se retribuya con un factor importante de discriminación horaria puede cambiar radicalmente la potencia eléctrica instalada en cogeneración, la conveniencia de almacenar energía térmica, y la estrategia de operación más conveniente. Lo mismo puede decirse de la obligación de autoconsumo de energía eléctrica, hoy eliminada, y de otras condiciones legales. Pero la conclusión más importante es que hay que ligar el premio no a la cantidad de electricidad cogenerada sino al ahorro energético demostrado sobre la producción separada con las mejores tecnologías disponibles.

En el Cap. 2 se presentaron los factores influyentes de diseño y los criterios de eficiencia utilizados en la normativa legal para juzgar la bondad de los sistemas de cogeneración. Además se realizó una propuesta metodológica relacionando las tareas o actividades del diseño a través del flujo de información necesario para la toma de decisiones. Se ha mostrado como la tarea de análisis, por si sola, ayuda a establecer criterios sobre la conveniencia de instalar módulos de cogeneración, dimensionar su potencia y establecer la estrategia de operación más adecuada. El denominado análisis global, basado en la curva monótona de demanda térmica del centro consumidor puede ser suficiente en un escenario de precios constantes. El análisis exhaustivo a través de los conceptos de zonas y modos de operación permite resolver problemas con demandas térmica y eléctrica y precios variables en el tiempo, conduciendo al final a un algoritmo de cálculo próximo al de un programa lineal, pero en el que no es el programa el que busca la solución óptima entre un gran número de soluciones factibles, sino el analista que seleccionado opciones dirige la búsqueda del óptimo. La capacidad de analizar las complejidades derivadas de la concurrencia de distintos servicios con demandas variables e independientes así como los sistemas con acumulación térmica, diaria o estacional, es muy limitada.

Las enseñanzas de los precursores en ingeniería de procesos sobre síntesis de sistemas, pueden aplicarse al diseño de sistemas de cogeneración para determinar la combinación de tecnologías que han de constituir el núcleo del sistema de cogeneración, seleccionar el tamaño y número de los equipos comerciales a instalar, y decidir el programa óptimo de la operación anual para ciertas condiciones legales y de mercado. Los dos ejemplos de aplicación presentados, basados en trabajos previos, muestran cómo la descomposición del problema de

diseño en las fases de síntesis, diseño y operación, junto con el empleo de técnicas de programación entera proporcionan un método eficaz para abordar problemas complejos.

En el Cap. 3 se ha desarrollado un procedimiento para el diseño de sistemas de máxima recuperación de calor de los motores de gas de varios niveles térmicos. La aplicación de este procedimiento puede hacerse extensible a otras aplicaciones en que la recuperación de energía térmica desde distintas fuentes de calor que no está concentrada en un solo lugar. El procedimiento es una modificación de la *Tabla Problema* del método *Pinch* con dos modificaciones trascendentales. La primera es que cuando se calcula la oferta de calor del MACI se busca la oferta primigenia y no la que habitualmente presentan los suministradores de motores y módulos de cogeneración que, normalmente, implica unos determinados equipos y circuitos. Como se ha demostrado, esto evita irreversibilidades térmicas y una mejor adaptación de la oferta a la demanda. La segunda consiste en que una vez especificadas las características de los servicios energéticos a producir con el calor recuperado, la demanda de calor se formula de modo que puede calcularse la cantidad máxima a producir de uno de ellos o la frontera de producción óptima cuando se producen dos o más. Se han mostrado varios ejemplos de aplicación y se ha diseñado la red óptima de recuperación de calor para el caso práctico que se desarrolla en el Cap. 4.

El Cap. 4 aprovecha los resultados obtenidos en los dos capítulos anteriores para formular una superestructura adecuada para el sistema de aprovisionamiento energético de un distrito de 5000 viviendas. Se presenta toda la información necesaria (demanda térmica del edificio, datos técnicos y económicos de los equipos candidatos, tarifas y precios de la electricidad y del gas natural, normativa legal a satisfacer, etc.) para el diseño del sistema de cogeneración de distrito. Se elabora un modelo de *PNLE* para determinar que tecnologías se utilizaran, cuantos equipos se instalarán y cómo será la operación a lo largo de los días tipo que componen el año. Se explica el modelo y cómo debe abordarse su solución con *PLE* a la vez que se estudia el efecto sobre el óptimo económico de la eficiencia energética alcanzada. Se comentan las características de la solución óptima obtenida y se analiza el efecto del número de módulos de cogeneración instalados. A continuación, se analiza el impacto de diversos factores de diseño sobre la estructura y operación del sistema óptimo de cogeneración: *i*) precio del combustible, *ii*) condiciones financieras, *iii*) limitación de compra de electricidad, *iv*) venta de electricidad con/sin tarifa de discriminación horaria, *v*) complemento económico por mejora de eficiencia, y *vi*) restricciones estructurales (p.e.: sólo cogeneración, cogeneración con acumulación térmica, sólo trigeneración, trigeneración con acumulación térmica).

Como conclusión más relevante se obtiene que la legislación actual sobre cogeneración promueve más que las anteriores tanto la operación de los sistemas de cogeneración en horas punta como el aumento del rendimiento eléctrico equivalente anual; esto segundo, solo en cierto grado. Con relación a la configuración óptima lo importante resulta ser un buen diseño con integración energética, sea éste sólo de cogeneración, o con trigeneración, e incluya o no acumulación térmica de calor y frío. Por supuesto estas conclusiones no pueden generalizarse a otros casos.

5.2 Contribuciones

Se desarrolló una metodología de optimización del diseño y operación de los sistemas de cogeneración para edificios del sector residencial-comercial, con las características siguientes:

1. Toma en cuenta un gran número de factores de diseño: i) la demanda energética (electricidad, calor y frío) variable a lo largo del año; ii) el nivel de temperatura de las demandas térmicas (acorde al tipo de tecnología de calefacción y/o refrigeración instalado en el edificio), que condiciona el diseño del sistema de recuperación de calor del motor, iii) la disponibilidad comercial de diferentes equipos/tecnologías de producción de energía que consuman/utilicen distintos recursos energéticos (p.e.: gas natural, calor residual – agua de refrigeración y gases de escape de motores de gas -, electricidad, etc.) disponibles en el emplazamiento o en sus proximidades; iii) la conveniencia relativa de las diferentes tarifas de precios (con y sin discriminación horaria) de compra/venta de electricidad; iv) la influencia de las condiciones ambientales sobre las prestaciones de los equipos en operación; y v) el cumplimiento de la normativa legal para la producción de electricidad con instalaciones de cogeneración, aprovechando a su vez el margen de discrecionalidad para obtener el máximo beneficio económico.
2. Como método es flexible, porque permite: i) imponer la presencia/ausencia de una o varias tecnologías de producción de energía (p. e.: motores y turbinas de gas, enfriadoras de agua eléctricas y/o de absorción, bombas de calor, calderas de gas y/o eléctricas, etc.) en la estructura productiva del sistema; ii) imponer a los equipos la condición operacional de encendido/apagado (on/off) y carga parcial/carga nominal en períodos de operación preestablecidos; iii) analizar el interés de incluir acumuladores de energía térmica en la instalación; iv) realizar la evaluación técnica y económica de las alternativas de diseño bajo escenarios de precios de compra y/o venta de electricidad y tarifas con/sin discriminación horaria, y v) imponer restricciones para el cumplimiento de un rendimiento energético más exigente y valorar sus efectos.

