

Índice de ANEXOS

ANEXO A. Clasificación de fluidos de trabajo	1
A.1. Según la presión de trabajo	1
A.2. Según el reglamento de seguridad	1
A.3. Según la toxicidad, inflamabilidad y explosividad del fluido	1
A.4. Según la composición química del fluido	2
A.5. Según el impacto ambiental	3
A.6. Refrigerantes sustitutos	5
ANEXO B. Resultados y gráficas	9
B.1. Estudio de ciclos ideales	9
B.2. Gráfica de resultados	10
B.2.1. Domo de los fluidos de trabajo	10
B.2.2. Rendimiento del ciclo ORC ideal	11
B.2.3. Potencia neta del ciclo ORC ideal	14
B.2.4. Variando la geometría del evaporador	16
B.2.5. Flujo de pérdidas de exergía del sistema	18
B.2.6. Calor intercambiado en el condensador y en el evaporador	20
B.2.7. Dependencia del flujo másico	25
B.2.8. Caídas de presión en el evaporador	28
B.2.9. Caídas de presión en el condensador	30
B.2.10. Variación de la temperatura de los gases de escape	33
B.2.11. Volumen específico en función de la temperatura de salida de la turbina	35
ANEXO C. Manual de Usuario	37
C.1. Introducción al ciclo	37
C.1.1. Significado de los puntos en el ciclo	37
C.1.2. Variables termodinámicas	38
C.2. Funcionamiento del programa	40
C.2.1. Primera parte del programa	40
C.2.2. Programa principal	42
C.3. Correlaciones empleadas	42
C.3.1. Correlación de Gnielinski	42
C.3.2. Correlación de Finolenko	43
C.3.3. Correlación de Värme-Atlas	43
C.4. Convergencia	43
C.4.1. Ciclo ideal	43
C.4.2. Ciclo real	44
Referencias Bibliográficas	47
Bibliografía gráfica	50

ANEXO A. CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

Los fluidos de trabajo pueden clasificarse según muchos criterios diferentes, según la forma del domo T-s, según el nivel de seguridad, según su impacto medioambiental, familia a la que pertenecen... Varias de las clasificaciones se refieren a estos fluidos para la refrigeración, ya que los que se usan en un ORC suelen ser pocos y además su uso en refrigeración está mucho más difundido.

Las clasificaciones que van desde la A.1 hasta la A.4 han sido sacadas del trabajo realizado por la universidad de Cantabria [44]. Al final se propone una pequeña lista de sustitutos.

A.1. SEGÚN LA PRESIÓN DE TRABAJO

Se toma como referencia la temperatura de ebullición a presión atmosférica

- Baja presión, su temperatura de ebullición es alta, superior a los 20°C.
- Media presión, su temperatura de ebullición se encuentra entre los 20°C y los -30°C.
- Alta presión, su temperatura de ebullición es baja, entre los -30°C y los -80°C.
- Muy alta presión, la temperatura de ebullición es muy baja, inferior a los -80°C. Estos fluidos no se emplearán en un ciclo de potencia excepto en ambientes extremos, que rara vez tendrá lugar.

A.2. SEGÚN EL REGLAMENTO DE SEGURIDAD

- Grupo primero: Refrigerante no combustible o tóxico
- Grupo segundo: tóxica o corrosiva: Refrigerante combustible o explosiva en una mezcla de un 3,5% o más en volumen.
- Grupo tercero: combustible o explosiva en una mezcla al 3,5% o menor en volumen.

A.3. SEGÚN LA TOXICIDAD, INFLAMABILIDAD Y EXPLOSIVIDAD DEL FLUIDO

- Toxicidad: Se mide su concentración y el tiempo de exposición y se divide en dos grupos: A y B. Además se miden los siguientes valores.
 - TVL(TWA): valor límite umbral de concentración para la jornada laboral, 8 horas/día, sin sufrir efectos adversos.
 - TVL(STEL): valor límite umbral de concentración para 15 minutos, que no se debe exceder en la jornada laboral.
 - TVL(C): Valor límite umbral de concentración instantánea que no se debe pasar.
- Inflamabilidad y Explosividad: se mide por su concentración en tanto por ciento de volumen o partes por millón. Se divide en tres grupos: 1, 2 y 3.
 - LI: Límite de concentración en el aire a partir del cual la mezcla puede ser explosiva.
 - LS: Límite de concentración en el aire a partir del cual la mezcla deja de ser explosiva por falta de oxígeno.

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

La nueva designación se resume en la tabla mostrada a continuación. La letra mayúscula indica toxicidad y el número arábigo denota la inflamabilidad. Los refrigerantes de la clase A incluye refrigerantes a los cuales no he ha identificado su toxicidad en concentraciones menores o iguales a 400 ppm, mientras que para los de la clase B si se han encontrado. Los refrigerantes de la clase 1 no muestran propagación de llama en aire a 101kPa y a 18°C. La clase 2 incluye refrigerantes que tienen un límite de inflamabilidad bajo (LFL) de más de 0.10 kg/m³ a 21°C y 101kPa y un calor de combustión menor a 4.540 kcal/kg. La clase 3 comprende los refrigerantes que son sumamente inflamables, tal como se define por medio de LFL, menos o igual a 0.10 kg/ m³ o por medio de un calor de combustión mayor o igual a 4.540 kcal/kg.

Grupo de seguridad		
Alta inflamabilidad	A3	B3
Baja inflamabilidad	A2	B2
Ningún riesgo de inflamabilidad	A1	B1
	Baja toxicidad	Alta toxicidad

Tabla 1. Tabla de seguridad según nomenclatura ASHRAE

A.4. SEGÚN LA COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL FLUIDO

Según la composición química del refrigerante, pueden ser inorgánicos u orgánicos (hidrocarburos). Además se pueden dividir de la siguiente manera.

- **Clorofluorocarbono:** o CFC, es cada uno de los derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de flúor y cloro principalmente. Durante muchas décadas fueron empleados como fluido de trabajo y refrigerantes gracias a su gran estabilidad química y sus buenas propiedades termodinámicas. Actualmente su uso está prohibido por dañar severamente la capa de ozono.
Los más empleados fueron el R11, R12, R113, R114, R115, R-500 Y R502.
- **Halón:** están formados por moléculas de C y uno de los hidrógenos es sustituido por una sal o un átomo de bromo. Son compuestos altamente dañinos para la capa de ozono. Está prohibido su uso en refrigeración o en un ciclo de potencia.
- **Hidroclorofluorocarbono:** o HCFC, es un haloalcano el cual no ha sido sustituido completamente los átomos de hidrógeno por otros de Cloro y flúor a la vez. Hoy en día su uso está restringiéndose para que al final esté prohibido en 2015. Afectan a la capa de ozono entre el 2 y el 10% de lo que hace los CFC, aunque influyen en mayor medida que los CFC en el calentamiento global del planeta. Algunos muy empleados son el R-22, R-123, R-124 y R-141b.
- **Hidrofluorocarbono:** o HFC. Son los fluidos refrigerantes más de moda como sustitutos de los anteriores. En este grupo, el hidrógeno es sustituido solamente el

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

flúor. No destruyen la capa de ozono, aunque algunos de ellos producen un efecto invernadero importante. Un ejemplo son el R-152^a, R-32, R-125, R-143^a y el R134a.

- Hidrobromofluorocarbono: o HBFC, es un haloalcano en el cual se sustituye la molécula de cloro por otra de bromo. Están prohibidos también, al igual que los CFC por ser igualmente de dañinos para la capa de ozono.
- Perfluorocarbono: o PFC, son compuestos en los cuales todos los hidrógenos son sustituidos por átomos de flúor. Están prohibidos por su enorme potencial de calentamiento global y su duración en la atmósfera.
- Mezclas: Varían sus propiedades en función de la composición del refrigerante.
 - Azeotrópica: Se evaporan y condensan a temperatura constante, como un fluido simple puro.
 - Zeotrópica: Presentan deslizamiento o glide durante el proceso de evaporización y durante la condensación.
- Fluidos de trabajo naturales:
 - El amoníaco R717 (NH₃), es un excelente refrigerante, aunque su inconveniente es su elevada toxicidad y no ser compatible con el cobre, componentes de acero.
 - Hidrocarburos: o HC, son compuestos formados únicamente por átomos de carbono y de hidrógeno. Su utilización no entraña riesgo de destrucción de la capa de ozono. Sin embargo, tienen gran riesgo de inflamación. Tienen buenas propiedades, y son eficientes en ciclos de potencia a baja temperatura.
 - El agua (R718) es un excelente fluido de trabajo para alta temperatura.
 - El CO₂ (R744) es un refrigerante prometedor, sobre todo en su ciclo transcrito.