De forma más concreta se señalan las contribuciones siguientes:

3. Se amplió la base de conocimientos sobre integración térmica de equipos (de tecnologías comerciales y de tecnologías en fase de desarrollo) en el contexto del suministro energético a los edificios.
4. Más en particular, se ha propuesto en el Cap. 3 una adaptación novedosa del método de la tabla problema para determinar la máxima recuperación de calor de un *MACI* una vez especificados los niveles térmicos de los servicios energéticos a suministrar. El procedimiento desarrollado permite formular la red de intercambiadores más apropiada, e incluso formular redes que operen satisfactoriamente en temporadas con distribuciones diferentes de consumos energéticos.

5. Se desarrollaron procedimientos sistemáticos para formular modelos (de costes de inversión y prestaciones energéticas) de equipos, para una amplia gama de tecnologías comerciales de producción de energía vinculados a la cogeneración.
6. Se elaboró un procedimiento para representar la demanda energética anual de los edificios, basado en el empleo de días tipo para caracterizar la variación estacional de la demanda y la división del día tipo en 24 periodos de 1 hora. Como novedad, el procedimiento establecido define los días tipo en concordancia con la normativa española que establece los períodos de discriminación horaria para la facturación de la electricidad.
7. Se mostró con detalle cómo investigar el efecto de la variación de las condiciones de diseño de los sistemas de cogeneración para edificios, incluyendo: i) el precio del combustible, ii) las condiciones financieras, iii) la opción de compra y venta de electricidad, iv) la opción de utilizar tarifas con discriminación horaria para la compra y venta de electricidad, v) la magnitud del complemento económico por mejora de la eficiencia, y vi) la integración energética: sólo cogeneración, cogeneración con acumulación térmica, sólo trigeneración y trigeneración con acumulación térmica. Algunas conclusiones relevantes obtenidas del análisis de los resultados se discutieron en el apartado anterior.

5.3 Perspectivas

Lamentablemente, en España, existen restricciones sobre la información necesaria para el buen diseño que limitan el alcance de la aplicación de la metodología desarrollada en esta tesis. Se destacan aquí las siguientes:

- No existen estudios detallados de carácter público sobre la demanda anual de electricidad, calor y frío de los edificios según su tipología (bloques de viviendas, viviendas unifamiliares, edificios de oficinas, hospitales, centros comerciales, hoteles, etc.) y la zona climática en que se ubican. La información encontrada procede de simulaciones sobre edificios teóricos o simplemente proporciona datos anuales.
- Existe poca información pública de catálogos de equipos con datos técnicos completos sobre las prestaciones a carga nominal y carga parcial.
- No existen bases de datos con costes de inversión y mantenimiento de los equipos.

Los programas desarrollados en esta tesis podría aplicarse a la determinación del coste real que les supone a los ciudadanos las pretendidas ventajas (ahorro de energía primaria, disminución de emisiones de CO₂, etc.) de los sistemas de cogeneración. Bastaría para ello disponer de costes reales y transparentes de generación en el mercado eléctrico español.

Un reto para el futuro es el de integrar en los sistemas de poligeneración las energías renovables: sobre todo la biomasa y la solar térmica. La metodología aquí desarrollada debería adaptarse a la resolución de nuevos problemas: variación de la radiación solar, validez de la acumulación estacional, etc.

Referencias

ADHAC

ADHAC. *Primer censo de Redes de Calor y Frío en España*. Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío. <http://www.adhac.es> [acceso: 24.05.2012]

Arosio et al. (2011)

Arosio S, Guilizzoni M, Pravettoni F. *A model for micro-trigeneration systems based on linear optimization and the Italian tariff policy*. Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No 14–15, pp. 2292-2300 (2011).

ASHRAE (2008)

ASHRAE. *2008 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2008).

Bahnfleth y Peyer (2004)

Bahnfleth W, Peyer E. *Variable primary flow chilled water systems: Potential benefits and application issues*. Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute (2004).

<http://www.tas.com/images/userfiles/articles/whitepapers/Variable%20Primary%20Flow%20Chilled%20Water%20Systems%20-%20Potential%20Benegits%20&%20Application%20Issues.pdf> [acceso: 18.05.2012]

Bejan et al. (1996)

Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal Design and Optimization*. Wiley (1996).

Berliner-Energieagentur (2009)

Berliner-Energieagentur GmbH. *SUMMERHEAT Guideline*. SUMMERHEAT Project EU Intelligent Energy Europe Programme EIE-06-194 (2009).

<http://www.energyagency.at/fileadmin/aea/pdf/energietechnologien/summerheat/AP6-guidelines.pdf> [acceso: 18.05.2012]

Bernsen y Petersen (2000)

Bernsen E, Petersen H. *CHP/DHC in a liberalised electricity market*. In News from DBDH 3/2000 (Danish Board District Heating, 2000)

<http://dbdh.dk/images/uploads/pdf-key-articles/chp-dhc-in-a-liberalised-market.pdf> [acceso: 18.05.2012]

Biegler et al. (1997)

Biegler L, Grossmann I, Westerberg A. *Systematic Methods of Chemical Process Design*. 1st Edition. Prentice Hall (1997).

Biegler y Grossmann (2004)

Biegler L y Grossmann I. *Retrospective on optimization*. Computers & Chemical Engineering. Vol. 28, No 8, pp. 1169-1192 (2004).

BOE-312 (1998)

RD 2818/1998. *Real Decreto 2818/1998, de 23 de diciembre, sobre producción de energía eléctrica por instalaciones abastecidas por recursos o fuentes de energía renovables, residuos y cogeneración*. BOE núm. 312 de 30 de Diciembre de 1998, pp. 44077-44089 (1998).

<http://www.boe.es/boe/dias/1998/12/30/pdfs/A44077-44089.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-75 (2004)

BOE-75. *Real Decreto 436/2004, de 12 de marzo, por el que se establece la metodología para la actualización y sistematización del régimen jurídico y económico de la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial*. BOE núm. 75 de 27/04/2004, pp. 13217-13228 (2004).

[http://www.cne.es/cne/doc/legislacion/\(36\)RD436_2004.pdf](http://www.cne.es/cne/doc/legislacion/(36)RD436_2004.pdf) [acceso 18.05.2012]

BOE-22 (2006)

BOE-22. *Correcciones al "Código Técnico de la Edificación" de BOE núm. 74 del 28 de Marzo de 2006*. BOE núm. 22 de 25/01/2006, pp. 4794-4771 (2006).