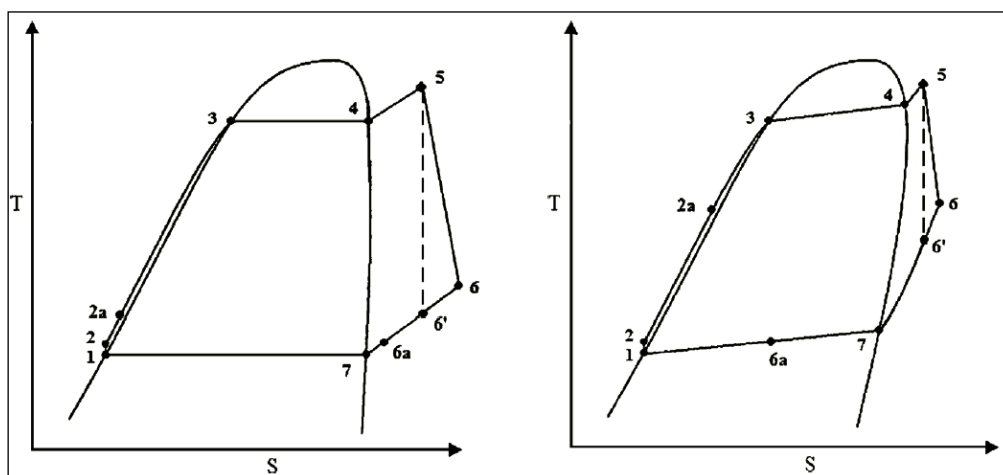


Fig 1. Diagramas T-s para fluidos secos puro y para mezclas azeotrópicas [50]

A.5. IMPACTO AMBIENTAL

El daño que producen los refrigerantes al medio ambiente se mide con dos parámetros, el potencial de agotamiento de ozono (ODP) y el potencial de calentamiento global (GWP). El ODP es el coeficiente por el que se mide la capacidad destructiva de un fluido refrigerante frente a la capa de ozono. Se mide utilizando como medida patrón la unidad atribuida al R-11, ya que es el refrigerante más destructivo para la capa de ozono al poseer 3 átomos de cloro en su molécula. Actualmente todo refrigerante que tenga un ODP mayor que cero está prohibido su uso en nuevas máquinas de refrigeración o de ciclo de potencia, por lo que es el criterio más restrictivo de los dos. Por tanto, un refrigerante exento de cloro tiene un ODP igual a cero.

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

El proceso por el cual un átomo de cloro destruye la capa de ozono ha sido ampliamente estudiado y difundido, por lo que se omite la explicación en este trabajo.

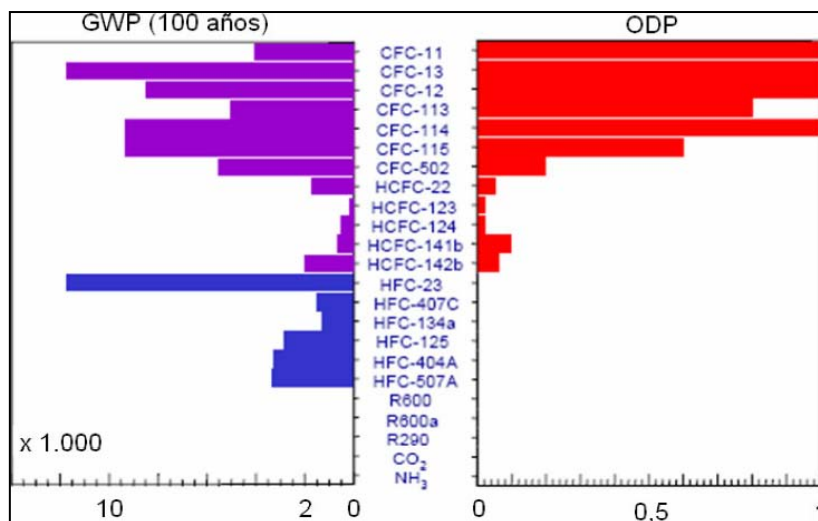


Fig 2. Relación entre el potencial de agotamiento de O₃ y el potencial de calentamiento global de algunos de los refrigerantes más empleados

Actualmente se emplea otro indicador para tener en cuenta los efectos del ODP y del GWP de un fluido en su contribución al incremento del efecto invernadero. Este índice se denomina TEWI, y tiene en cuenta las emisiones que se generan en el ciclo de vida, dicho de otro modo, tiene en cuenta la importancia del COP, la cantidad y el tipo de energía consumida [48].

Las pérdidas directas son debidas a fugas de refrigerante, y las indirectas debidas a la energía consumida. El significado de las variables se explica brevemente a continuación.

Variable	Explicación
	Valor del GWP asignado al refrigerante
	Pérdidas anuales medias de refrigerante por fugas del sistema en kg/año
	Vida útil de la instalación en años
	Kg de refrigerante librados a la atmósfera durante el funcionamiento de la instalación en toda su vida
	Es el factor de recuperación del refrigerante al final de la vida útil, es decir, la fracción de masa que se puede recuperar
	Factor de conversión para determinar el CO ₂ por kWh eléctrico en función de las fuentes energéticas primarias
	kWh consumidos al año por la instalación.

Tabla 2. Significado de cada variable

Este índice está muy extendido en la refrigeración, ya que se conocen todos estos valores, sin embargo, en un ORC no se suelen conocer debido a la escasa difusión de este ciclo, por lo que no se tiene en cuenta el cálculo de TEWI en el refrigerante de trabajo.

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

A.6. REFRIGERANTES SUSTITUTOS

El reglamento (CE) Nº 2037/2000 del Parlamento europeo y del consejo, de 29 de junio de 2000, sobre las sustancias que agotan la capa de ozono es el reglamento europeo que prohíbe el uso y producción de refrigerantes que dañan la capa de ozono conforme al protocolo de Montreal. Los refrigerantes sustitutivos son aquellos que su ODP es igual a cero, osea, que no contengan cloro u otro halógeno en la molécula.

Sustitución de CFCs por HCFCs y HFCs			
CFC	HCFC		HFC
11	141b		245fa
	123		
	142b		
12 y 500	401A	22	134a
	401B		413A
	406A		407C
	409A		417A
502	408A		422D
	402A		422A
			507
	402B		404A
			410A
13	-		23

Tabla 3. Refrigerantes sustitutos más comunes en la refrigeración

Los HFC son refrigerantes sustitutos viables y han sido probados para los problemas abordados en los procesos del Protocolo de Montreal y Kioto. Poseen eficiencia energética, toxicidad baja, son económicos y pueden utilizarse con seguridad. Su empleo ha disminuido las contribuciones de gases de efecto invernadero totales en más del 80% desde 1990 hasta principios del 2000. [45]

Aun así, tiene el gran problema medioambiental citado anteriormente. Este hecho se refleja en el protocolo de Kioto, que recomienda restringir el uso de los HFC para reducir el calentamiento global.

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

Los HC son la mejor opción medioambiental debido a su valor nulo de destrucción de la capa de ozono y su reducida contribución al calentamiento global. Además tienen buenas propiedades térmicas, que les permite ser empleados tanto en refrigeración a baja temperatura como en un ciclo de potencia, y por lo general su temperatura crítica es más elevada que la de otras familias de refrigerantes. También tienen un gran poder calorífico, propiedad que favorece el intercambio de calor.

El gran problema de los hidrocarburos es la seguridad en la instalación, porque son inflamables en presencia de oxígeno. Aún así, se han implementando en sistemas de baja capacidad, gracias fundamentalmente a que el problema de seguridad en estos equipos ha sido resuelta, mientras que para mayores cargas sigue siendo un reto a superar.

De forma más gráfica, se adjunta un gráfico que ayuda de manera visual la influencia relativa de los elementos de hidrógeno, cloro y flúor en una molécula de refrigerante y su resultado final para su encuadre en el grupo de seguridad

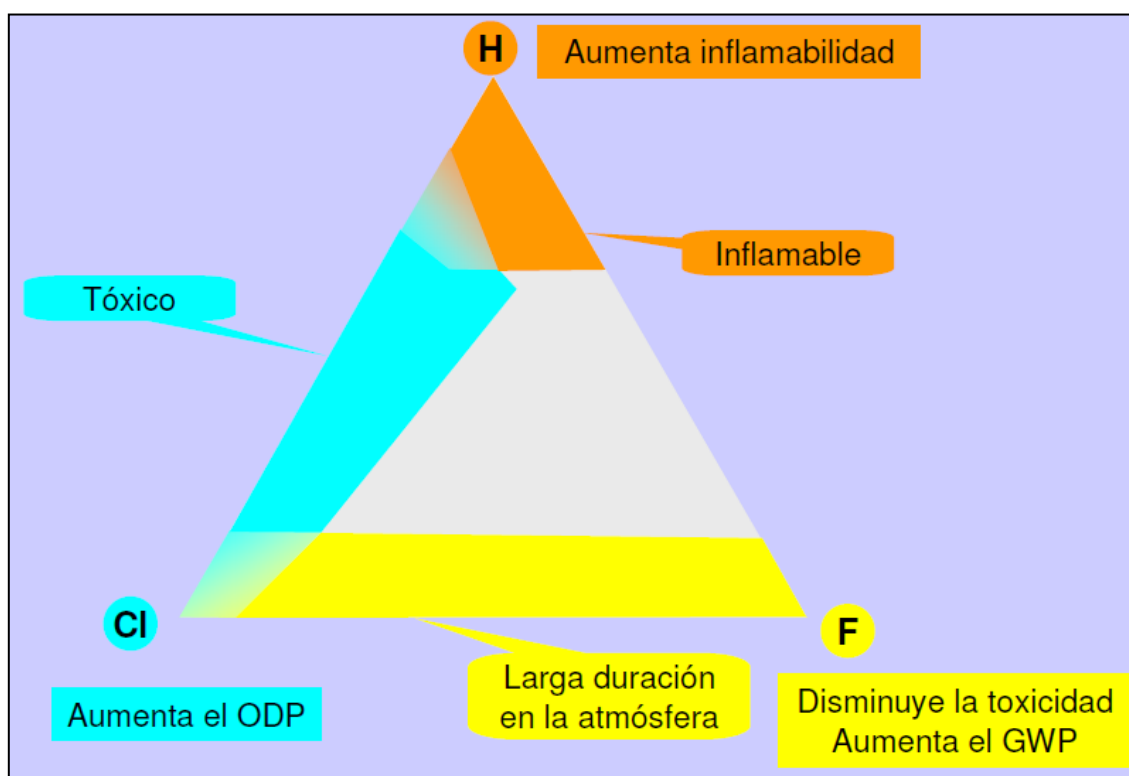


Fig 3. Relación triangular entre el hidrógeno, cloro y flúor y el efecto final en un refrigerante de origen orgánico

Angelino [46] sugiere diversas aplicaciones, para los ciclos a alta temperatura hay que emplear ciclos de conversión con siloxanos. Para las de baja temperatura, lo mejor es emplear como fluido de trabajo los ciclos de hidrocarburos.