BOE-74 (2006)

BOE-74. *Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación*. BOE núm. 74 de 28/01/2006, pp. 11816-11831 (2006).
<http://www.boe.es/boe/dias/2006/03/28/pdfs/A11816-11831.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-27 (2007)

BOE-27. *Real Decreto 47/2007 de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción. Certificación de Eficiencia Energética de Edificios*. BOE núm.27 de 31/01/2007, pp. 4499-4507 (2007).
<http://www.boe.es/boe/dias/2007/01/31/pdfs/A04499-04507.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-114 (2007)

BOE-114. *Real Decreto 616/2007, de 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneración*. BOE núm. 114 de 12/05/2007, pp. 20605-20609 (2007).
<http://www.boe.es/boe/dias/2007/05/12/pdfs/A20605-20609.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-126 (2007)

BOE-126. *Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial*. BOE núm. 126 de 26/05/2007, pp. 22846-22886 (2007).
<http://www.boe.es/boe/dias/2007/05/26/pdfs/A22846-22886.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-234 (2007)

BOE-234. *Orden ITC/2794/2007, de 27 septiembre, por la que se revisan las tarifas eléctricas a partir del 1 de octubre de 2007*. BOE núm. 234 de 29/09/2007, pp. 39690- 39698 (2007).
<http://www.boe.es/boe/dias/2007/09/29/pdfs/A39690-39698.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-234 (2008)

BOE-234. *Real Decreto 1578/2008, de 26 de septiembre, de retribución de la actividad de producción de energía eléctrica mediante tecnología solar fotovoltaica para instalaciones posteriores a la fecha límite de mantenimiento de la retribución del Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, para dicha tecnología*. BOE núm. 234 de 27/09/2008, pp. 39117-39125 (2008).
<https://www.boe.es/boe/dias/2008/09/27/pdfs/A39117-39125.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-315 (2009)

BOE-315. *Orden ITC/3519/2009, de 28 de diciembre, por la que se revisan los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2010 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial*. BOE núm. 315 de 21/11/2009, pp. 112136-112165 (2009).
<http://www.boe.es/boe/dias/2009/12/31/pdfs/BOE-A-2009-21173.pdf> [acceso 18.05.2012]

BOE-158 (2010)

BOE-158. *Orden ITC/1732/2010, de 28 de junio, por la que se revisan los peajes de acceso a partir de 1 de julio de 2010 las tarifas y primas de determinadas instalaciones de régimen especial*. BOE núm. 158 de 30/06/2010, pp. 57321-57333 (2010).
http://www.magrama.gob.es/en/cambio-climatico/publicaciones/documentacion/ord_itc1732-2010_tcm11-12590.pdf [acceso 18.05.2012]

BOE-316 (2010)

BOE-316. *Orden ITC/3353/2010, de 28 de diciembre, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2011 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial*. BOE núm. 316 de 28/12/2010, pp. 108082-108107 (2010).

<http://www.boe.es/boe/dias/2010/12/29/pdfs/BOE-A-2010-20002.pdf> [acceso 18.05.2012]

Boehm (1987)

Boehm R. *Design Analysis of Thermal Systems*. Wiley (1987).

Broad Air Co. (2009)

Broad Air Co. *BROAD X NON-ELECTRIC CHILLER – Model Selection & Design Manual* (2009).

http://www.broad.com:8089/english/product/zykt/x_normal.pdf [acceso 18.05.2012]

Bruno et al. (1998)

Bruno J, Fernandez F, Castells F, Grossmann I. *A rigorous MINLP model for the optimal synthesis and operation of utility plants*. Chemical Engineering Research & Design, Vol. 76, pp. 246-258 (1998).

Campos et al. (2011)

Campos A, Erkoreka A, Martin K, Sala JM. *Feasibility of small-scale gas engine-based residential cogeneration in Spain*. Energy Policy, Vol. 39, No 6, pp. 3813-3821 (2011).

Cardona y Piacentino (2003)

Cardona E, Piacentino A. *A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas*. Applied Thermal Engineering, Vol. 23, No 13, pp. 1665–1680 (2003).

Cardona y Piacentino (2005)

Cardona E, Piacentino A. *Cogeneration: a regulatory framework toward growth*. Energy Policy, Vol. 33, pp. 2100–2111 (2005).

Carvalho et al. (2011)

Carvalho M, Serra L, Lozano MA. *Optimal synthesis of trigeneration systems subject to environmental constraints*. Energy, Vol. 36, No 6, pp. 3779-3790 (2011).

Carvalho et al. (2012)

Carvalho M, Lozano MA, Serra L. *Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects*. Applied Energy, Vol. 91, No 1, pp. 245-254 (2012).

Casisi et al. (2009)

Casisi M, Pinamonti P, Reini M. *Optimal lay-out and operation of Combined heat & power (CHP) distributed generation systems*. Energy, Vol. 34, pp. 2175-2183 (2009).

Caterpillar (2008)

Caterpillar. *Cooling System (Application and Installation Guide)*. Caterpillar (2008).

Chicco y Mancarella (2007)

Chicco G, Mancarella P. *Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development*. Energy Policy, Vol. 35, N° 12, pp. 6132-6144 (2007).

Chicco y Mancarella (2009)

Chicco G, Mancarella P. *Distributed multi-generation: a compressive view*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, pp. 535-551 (2009).

Cho y Heb (2007)

Cho HM, Heb BQ. *Spark ignition natural gas engines – A review*. Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 608–618 (2007).

CHOSE (2001)

CHOSE (2001). *Energy Savings by Combined Heat Cooling and Power Plants (CHCP) in the Hotel Sector*. The Commission of the European Communities, Directorate General for Energy, SAVE II Project, Contract No. 1031/Z/98-036.

http://www.inescc.pt/urepe/chose/reports/Final_report.pdf [acceso: 18.05.2012]

Cleaver Brooks (2011)

Cleaver Brooks. *Boiler Book*. Cleaver Brooks: Fabricante de calderas (2011).

<http://www.boilerspec.com/Reference-Center/Resource-Library/Boiler-Book/Index.aspx>
[acceso 21.04.2012]

Cogen Spain (2002)

Cogen Spain (2002). *Evaluación de plantas de cogeneración*. Preparado por Cogen Spain para la Comisión Nacional de Energía (España). Asociación española para la promoción de la cogeneración.

<http://www.cogenspain.org/index.php> [acceso 21.04.2012]

Colmenares y Seider (1989)

Colmenares T, Seider W. *Synthesis of utility systems integrated with chemical process*. Ind. Eng. Chem. Res., Vol. 28, No. 1, pp. 84-93 (1989).

COM_0370-EU (2011)

COM_0370-EU. *Propuesta de directiva del Parlamento Europeo y del Consejo, de 22 de junio de 2011, relativa a la eficiencia energética y por la que se derogan las Directivas 2004/8/CE y 2006/32/CE* (2011).

<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2011:0370:FIN:ES:PDF> [acceso: 24.05.2012]

Couture et al. (2010)

Couture T, Cory K, Kreycik C, Williams E. *Policymaker's Guide to Feed-in Tariff Policy Design*. Technical Report NREL/TP-6A2-44849. National Renewable Energy Laboratory, USA (2010)

<http://www.nrel.gov/docs/fy10osti/44849.pdf> [acceso: 18.05.2012]

COSPP (2009)

COSPP. *GE boosts Jenbacher CHP efficiency*. In COSPP - Cogeneration and On-Site Power Production May-June 2009, Vol. 10, Issue 3, page 12 (2009).