Maizza [47] concluyó que la utilización óptima de una fuente residual de energía, en sentido económico y termodinámico, depende fuertemente de las características del fluido de trabajo. En particular, cuando la fuente de calor es a baja temperatura o cuando la fuente de

ANEXO A: CLASIFICACIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

calor es relativamente pequeña en tamaño y potencia, un motor de ciclo Rankine que emplee fluidos orgánicos como medio de trabajo tiene características que lo hacen atractiva.

La temperatura crítica, T_c , de un fluido de trabajo por debajo de 385 K (valores medios) no es conveniente para las plantas de potencia que utilizan calor residual como fuente de energía pero pueden encajar en otras aplicaciones. Maizza [47] también se realiza un estudio más detallado que relaciona las propiedades T_c de fluidos con sistemas de recuperación de energía. Es más, se ha desarrollado una investigación sistemática en un gran número de fluidos de trabajo que no dañan la capa de ozono y ha llegado a la conclusión de que el peso molecular W del fluido menor que 90g/mol es una característica favorable para la recuperación de calor.

ANEXO B.RESULTADOS Y GRÁFICAS

En este apartado del anexo se expone en una tabla resumen los resultados del estudio preliminar de selección de fluidos de trabajos en un ciclo ideal. Además se adjuntan las gráficas comentadas en el análisis de los resultados de la memoria y otras gráficas que muestran el análisis de otros parámetros de los ciclos ideales y reales.

B.1. ESTUDIO DE CICLOS IDEALES

En este apartado se adjunta una tabla con los resultados de 49 fluidos trabajando con un flujo de gases de 1 kg/s a 300°C, temperatura de subenfriamiento y sobrecalentamiento de 5 °C, rendimientos de turbina y de bomba de 0.85 y 0.8 respectivamente, condiciones ambientales estándar, con una diferencia entre el fluido de trabajo a la salida del condensador y el ambiente de 10°C y una temperatura Pinch mínimo de 15 °C. En la tabla los fluidos están ordenados en función del trabajo máximo que pueden ofrecer.

Nº	Nombre	Pinch óptimo (C)	W_{ciclo} (kW)	η_{ciclo}	P[1] (bar)	T[1] (°C)	T[2] (°C)	Ta[3] (°C)
1	Isopropanol	15	55,51	0,2208	39,92	229,1	48,69	54,1
2	Metanol	15	50,52	0,2486	81	245,2	40,15	101,9
3	n-Hexano	30,22	49,48	0,1949	29,19	236,7	133,2	51,58
4	Etanol	15	47,56	0,2397	60	244,4	40,15	106,6
5	n-Heptano	15	46,72	0,1833	9,507	203,1	133,3	50,54
6	R141b	32,37	46,83	0,187	35,21	197,4	66,96	55,02
7	R11	33,39	46,31	0,1854	35,82	188,6	50,59	55,72
8	R113	34,71	46,26	0,1843	29,15	208,8	102,1	54,49
9	Ciclohexano	15	45,52	0,1936	10,07	187,5	107,5	70,3
10	R123	70,2	45,51	0,1796	36	187,5	73,13	52,05
11	n-Octano	15	45,05	0,1766	3,912	187,2	127,9	50,34
12	n-Pentano	64,1	45,03	0,1776	33,22	200,6	102,3	51,86
13	n-Nonano	15	43,99	0,1723	1,855	180,4	126,2	50,22
14	Tolueno	15	42,33	0,1981	4,445	177,4	90,8	91,44
15	Isopentano	73,1	40,02	0,1694	33	190,9	101,4	69,15
16	n-Butano	97,29	37,49	0,1482	37,73	156,6	66,45	52,43
17	n-Dodecano	15	37,2	0,1891	1	220,8	158,9	108,2
18	R245fa	79,33	37,18	0,1465	31,88	151,8	67,89	51,67
19	HFE7100	61,95	36,22	0,1433	19,45	192,9	135	52,68
20	R717/ amoniaco	97,46	35,38	0,1406	113	137,2	40,15	53,85
21	HFE7000	85,59	34,47	0,1366	22,17	163	103,4	53,16
22	R718/ agua	15	34,46	0,2075	5,458	160,2	40,15	138,5
23	Isobutano	118	33,05	0,1307	36,38	139,6	60,52	52,67
24	R142b	65,08	31,51	0,1242	28,2	121,8	49,82	51,79
25	FC72	80	30,84	0,1216	16,62	174,6	126,3	51,95
26	R124	120,3	30,03	0,1187	36,13	127,1	48,89	52,37
27	n-Decano	15	28,38	0,1971	4,501	248,5	175,9	160,3

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

28	R236fa	102,9	26,52	0,105	27,35	121,9	61,28	52,98
29	FC87	102,7	26,1	0,103	17,81	146	109,8	52,19
30	Hidrogenosulfito	99,75	24,47	0,09757	87,46	103,8	40,15	54,65
31	R227ea	151,4	22,8	0,09061	29,89	107,8	55,76	52,93
32	R114	53,31	21,86	0,08596	10,73	62,38	51,12	15,18
33	R500	87,63	21,27	0,08465	37,98	102,2	40,15	54,23
34	R290	90,14	20,87	0,08248	36,42	93,17	40,15	52,45
35	RC318	81,69	19,95	0,07852	15,61	91,85	64,38	51,44
36	R134a	71,02	19,81	0,078	27,67	87,31	42,01	51,52
37	R423A	109,2	19,58	0,07728	31,41	98,14	49,26	52,14
38	R152a	44,24	17,99	0,07072	20,87	79,55	40,15	51,03
39	R12	41,44	14,13	0,05562	17,65	71,85	44,32	51,42
40	R218	150,5	12,71	0,05014	26,32	76,76	49,32	52,04
41	R125	135,6	11,3	0,04468	35,98	70,78	40,38	52,57
42	R407C	119,3	10,48	0,04211	42,82	88,94	44,88	56,59
43	R22	34,62	9,422	0,03703	22,47	61,45	40,15	51,06
44	R507A	95,76	9,299	0,03675	33,28	70,67	41,8	52,44
45	R404A	86,69	9,278	0,03655	32,27	70,42	40,51	51,61
46	R410A	50,08	6,997	0,02748	34,06	59,8	40,26	50,83
47	Propileno	34,75	6,871	0,02697	21,4	56,84	43,39	50,7
48	R32	31,61	5,499	0,02163	30,92	54,32	40,15	51,21
49	R502	33,9	3,74	0,01472	19,59	51,84	44,58	51,37

Tabla 4. Compendio de resultados del estudio preliminar

El número uno dentro del corchete indica que el fluido se encuentra en la entrada de la turbina y el 2 es la salida de la turbina. La variable Ta[3] es la temperatura de los gases de escape a la salida del evaporador. De los fluidos anteriores, el R141b, R11, R113, R123, R142b, R124, R227ea, R114, R500, R152a, R407C y R32 están prohibidos. Del resto no se asegura que sean estables en el rango de trabajo o que combustione espontáneamente.

B.2. GRÁFICAS DE RESULTADOS

En esta sección se exponen gráficamente los resultados del estudio. Se dividen en varios apartados: el primero de todos contiene una relación T-s de los domos de saturación de todos los fluidos de trabajo estudiados en profundidad; el resto son gráficas en las que se evalúan diversas variables en función de la temperatura del foco caliente, el flujo de gases, la temperatura ambiental y las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento.

B.2.1. DOMO DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

A continuación se muestra el diagrama T-s de los distintos fluidos de trabajo empelados en este trabajo.

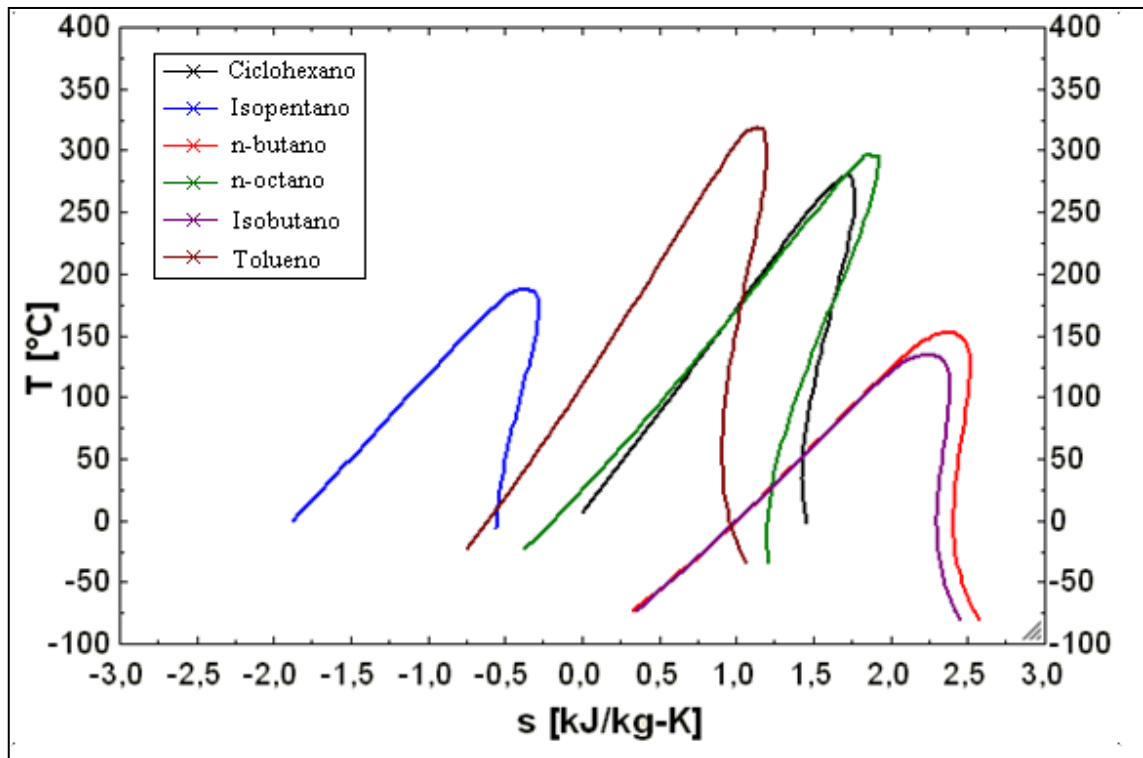


Fig 4. Gráfica T-s de los domos de los fluidos de trabajo empleados

B.2.2. RENDIMIENTO DEL CICLO ORC REAL

En este apartado se adjuntan los gráficos relacionados con el cálculo del rendimiento final del ciclo, teniendo en cuenta las pérdidas de presión.