Dalin y Rubenhag (2006)

Dalin P, Rubenhag A. *Work Package 5: Possibilities with more District Cooling in Europe*. Ecoheatcool Project (2006).

http://www.euroheat.org/files/filer/eoheatcool/documents/Ecoheatcool_WP5_Web.pdf [acceso: 24.05.2012]

Dalin et al. (2006)

Dalin P, Nilsson J, Rubenhag A. *Work Package 2: The European Cold Market*. Ecoheatcool Project (2006).

http://www.euroheat.org/files/filer/eoheatcool/documents/Ecoheatcool_WP2_Web.pdf [acceso: 24.05.2012]

DBDH

DBDH. *Danish Board District Heating*.

<http://www.dbdh.dk> [acceso: 24.05.2012]

de-Wit J (2007)

de-Wit J. *Heat Storages for CHP Optimisation*. PowerGen Europe 2007 paper (ID-94) (2007).
http://www.dgc.dk/publikationer/konference/2007/jdw_pg07_HeatStorage.pdf [acceso: 24.05.2012]

DiarioUE-1 (2003)

DiarioUE-1. *Directiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de diciembre de 2002 relativa a la eficiencia energética de los edificios*. Diario Oficial de la Unión Europea, núm. 1, de 4/1/2003, pp. 65-71 (2003).

<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2003:001:0065:0065:ES:PDF>
[acceso: 24.05.2012]

DiarioUE-32 (2007)

DiarioUE-32. *Decisión de la Comisión de 21 de diciembre de 2006 por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo*. Diario Oficial de la Unión Europea, núm. 32, de 6/2/2007, pp. 183-188 (2007).

http://gdo.cne.es/CNE/abrirVentanaGeneral.do?fichero=Decision%20Comision%202007_74_CE.pdf&directorio=rLegislacion
[acceso: 18.05.2012]

DiarioUE-52 (2004)

DiarioUE-52. *Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 11 de febrero de 2004 relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE*. Diario Oficial de la Unión Europea núm. 52 de 21/02/2004, pp. 52-60 (2004).

<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2004:052:0050:0050:ES:PDF>
[acceso: 18.05.2012]

DiarioUE-114 (2006)

DiarioUE-114. *Directiva 2006/32/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 5 de abril de 2006 sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos y por la que se deroga la Directiva 93/76/CEE del Consejo*. Diario Oficial de la Unión Europea, núm. 114, de 27/4/2006, pp. 64 - 85 (2006).

<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:114:0064:0064:ES:PDF>
[acceso: 18.05.2012]

Díaz y Bandoni (1996)

Díaz M, Bandoni J. *A mixed integer optimization strategy for a large scale chemical plant in operation*. Computers & Chemical Engineering, Vol. 20, pp. 531-545 (1996).

DISTRICLIMA (2012)

DISTRICLIMA (2012). Empresa de gestión de redes urbanas de calor y frío.
www.redesurbanascaloryfrio.com [acceso: 18.05.2012]

Domínguez et al. (2011)

Domínguez F, Cejudo J, Carrillo A, Gallardo M. *Selection of typical demand days for CHP optimization*. Energy and Buildings, Vol. 43, No 11, pp. 3036–3043 (2011).

Douglas (1988)

Douglas J. *Conceptual Design of Chemical Processes*. McGraw-Hill (1988).

EHP (2009)

EHP. *District Heating and Cooling Country by Country - 2009 Survey*. Euroheat & Power (2009).
<http://www.euroheat.org> [acceso: 18.05.2012]

El-Halwagi (2006)

El-Halwagi M. *Process integration, Volume 7 (Process System Engineering)*. Elsevier (2006).

El-Sayed (2003)

El-Sayed YM. *The thermoeconomics of energy conversions*. Elsevier (2003).

Enfriadoras de absorción (2012)

- Broad Air Co (2011)
www.broad.com:8089/english [acceso: 01.06.2012]
- Carrier (2011)
www.carrier.es/products/Chiller_HeatPumps/Absorption_ranges.htm [acceso: 01.06.2012]
- Ebara (2011)
www.ers.ebara.com/en/product/absorption-cl/ [acceso: 01.06.2012]
- Hitachi (2011)
www.hitachi-ap.com/products/business/chiller_heater/pdf/ProductMap.pdf [acceso: 01.06.2012]
- Gas Chill - Kawasaki. Triple-effect Absorption Chiller manufactures (Sigma Ace Series)
http://www.gaschill.net/products_details.asp?productid=1 [acceso: 01.06.2012]
- LS (2011)
www.lsaircondition.com [acceso: 01.06.2012]
- Shuangliang (2011)
www.shuangliang.com/eng/product.asp?ID=24 [acceso: 01.06.2012]
- Thermax (2011)
www.thermax-europe.com/ [acceso: 01.06.2012]
- Trane (2011)
www.trane.com/Commercial/Dna/View.aspx?i=975 [acceso: 01.06.2012]
- World Energy Co. (2011)
<http://www.worldenergy.kr/en/main.htm> [acceso: 29.06.2012]
- Yazaki (2011)
www.yazakienergy.com [acceso: 01.06.2012]

ETSU (2001)

ETSU. *Good Practice Guide 256: An introduction to absorption cooling*. ETSU: Energy Efficiency Enquiries Bureau – UK (2001).

EUROSTAT (2010)

EUROSTAT. *Energy Price Statistics (2010)*.

http://epp.eurostat.ec.europa.eu/statistics_explained/index.php/Energy_price_statistics [acceso: 18.05.2012]

EUROSTAT (2011)

EUROSTAT. *Energy, transport and environment indicators - 2010 Edition*. European Commission Bookshop (2011).

http://epp.eurostat.ec.europa.eu/cache/ITY_OFFPUB/KS-DK-10-001/EN/KS-DK-10-001-EN.PDF

[acceso: 18.05.2012]

Fenercom (2009)

Fenercom *Guía Básica de Calderas de Condensación*. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, España (2009).

<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-Basica-Calderas-Condensacion-2009-fenercom.pdf>

[acceso: 01.06.2012]

Floudas (1995)

Floudas C. *Nonlinear and Mixed-Integer Optimization. Fundamentals and Applications*. Oxford University Press (1995).

Fogelholm et al. (2008)

Fogelholm C, Gebremedhin A, Kim S, Pedersen L, Savola T, Stang J, Tveit T, Zinko H. *8DCHC-08-02: Improved cogeneration and heat utilization in DH networks*. IEA Implementing Agreement on District Heating and Cooling, including the integration of CHP (2008).