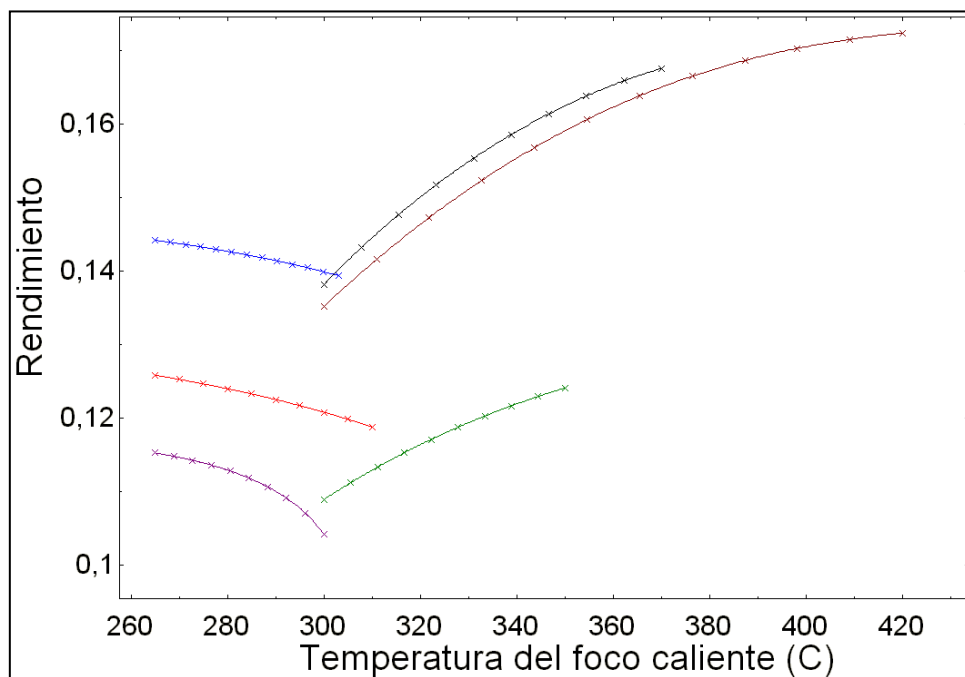


Fig 5. Relación entre el rendimiento y la temperatura del foco caliente

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

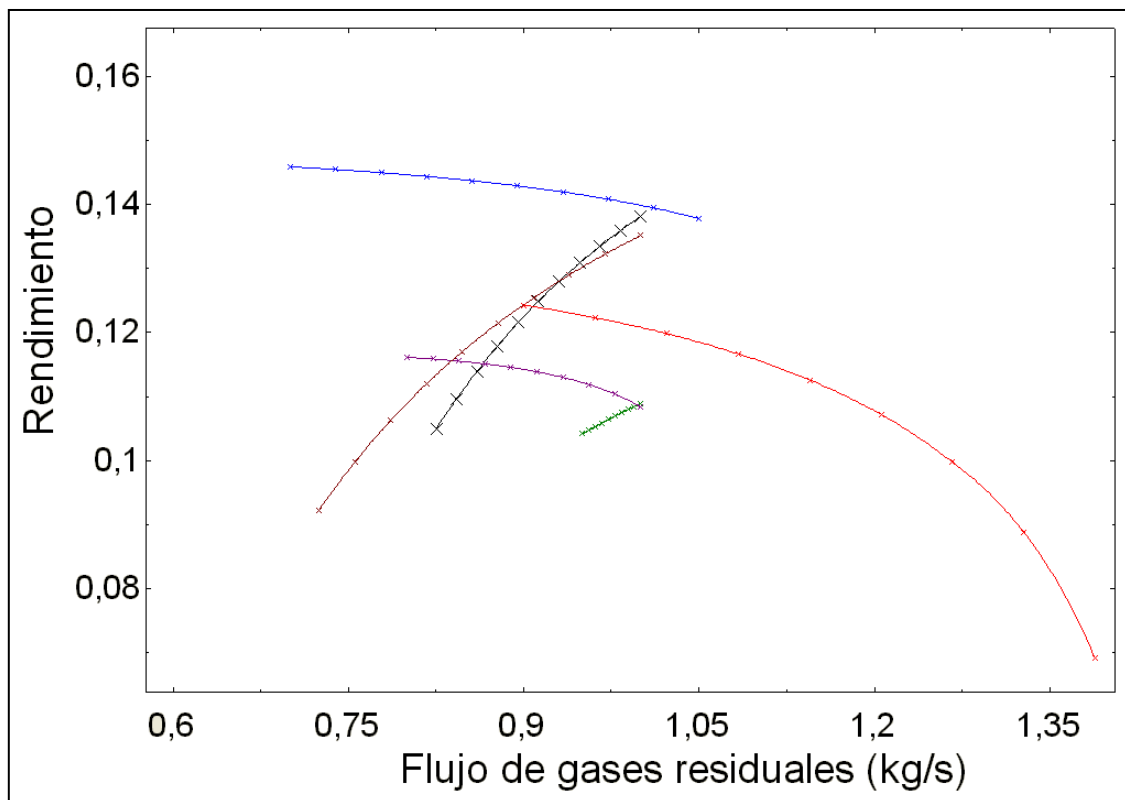


Fig 6. Relación entre el rendimiento y el flujo de gases calientes

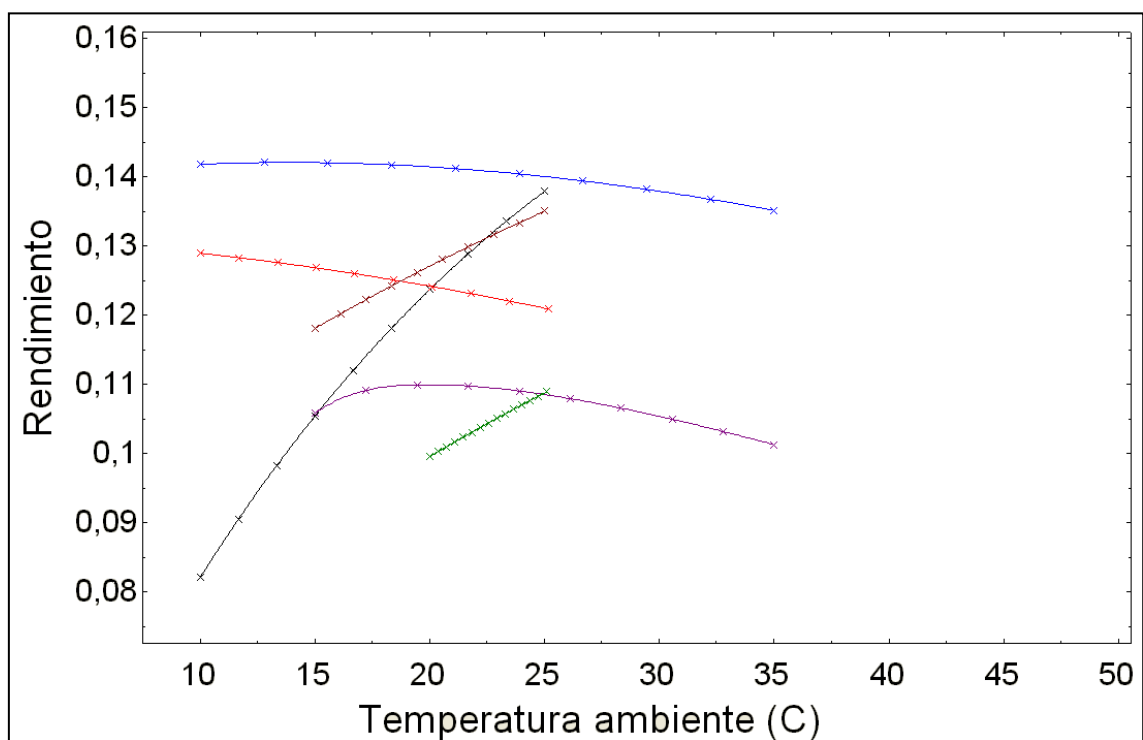


Fig 7. Relación entre el rendimiento y la temperatura ambiental

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

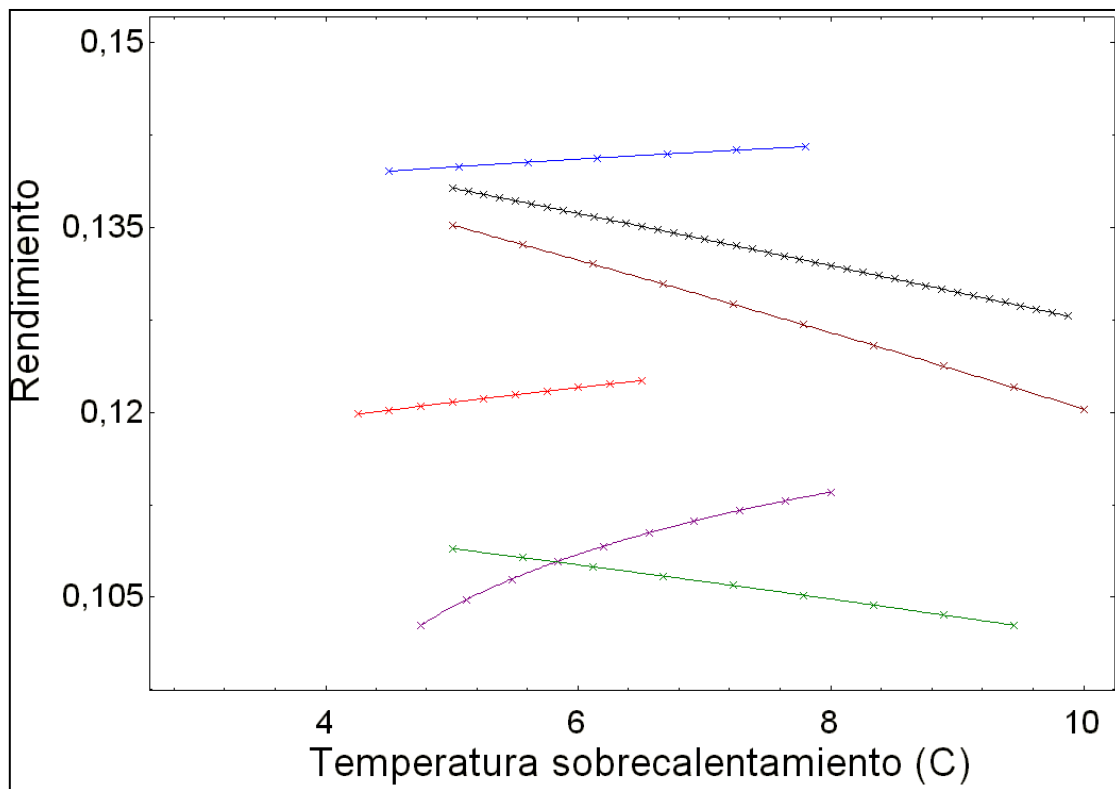


Fig 8. Relación entre el rendimiento y la temperatura de sobrecalentamiento

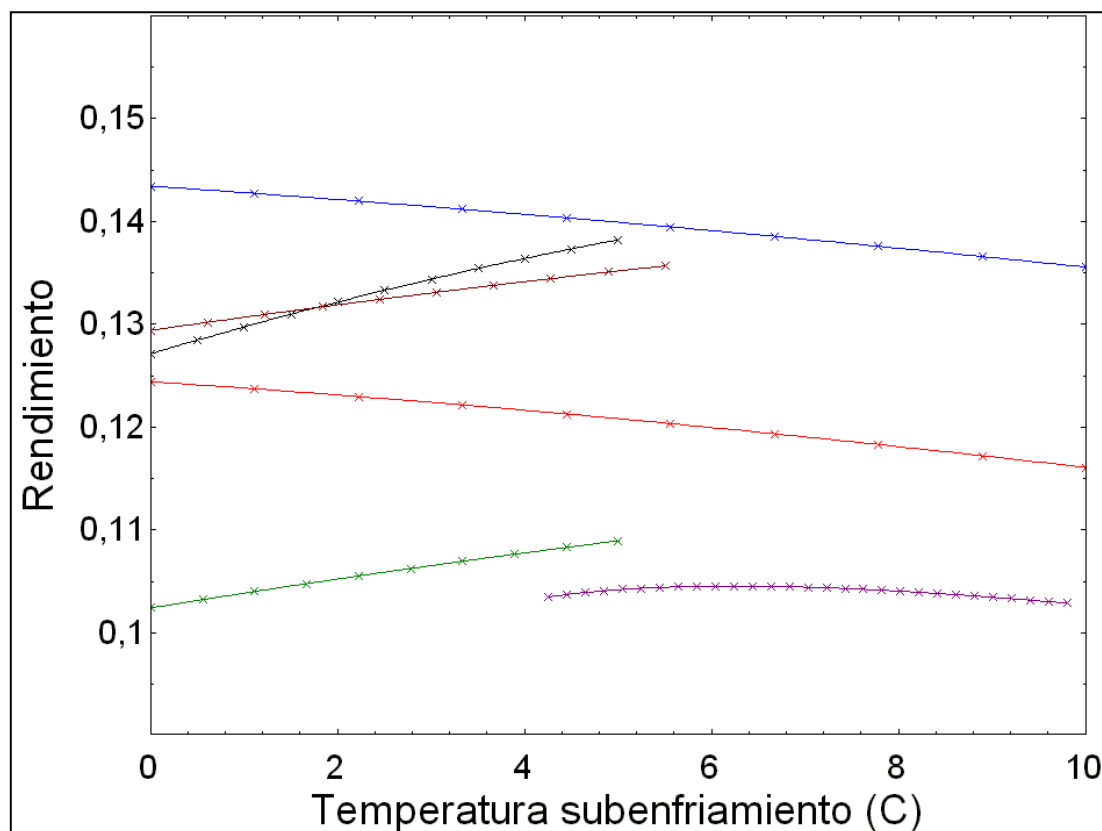


Fig 9. Figura, relación entre el rendimiento y la temperatura de subenfriamiento

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

B.2.3. POTENCIA NETA DEL CICLO ORC REAL

Se adjunta a continuación las gráficas que muestran la potencia conseguida por el ciclo ORC cuando se varían las Temperaturas ambiental, sobrecalentamiento, subenfriamiento foco caliente y la variación del flujo másico.