[http://www.iea-](http://www.iea-dhc.org/reports/pdf/DRAFT_IEA_DHC_CHP_AnnexVIII_8DHC_08_02_Improved_Cogeneration_and_Heat_Utilization_in_DH_Networks_updated_04Apr2008.pdf)

[dhc.org/reports/pdf/DRAFT_IEA_DHC_CHP_AnnexVIII_8DHC_08_02_Improved_Cogeneration_and_Heat_Utilization_in_DH_Networks_updated_04Apr2008.pdf](http://www.iea-dhc.org/reports/pdf/DRAFT_IEA_DHC_CHP_AnnexVIII_8DHC_08_02_Improved_Cogeneration_and_Heat_Utilization_in_DH_Networks_updated_04Apr2008.pdf) [acceso: 18.05.2012]

Gamou et al. (2002)

Gamou S, Yokoyama R, Ito K. *Optimal unit sizing of cogeneration systems in consideration of uncertain energy demands as continuous random variables*. Energy Conversion and Management, Vol. 43, No 9–12, pp. 1349–1361 (2002).

Goldstein et al. (2003)

Goldstein L, Hedman B, Knowles D, Freedman S, Woods R, Schweizer T. *Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations*. Report NREL/TP-620-34783 (2003).

www.nrel.gov/docs/fy04osti/34783.pdf [acceso: 18.05.2012]

González et al. (2003)

González A, Sala J, Flores I, López L. *Application of thermoeconomics to the allocation of environmental loads in the life cycle assessment of cogeneration plants*. Energy, Vol. 28, No 6, pp. 557–574 (2003).

Grossmann et al. (2000)

Grossmann I, Caballero J, Yeomans H. *Advances in mathematical programming for the synthesis of process systems*. Latin American Applied Research, Vol. 284, No 4, pp. 263-284 (2000).

http://enq.ufsc.br/eventos/enpromer99/pdf/LAAR1_CP01.pdf [acceso: 21.06.2012]

GTI (2006)

GTI. *Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype*. GTI: Gas Technology Institute – USA (2006).

http://www.dgdata.org/pdfs/gti_ies_project_report.pdf [acceso: 18.05.2012]

Gullev (2006)

Gullev L. *District heating – A history of fuel flexibility in Copenhagen*. In: News from DBDH 2/2006. Danish Board District Heating (2006).

<http://dbdh.dk/images/uploads/pdf-key-articles/dh-a-history-of-fuel.pdf> [acceso: 18.05.2012]

Gundersen (2000)

Gundersen T. *A Process Integration Primer*. IEA Tutorial on Process Integration - SINTEF Energy Research. Prepared as part of the International Energy Agency Implementing Agreement on Process Integration (2000).

<http://www.maskin.ntnu.no/tev/iea/pi/> [acceso: 18.05.2012]

Gustafsson y Karlsson (1991)

Gustafsson S, Karlsson B. *Linear programming optimization in CHP networks*. Heat Recovery Systems and CHP, Vol. 11, No 4, pp. 231–238 (1991).

Hemmes (2007)

Hemmes K, Zachariah-Wolff JL, Geidl M, Andersson G. *Towards multi-source multi-product energy systems*. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, pp. 1332-1338 (2007).

Henning (1997)

Henning D. *MODEST—An Energy System Optimisation Model Applicable to Local Utilities and Countries*. Energy, Vol. 22, No. 12, pp. 1135-1150 (1997).

Heywood (1988)

Heywood J. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill (1988).

Hiereth y Prenninger (2003)

Hiereth H, Prenninger O. *Charging the Internal Combustion Engine (Powertrain)*. Springer (2003).

Hinojosa et al. (2007)

Hinojosa LR, Daya AR, Maidmenta GG, Dunhamb C, Kirkb P. *A comparison of combined heat and power feasibility models*. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2166-2172 (2007).

Hoon et al. (2008)

Hoon L, Bong-Kyun K, Youn-Hong K, Lindkvist H, Loewen A, Seungkyu H, Walletun H, Wigbels M. *Improvement of operational temperature differences in district heating systems*. IEA Programme District Heating and Cooling, including the integration of CHP (2008).

http://www.iea-dhc.org/Annex%20VII/8dhc-05-03_oper-temp-diff-final-report-hz.pdf [acceso: 18.05.2012]

Horii et al. (1987)

Horii S, Ito K, Pak P, Suzuki Y. *Optimal Planning of Gas Turbine Co-Generation Plants Based on Mixed-Integer Linear Programming*. International Journal of Energy Resources, Vol. 11, No 4, pp. 507–518 (1987).

Horlock (1997)

Horlock J. *Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP). Thermodynamics and Economics* (Reprint Edition). Krieger Publishing Company (1997).

IDAE (2007)

IDAE. *Energía de la biomasa*. Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio del Gobierno de España (2007).

http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_10374_Energia_de_la_biomasa_07_b954457c.pdf [acceso: 24.05.2012]

IDAE (2010a)

IDAE. *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*. Elaborado por ATECYR para el Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (2010).

<http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/ACS.pdf> [acceso: 24.05.2012]

IDAE (2010b)

IDEA. *Guía técnica de diseño de centrales de calor eficientes* Elaborado por ATECYR para el Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (2010).

<http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/CentralesCalor.pdf> [acceso: 24.05.2012]

IDAE (2011)

IDEA. *Boletín de Estadísticas Energéticas de Cogeneración, Año 2010 (Datos cerrados a 30 de septiembre de 2011)*. Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio del Gobierno de España (2011).

http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_Boletin_Estadisticas_Energeticas_Cogeneracion_2010._Datos_cerrados_a_30.09.11_ver121211_eef847c0.pdf [acceso: 24.05.2012]

IDEA

IDEA. *International District Energy Association*

<http://www.districtenergy.org> [acceso: 24.05.2012]

IEA-DHC

IEA-DHC. *IEA District Heating and Cooling including CHP*

<http://www.iea-dhc.org> [acceso: 24.05.2012]

IEA-DHC (1999)

IEA-DHC. *District Heating and Cooling Connection Handbook*. Annex VI of International Energy Agency Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (1999).

Ito et al. (1998)

Ito K, Gamou S, Yokoyama R. *Optimal unit sizing of fuel cell cogeneration systems in consideration of performance degradation*. International Journal of Energy Research. Vol. 22, No 12, pp. 1075–1089 (1998).

JRC (2001)

JRC. *Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC) - Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems*. Prepared by Joint Research Centre (JRC) for European Commission Directorate General (2001).

http://eippcb.jrc.es/reference/BREF/cvs_bref_1201.pdf [acceso:24.05.2012]

Jaluria (1998)

Jaluria Y. *Design and optimization of thermal systems*. McGraw Hill (1998).

Klein et al. (2010)

Klein A, Merkel E, Pfluger B, Held A, Ragwitz M. *Evaluation of different feed-in tariff design options - Best practice paper for the International Feed-In Cooperation*. 3rd Edition, Fraunhofer ISI, Germany (2010).

Kivisto et al. (1999)

Kivisto M, Ahola P, Ranta S, Pirvola L, Althaus W, Noeres P, Fleischmann C, Schönberg I, Korényi Z, Hinrichs M, Schremser H, Siegismund V. *1999-T2: District Cooling, Balancing the Production and Demand*. IEA Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (1999).

Kemp (2007)

Kemp I. *Pinch Analysis and Process Integration: a User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, 2nd. Edition. Elsevier (2007).

Lahdelma y Hakonen (2003)

Lahdelma R, Hakonen H. *An efficient linear programming algorithm for combined heat and power production*. European Journal of Operational Research, Vol. 148, No 1, pp. 141–151 (2003).

Lazzaretto y Toffolo (2004)

Lazzaretto A, Toffolo A. *Energy, economy and environment as objectives in multi-criterion optimization of thermal systems design*. Energy, Vol. 29, No 8, pp. 1139–1157 (2004).

Lazzaretto y Tatsaronis (2006)

Lazzaretto A, Tsatsaronis G. *SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems* Energy, Vol. 31, No 8–9, pp. 1257-1289 (2006).

LINDO (2011)

LINDO. Optimization Modeling Software. LINDO Systems Inc. (2011)
<http://www.lindo.com> [acceso: 18.05.2012]

Li y Priddy (1985)

Li K, Priddy A. *Power Plant System Design*. Wiley (1985).

Linnhoff (1993)

Linnhoff B. *Pinch Analysis—A State of the Art Overview*. Trans IChemE, Vol. 71, Part A, pp. 503-522 (1993).

Linnhoff et al. (1982)

Linnhoff B, Townsend D, Boland D, Hewitt G, Thomas B, Guy A, Marsland R *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy (1st. Ed)*. Institution of Chemical Engineers, UK (1982).

Lozano (1998)

Lozano MA. *Cogeneración*. En: Apuntes de la asignatura “Tecnología Energética”. Universidad de Zaragoza, España (1998).

Lozano (2001)

Lozano MA. *Diseño óptimo de sistemas simples de cogeneración*. Información Tecnológica, Vol. 12, Nº 4, pp. 53-58 (2001).

Lozano y Ramos (2007)

Lozano MA y Ramos J. *Análisis energético y económico de sistemas simples de cogeneración*. Información Tecnológica, Vol. 18, No 5, pp. 75-84 (2007).

Lozano y Ramos (2010a)

Lozano MA, Ramos J. *Optimal cogeneration technology selection for residential and commercial buildings*. Cogeneration & Distributed Generation Journal, Vol. 25, No 4, pp. 8 – 19 (2010).

Lozano y Ramos (2010b)

Lozano MA, Ramos J. *Thermodynamic and economic analysis for simple cogeneration systems*. Cogeneration & Distributed Generation Journal, Vol. 25, No 3, pp. 63 – 80 (2010).

Lozano et al. (2005)

Lozano MA, Ramos J, Sánchez S. *Optimización de sistemas de trigeneración para hospitales*. VIII Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (CIAR 2005). Montevideo (2005).

Lozano et al. (2009a)

Lozano MA, Carvalho M, Ramos J, Serra L. *Thermoeconomic Analysis of Simple Trigeneration Systems*. International Journal of Thermodynamics, Vol. 12, No 3, pp. 147-153 (2009)
<http://www.ijotcat.com/index.php/IJoT/article/viewFile/250/232> [acceso: 21.06.2012]

Lozano et al (2009b)

Lozano MA, Carvalho M, Serra LM. *Operational strategy and marginal costs in simple trigeneration systems*. Energy, Vol. 34, No 11, pp. 2001-2008 (2009).

Lozano et al (2009c)

Lozano MA, Ramos J, Carvalho M, Serra L. *Structure optimization of energy supply systems in tertiary sector buildings*. Energy and Buildings, Vol. 41, No 10, 1063-1075 (2009).

Lozano et al (2010)

Lozano MA, Ramos J, Serra L. *Cost optimization of the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems under legal constraints*. Energy, Vol. 35, No 2, 794-805 (2010).

Lozano et al (2011)

Lozano MA, Carvalho M, Serra LM. *Allocation of economic costs in trigeneration systems at variable load conditions*. Energy and Buildings, Vol. 43, N° 10, October 2011, pp 2869-2881 (2011).

Mago y Chamra (2009)

Mago PJ, Chamra LM. *Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental considerations*. Energy and Buildings, Vol. 41, pp. 1099-1106 (2009).

Manfredini et al. (2010)

Manfredini E, Perrella JA, Araujo M. *Optimization analysis of dual-purpose systems*. Desalination, Vol. 250, No 3, pp. 936-944 (2010)

Marecky (1988)

Marecky J. *Combined Heat and Power Generating Systems*. Peter Peregrinus Ltd., 1988.

Mendes et al (2011)

Mendes G, Ioakimidis C, Ferrão P. *On the planning and analysis of Integrated Community Energy Systems: A review and survey of available tools*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, No 9, pp. 4836-4854 (2011).

Mitsubishi (2009)

Mitsubishi. *Two Stage Centrifugal Chiller - High Efficiency Type AART series (2009)*.
<http://www.mhi.co.jp/aircon/catalogue/index.php?mode=browse&lang=en&contentsNumber=150> [acceso: 21.06.2012]

Motores de gas (2012)

- Guascor Power (<http://www.guascorpower.com/>) [acceso: 01.06.2012]
- Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. (<http://www.hyundai-engine.com/>) [acceso: 01.06.2012]
- MTU Onsite Energy. (<http://www.mtu-online.com>) [acceso: 01.06.2012]
- Rolls-Royce. (<http://www.rolls-royce.com>) [acceso: 01.06.2012]
- MWM (<http://www.mwm.net/en>) [acceso: 01.06.2012]
- Waukesha (<http://www.dresserwaukesha.com/>) [acceso: 01.06.2012]
- Caterpillar (<http://www.cat.com/power-generation/generator-sets/gas-generator-sets>) [acceso: 01.06.2012]
- MAN Engines & Components (http://www.man-engines.com/en/power/gas_power_generation/Gas_Power_Generation.html) [acceso: 01.06.2012]
- MAN Diesel & Turbo (<http://www.mandieselturbo.de/0000603/Produkte/Power-Generation-Engines/Fuels/Gas.html>) [acceso: 01.06.2012]
- Wärtsila (<http://www.wartsila.com>) [acceso: 01.06.2012]
- Mitsubishi Heavy Industries (<http://www.khi.co.jp/english/machinery/product/power/green.html>) [acceso: 01.06.2012]
- Mitsubishi Heavy Industries (http://www.mhi.co.jp/en/products/category/diesel_power_plant_and_gas_engine_plant.html) [acceso: 01.06.2012]
- GE-Jenbacher (http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/gas_engines_power_generation/index.jsp) [acceso: 01.06.2012]

MWM (2009)

MWM. *Información técnica del modelo TCG2020V20*. MWM (antes Deutz) gas engine products (Catalogue 2009).

<http://www.mwm.net/en/products/gas-engines-power-generators/tcg-2020-tcg-2020-k/> [acceso: 15.06.2012]

Nemhauser y Wolsey (1999)

Nemhauser G y Wolsey L. *Integer and Combinatorial Optimization*. Wiley (1999).

Nesheim y Estervag (2007)

Nesheim S y Estervag I. *Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power*. Energy Conversion and Management 48, pp. 1004-1015 (2007)

Nexus (2009)

Nexus. Nexus: Empresa de Energía (2009).