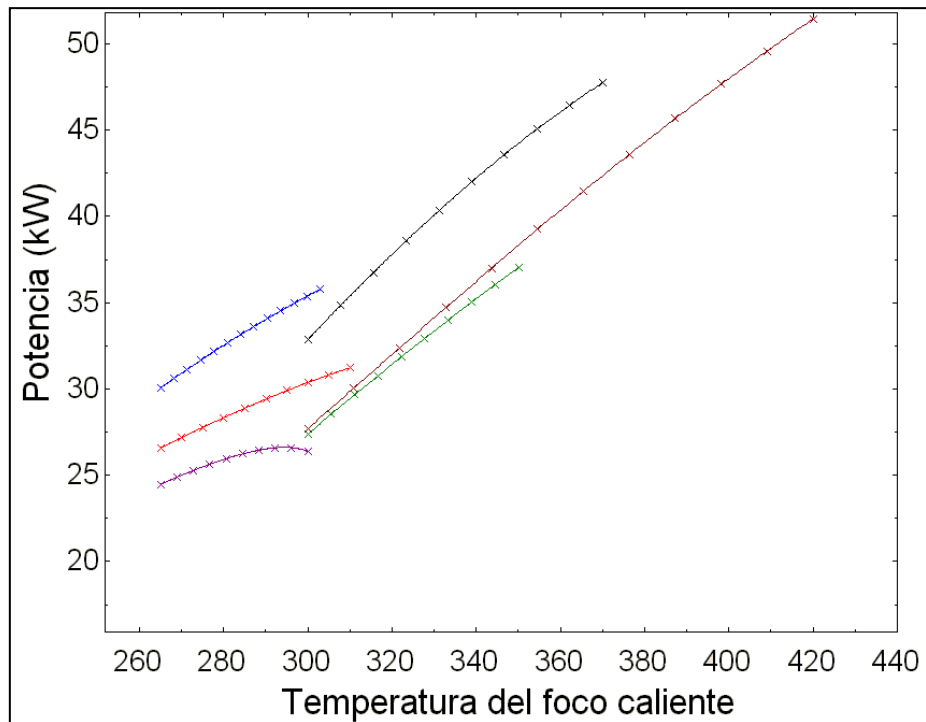


Fig 10. Relación entre la potencia y la temperatura del foco caliente

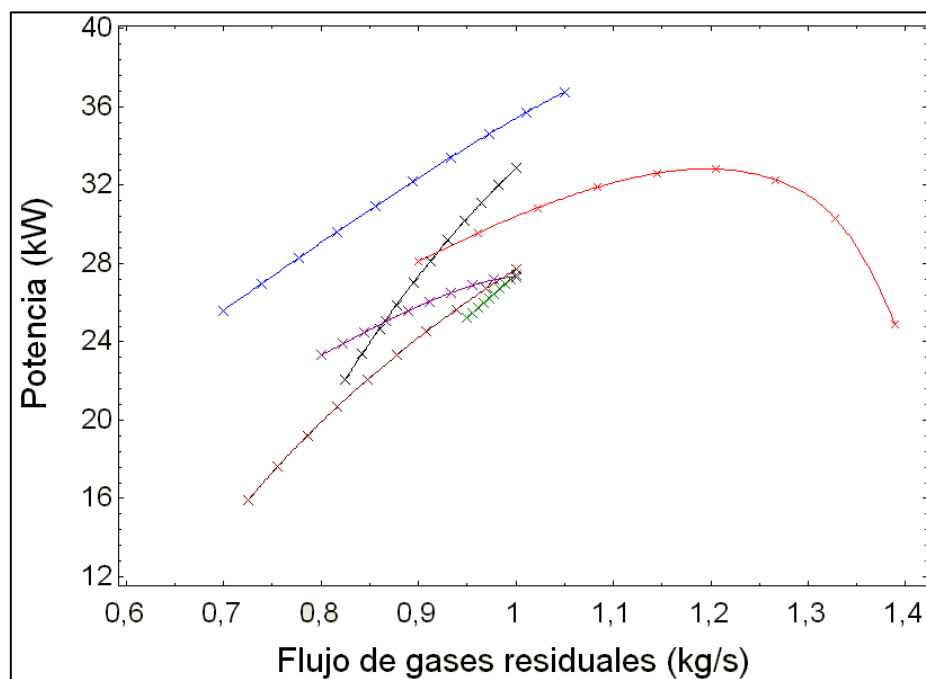
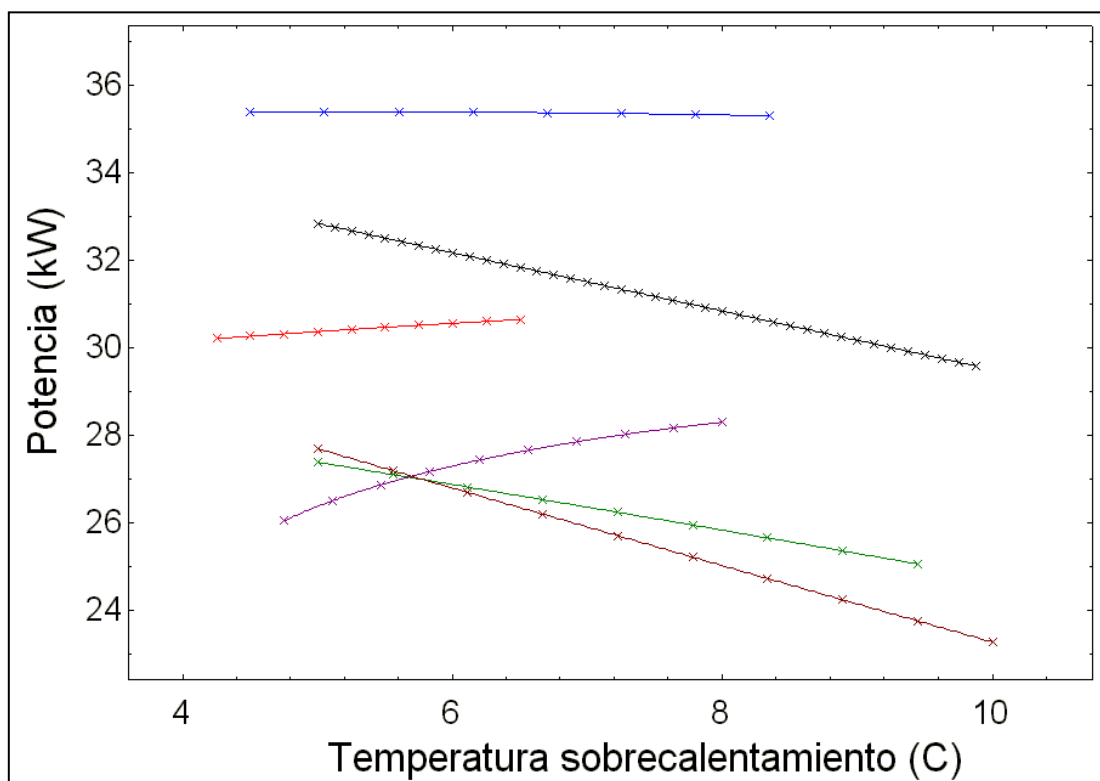
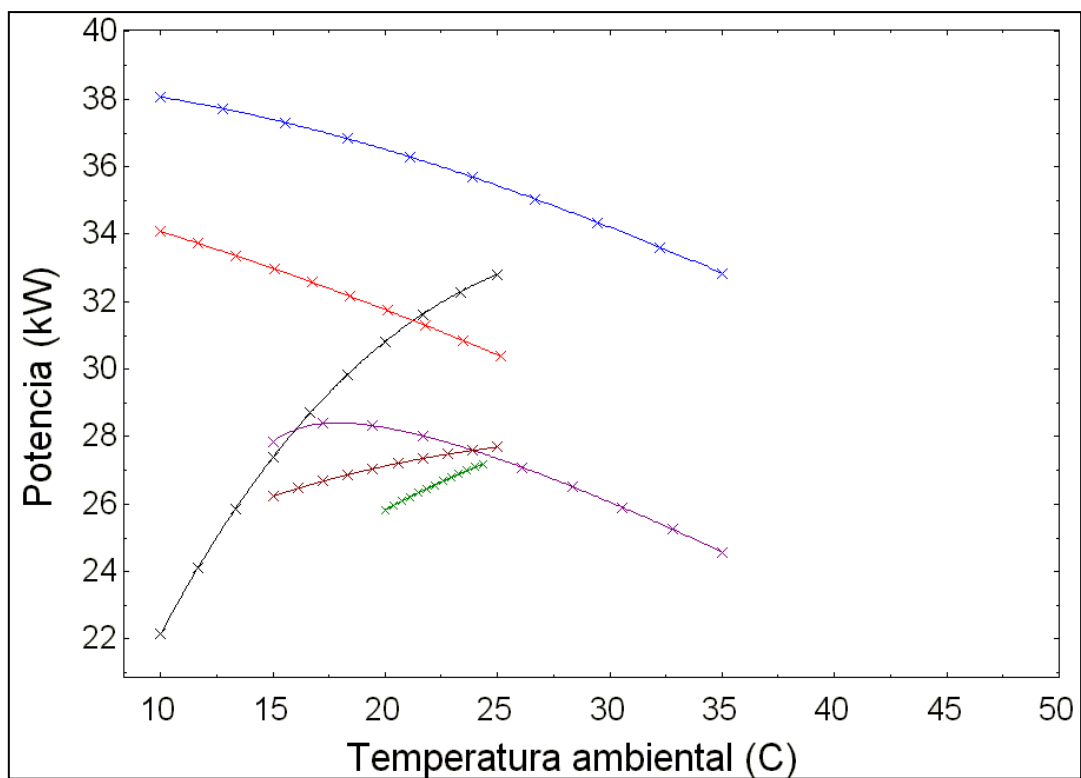


Fig 11. Relación entre la potencia y el flujo de gases residuales



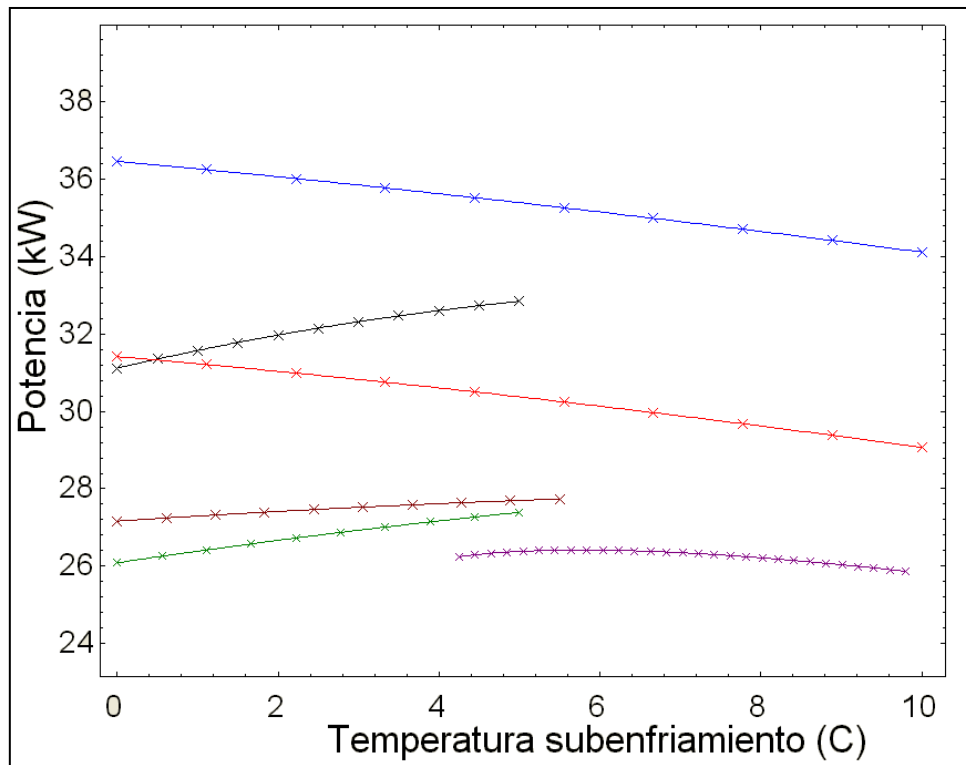


Fig 14. Relación entre potencia y temperatura subenfriamiento

B.2.4. VARIANDO LA GEOMETRÍA DEL EVAPORADOR

En este apartado se analiza la influencia en el ciclo de la variación de la temperatura y presión a la entrada de la turbina, variando la longitud de los tubos en el evaporador.