<http://www.nexusenergia.com/es-es/inicio.html> [acceso: 15.06.2012]

Noren y Pyrko (1998)

Noren C, Pyrko J. *Typical load shapes for Swedish schools and hotels*. Energy and Buildings, Vol. 28, pp. 145-157 (1998).

Ortiga et al. (2007)

Ortiga J, Bruno J, Coronas A, Grossman I (2007). *Review of optimization models for the design of polygeneration systems in district heating and cooling networks*. Computer Aided Chemical Engineering (17th European Symposium on Computer Aided Process Engineering), Vol. 24, pp. 1121–1126.

Ortiga et al. (2011)

Ortiga J, Bruno J, Coronas A. *Selection of typical days for the characterisation of energy demand in cogeneration and trigeneration optimisation models for buildings*. Energy Conversion and Management, Volume 52, Issue 4, April 2011, Pages 1934-1942 (2011).

Papoulias y Grossmann (1983)

Papoulias S y Grossmann I. *A structural optimization approach in process synthesis*. Computers & Chemical Engineering, Volume 7, pp. 695-734 (1983).

Petchers (2003)

Petchers N. *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications. An Integrated Approach to Energy Resource Optimization*. The Fairmont Press (2003).

Perrela y de Barros (1997)

Perrela JA, de Barros P. *Multiobjective linear model for pre-feasibility design of cogeneration systems*. Energy, Vol. 22, No 5, pp. 537-548 (1997).

Pietruschka et al. (2010)

Pietruschka D, Jakob U, Eicker U. *Solar Cooling for Southern Climates, Double Effect Absorption Chillers with High Concentrating Collectors Versus Standard Single Effect Systems*. Proceedings of EuroSun 2010, 28th September - 1st October, Graz, Austria (2010).

[http://www.hft-](http://www.hft-stuttgart.de/Forschung/Kompetenzen/zafh/Publikationen/publikationen_download/2010/Pietruschka_Jakob_Eicker_Eurosun_2010.pdf)

[stuttgart.de/Forschung/Kompetenzen/zafh/Publikationen/publikationen_download/2010/Pietruschka_Jakob_Eicker_Eurosun_2010.pdf](http://www.hft-stuttgart.de/Forschung/Kompetenzen/zafh/Publikationen/publikationen_download/2010/Pietruschka_Jakob_Eicker_Eurosun_2010.pdf) [acceso: 18.05.2012]

Polimeros (1981)

Polimeros G. *Energy Cogeneration Handbook. Criteria for Plant Design*. Industrial Press (1981).

Puigjaner et al. (2006)

Puigjaner L, Ollero P, de Prada C, Jiménez L. *Estrategias de modelado, simulación y optimización de procesos químicos*. Síntesis (2006).

Pulkrabek (2004)

Pulkrabek W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall (2004).

Ramos (2003)

Ramos J. *Integración térmica de plantas de cogeneración y trigeneración*. Anales de las III Jornadas de Ingeniería Termodinámica, pp. 653-651, Valencia, España (2003).

Ramos et al. (2010)

Ramos J, Lozano MA, Serra L. *Técnicas de integración energética para el diseño conceptual de plantas de cogeneración de alta eficiencia*. InfoPower, Num. 125 (Mayo), pp. 51-54 (2010).

Ramos et al. (2012)

Ramos J, Vega J, Carrillo A, Nahui J. *Technical and Economical Evaluation of Landfill-Biogas Fired Combined Cycle Plants*. Distributed Generation and Alternative Energy Journal, Vol. 27, No 3, pp. 7-25 (2012).

Rolls-Royce (2009)

Rolls-Royce. *Prestaciones del modelo B35:40V12-AG*. En Rolls Royce gas engine products catalogue (2009). http://www.rolls-royce.com/marine/products/diesels_gas_turbines/gas_engines/ [acceso: 15.06.2012]

Rong et al. (2010)

Rong A, Lahdelma R, Grunow M. *Poly-Generation Planning: Useful Lessons from Models and Decision Support Tools*. In: *Intelligent Information Systems and Knowledge Management for Energy: Applications for Decision Support, Usage, and Environmental Protection*. Information Science Reference (2010). <http://www.igi-global.com/viewtitlesample.aspx?id=36972> [acceso: 21.06.2012]

RS Means (2001)

RS Means. *Means Mechanical Cost Data - 2002*. R. S. Means Company (2001).

Rudd y Watson (1968)

Rudd D, Watson C. *Strategy of process engineering*. Wiley (1968).

Sala (1994)

Sala JM. *Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos*. Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco (1994).

Sánchez Mazón (2003)

Sánchez Mazón S. *Diseño óptimo de sistemas de trigeneración con MACI para el sector residencial-comercial*. Proyecto Fin de Carrera, CPS, Universidad de Zaragoza, España (2003).

Sánchez Vera (1988)

Sánchez Vera A. *El ahorro energético en las instalaciones de hospitales. Experiencias*. El Instalador, Julio 1988, N° 344, pp. 17-32 (1988).

Schmitt y Hoffmann (2002)

Schmitt F, Hoffmann H. *S3 - 2002: District Heating Network Operation*. IEA Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (2002).

Seider et al. (2008)

Seider W, Seader J, Lewin D, Widagdo S. *Product and Process Design Principles: Synthesis, Analysis and Design (3rd. Edition)*. Wiley (2008).

Serra et al. (2009)

Serra L, Lozano MA, Ramos J, Ensinas A, Nebra S. *Polygeneration and efficient use of natural resources*. Energy. Vol. 34, No 5, pp. 575–586 (2009).

Shenoy (1995)

Shenoy U. *Heat Exchanger Network Synthesis. Process Optimization by Energy and Resource Analysis*. Gulf Publishing, Co. (1995).

Skagestad y Mildenstein (2002)

Skagestad B, Mildenstein P. *2002-S6: District Heating and Cooling Connection Handbook*. IEA Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (2002).

Smith (2005)

Smith R. *Chemical Process: Design and Integration (2nd. Edition)*. Wiley (2005).

Snoek et al. (2002)

Snoek C, Yang L, Onno T, Frederiksen S, Korsman H. *2002-S2: Optimization of District Heating Systems by Maximizing Building Heating System Temperature Differences*. IEA Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (2002).

Sonne (2006)

Sonne P. *Industrial surplus heat for district heating system*. In News from DBDH 2/2006. Danish Board District Heating (2006).

<http://dbdh.dk/images/uploads/pdf-key-articles/industrial-surplus-heat.pdf> [acceso: 18.05.2012]

SPX Cooling Tech. (2009)

SPX Cooling Tech. *Software: Selección del tamaño de torre de refrigeración (2009)*.

<http://spxcooling.com/es/> [acceso: 18.05.2012]

Spurr y Larsson (1996)

Spurr M, Larsson I. *1996 - N1: Integrating District Cooling with Combined Heat and Power*. IEA Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling (1996).

Stenhede (2004)

Stenhede T. *Cogeneration and emissions*. 10th International Energy and Environmental Technology Systems Fair and Conference, ICCI - 2004, Istanbul, Turkey . (2004).

Stoecker (1989)

Stoecker W. *Design of Thermal Systems*. 3rd Ed. McGraw Hill (1989).

SUMMERHEAT (2009)

SUMMERHEAT. *Meet cooling needs in SUMMER by applying HEAT from cogeneration -(SUMMERHEAT*. EU Intelligent Energy Europe Programme EIE-06-194 (2009).

http://eaci-projects.eu/iee/page/Page.jsp?op=project_detail&prid=1746 [acceso: 18.05.2012]

Suryanarayana y Arici (2003)

Suryanarayana N, Arici O. *Design and Simulation of Thermal Systems*. McGraw-Hill (2003).

Thermital (2008)

Thermital. *Tarifa de precios de calderas de agua caliente*. Fabricante de calderas (2008).
www.thermital.es/pdf/Thermital_set08.pdf [acceso: 18.05.2012]

Thorin et al. (2005)

Thorin E, Brand H, Weber C. *Long-term optimization of cogeneration systems in a competitive market environment*. Applied Energy, Vol.81, No 2, pp. 152-169 (2005).

TRIGEMED (2003)

TRIGEMED. *Promotion of Tri-generation Technologies in the Tertiary Sector in Mediterranean Countries*. The Commission of the European Communities, Directorate General for Energy, *SAVE Project, Contract No. 1031/Z/01-130/2001* (2003).

Urbaneck et al. (2006)

Urbaneck T, Schirmer U, Platzer B, Uhlig U, Göschel T, Zimmermann D. *Optimal design of chiller units and cold water storages for district cooling*. In Ecstock, 10th International Conference on Thermal Energy Storage, New Jersey, USA (2006).
http://intra.web.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/FINAL_PAPERS/9B-4.pdf [acceso:18.05.2012]

Ulrich y Vasudevan (2004)

Ulrich G, Vasudevan P. *Chemical Engineering Process Design and Economics: A Practical Guide, 2nd Ed.* Process Publishing Co. (2004).

Verbruggen (2007)

Verbruggen A. *What's Needed Next to Refine the EU Directive on Cogeneration Regulation*. The Electricity Journal, Vol. 20, No 2, pp. 63-70 (2007).

Viessmann (2009a)

Viessmann. *VITOMAX 200 HS: Generador de vapor de alta presión. Caldera de tres pasos de humos. Potencia de combustión de 3,8 a 18,2 MW. Producción de vapor de 5 a 26 t/h* (2009).
http://www.viessmann.es/etc/medialib/internet-es/pdf_documents/brochures/023_vitamax.Par.42343.File.File.tmp/5828487_DT_Vitomax200-HS_M75A.pdf [acceso: 18.05.2012]

Viessmann (2009b)

Viessmann (2009a). *VITOMAX 200 LW: Caldera a gasóleo/gas para temperaturas admisibles de impulsión de hasta 120 °C. Potencia de caldera de 2,1 a 19,5 MW* (2009).
http://www.viessmann.es/etc/medialib/internet-es/pdf_documents/brochures/023_vitamax.Par.60922.File.File.tmp/5828209_DT_232_Vitomax200-LW_M241.pdf [acceso: 18.05.2012]

Voorspools y D'haeseleer (2006)

Voorspools K, D'haeseleer W. *Reinventing hot water?: Towards optimal sizing and management of cogeneration: A case study for Belgium*. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No 16, pp. 1972–1981 (2006).

Wartsila (2007)

Wartsila. *Prestaciones del modelo 20V34SG* en Wartsila Power Plants Product Catalogue (2007).
<http://www.wartsila.com/en/power-plants/smart-power-generation/gas-power-plants> [acceso: 15.04.2008]

Wallisch et al. (2006)

Wallisch A, Van-Stralen C, Hellmers C, Piel E, Ernst H, Spadoni L, Blechingberg M, Wirgentius N. *Work Package 3: Guidelines for assessing the efficiency of district heating and district cooling systems*. Ecoheatcool Project (2006).
http://www.euroheat.org/files/filer/ecoheatcool/documents/Ecoheatcool_WP3_Web.pdf [acceso:18.05.2012]

WEF (1984)

WEF. *Prime Movers. Engines, Motors, Turbines, Pumps, Blowers & Generators*. Water Environment Federation, USA (1984).

Werner et al. (2002)

Werner S, Spurr M, Pout C. *Promotion and Recognition of DHC/CHP benefits in Greenhouse Gas Policy and Trading Programs*. IEA District Heating and Cooling including CHP Programme (2002).

Werner (2006a)

Werner S. *Work Package 1: The European Heat Market*. Ecoheatcool Project (2006).
http://www.euroheat.org/Files/Filer/ecoheatcool/documents/Ecoheatcool_WP1_Web.pdf [acceso:18.05.2012]

Werner (2006b)

Werner S. *Work Package 4: Possibilities with more district heating in Europe*. Ecoheatcool Project. (2006).
http://www.euroheat.org/files/filer/ecoheatcool/documents/Ecoheatcool_WP4_Web.pdf [acceso:18.05.2012]

Williams (1999)

Williams H. *Model Building in Mathematical Programming*, 4th Edition. Wiley (1999).

Wood y Wollenberg (1996)

Wood A, Wollenberg B. *Power Generation, Operation and Control, 2nd. Edition*. Wiley (1996).

Woods et al. (2005)

Woods P, Riley O, Overgaard J, Vrins E, Sipilä K, Stobart R, Cooke A. *8DHC-05.01: A Comparison of distributed CHP/DH with large-scale CHP/DH*. International Energy Agency. IEA Implementing Agreement on District Heating and Cooling, including the integration of CHP (2005).

Wong (2003)

Wong J. *Cogeneration System Design: Analysis and Synthesis: A Review of some relevant Procedures and Programs*. Cogeneration and Competitive Power Journal. Vol. 18, Nº 3, pp. 6-26 (2003).

World Energy Co. (2009)

World Energy Co. *Single-Effect Double-Lift Hot Water Driven Absorption Chillers - 2AB Series* (2011).
<http://www.worldenergy.co.kr/eng/sed.htm> [acceso 18.05.2012]

Yokoyama et al. (1994a)

Yokoyama R, Ito K, Kamimura K, Miyasaka F. *Development of a general purpose optimal operational planning system for energy supply plants*. Journal of Energy Resources Technology, Vol. 116, pp. 290–296 (1994).

Yokoyama et al. (1994b)

Yokoyama R, Ito K, Matsumoto Y. *Optimal sizing of a gas turbine cogeneration plant in consideration of its operational strategy*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116, pp. 32 – 38 (1994).

Yoshida et al. (2007)

Yoshida S, Ito K, Yokoyama R. *Sensitivity analysis in structure optimization of energy supply systems for a hospital*. Energy Conversion and Management. Vol. 48 (11): Pages 2836–2843 (2007).

Yusta (2009)

Yusta JM. *Contratos de suministro eléctrico*. Apuntes de la Asignatura: Instalaciones eléctricas y luminotecnica. Centro Politécnico Superior. Universidad de Zaragoza, España (2009).