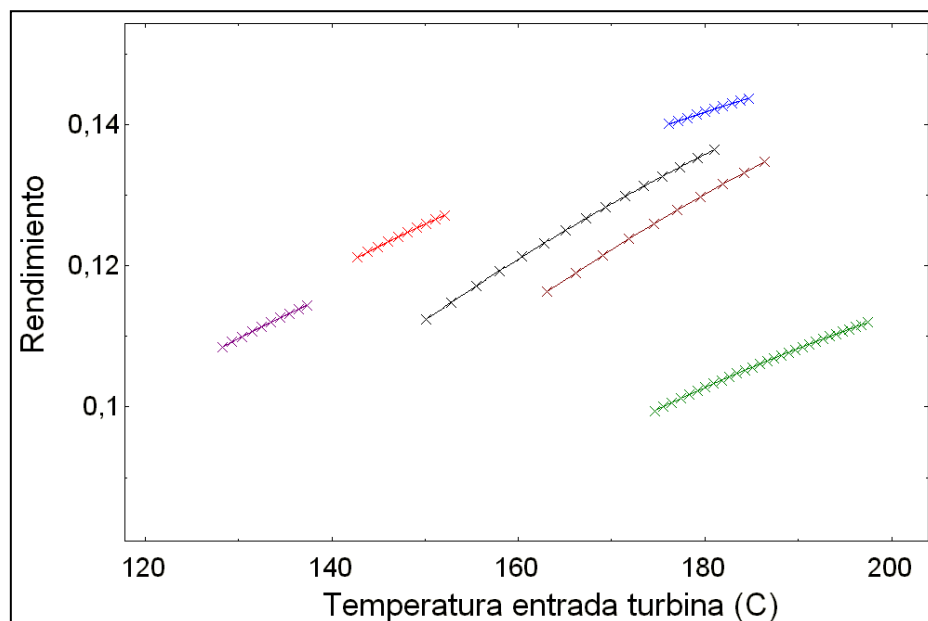


Fig 15. Relación entre el rendimiento y la temperatura a la entrada de la turbina, variando la geometría

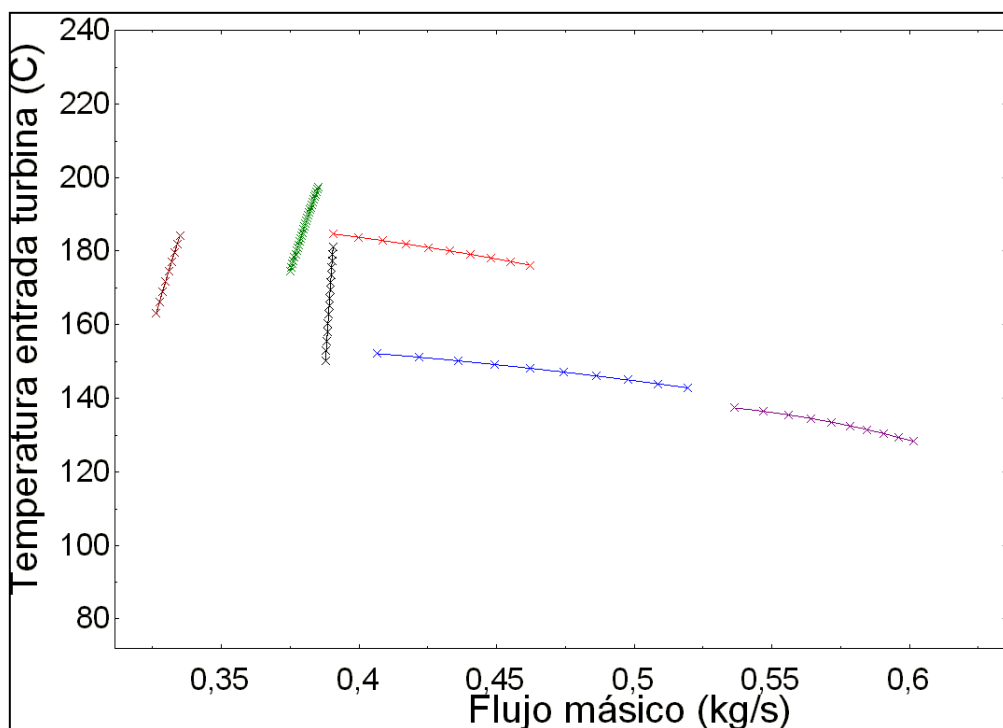


Fig 16. Relación entre la temperatura de entrada a la turbina y el flujo másico, variando la geometría

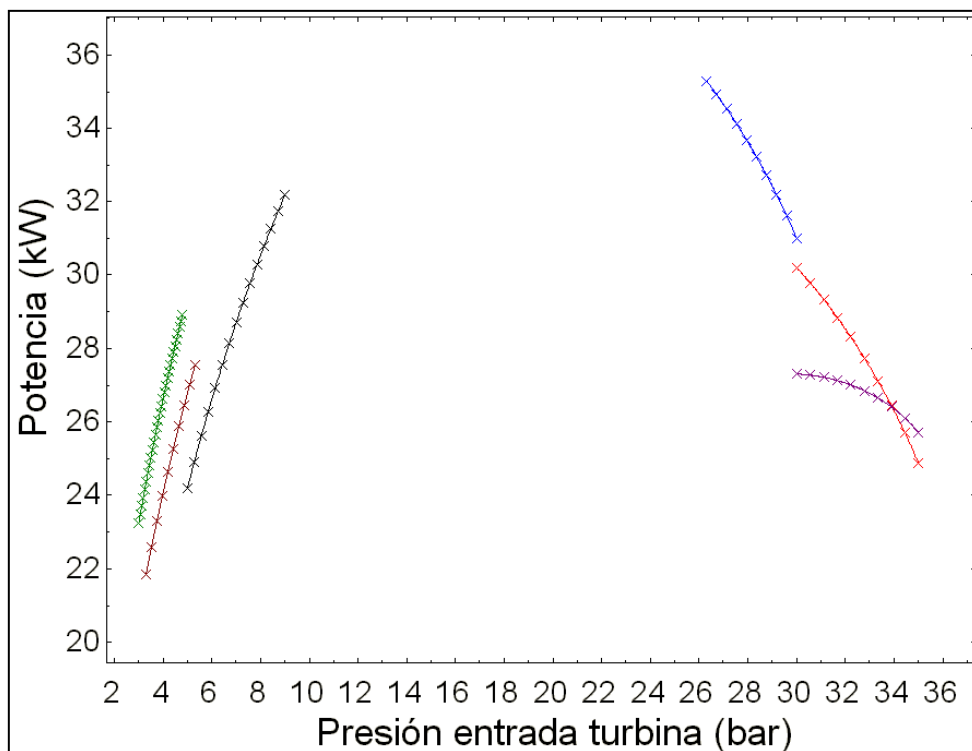


Fig 17. Relación entre la potencia útil y la presión a la entrada de la turbina, variando la geometría

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

B.2.5. FLUJO DE PÉRDIDAS DE EXERGÍA DEL SISTEMA

A continuación se adjuntan los gráficos que relacionan los flujos de destrucción de exergía con la variación de los parámetros anteriormente explicados.

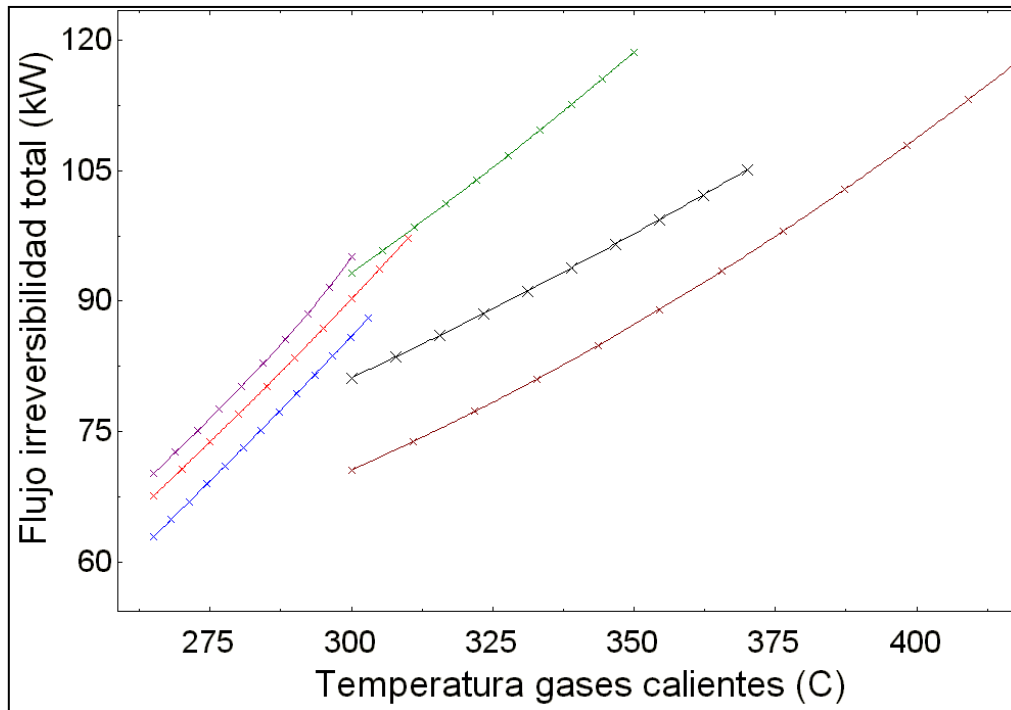


Fig 18. Relación entre flujo de exergía destruida y Temperatura gases calientes

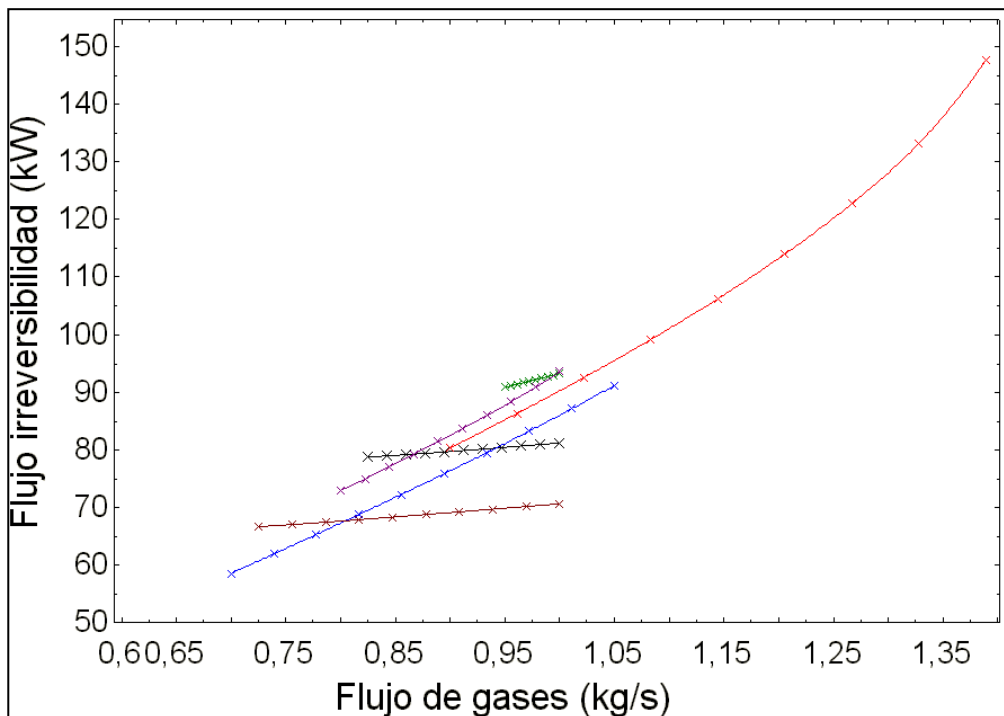


Fig 19. Relación entre el flujo de exergía destruida y el flujo de gases residuales

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

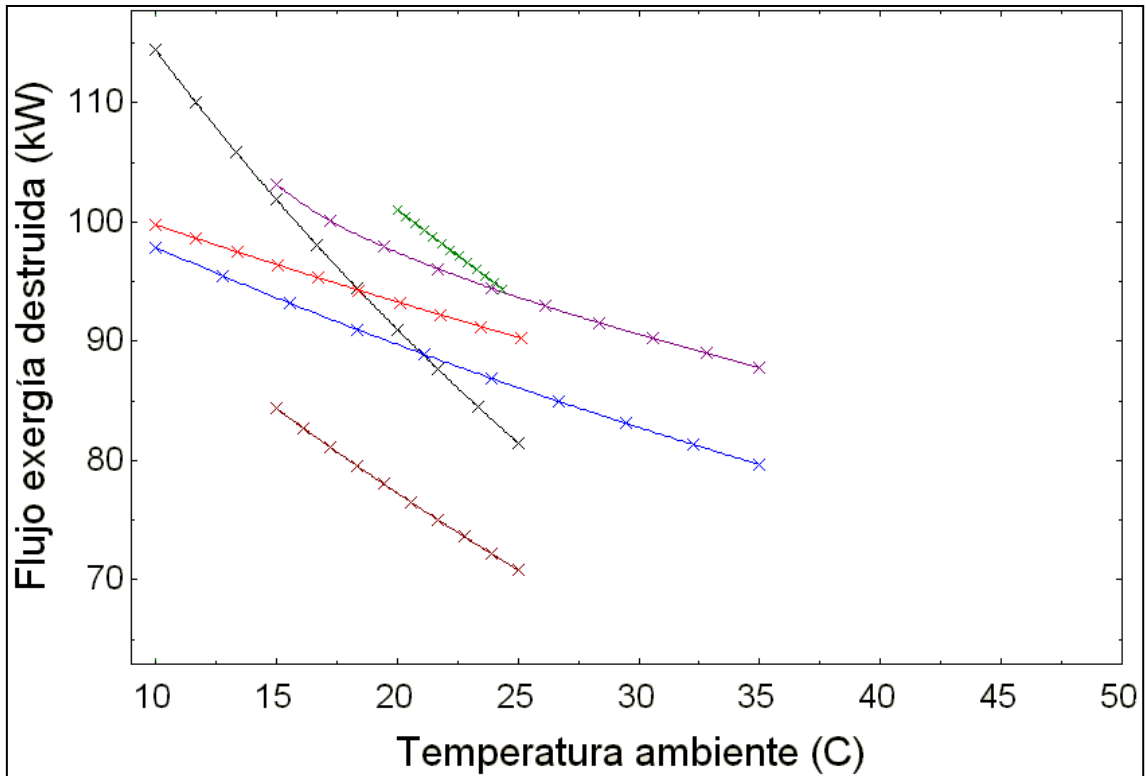


Fig 20. Relación entre el flujo de exergía destruida y la temperatura ambiente

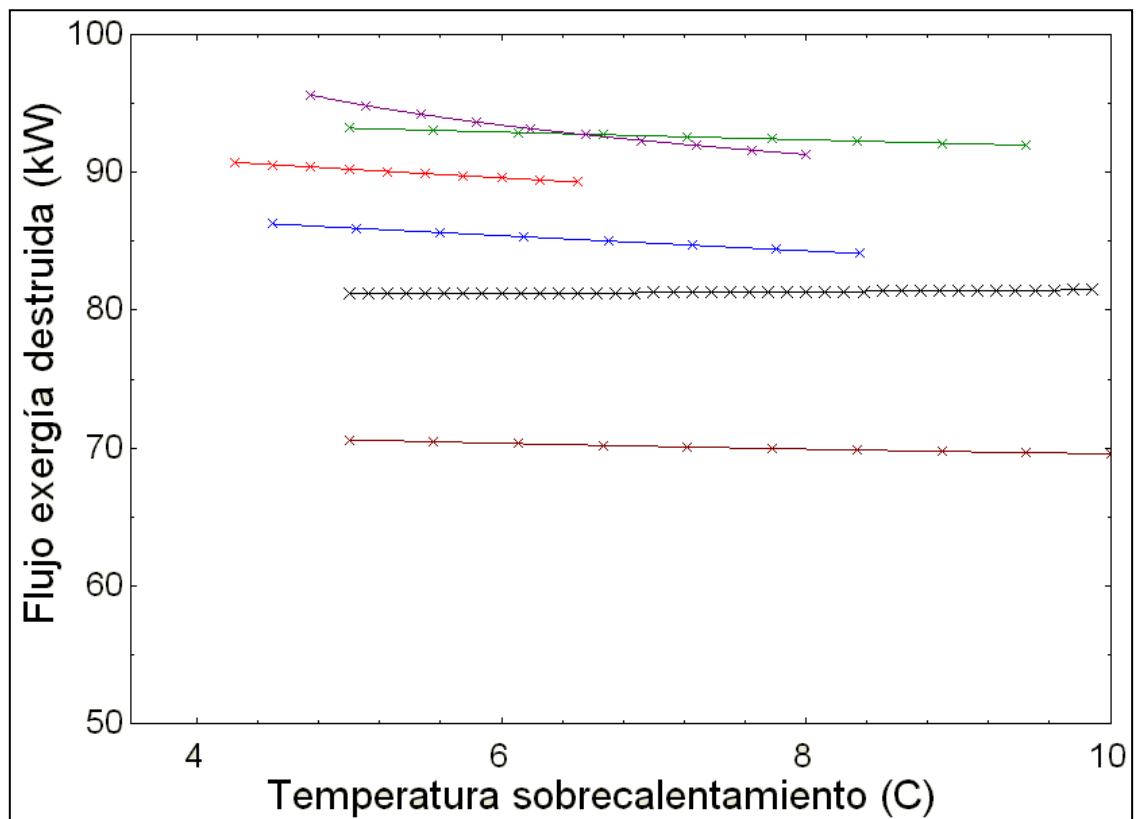


Fig 21. Relación entre el flujo de exergía destruida y la temperatura de sobrecalentamiento

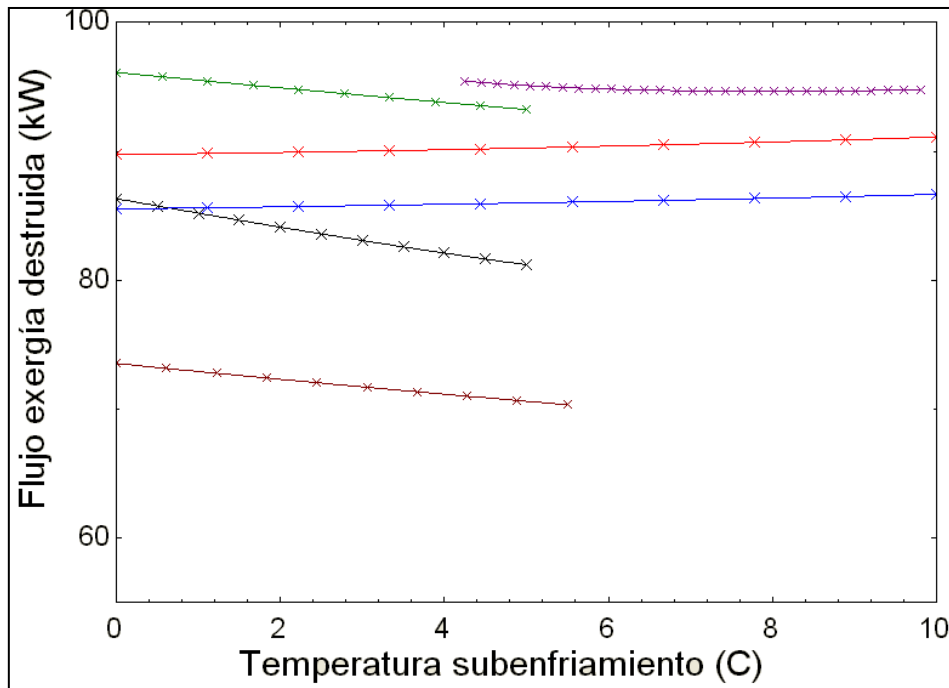


Fig 22. Relación entre el flujo de exergía destruida y la temperatura de subenfriamiento

B.2.6. CALOR INTERCAMBIADO EN EL CONDENSADOR Y EN EL EVAPORADOR

En este apartado se adjunta gráficamente la dependencia de los flujos de calor en los intercambiadores con respecto a las variables habituales.

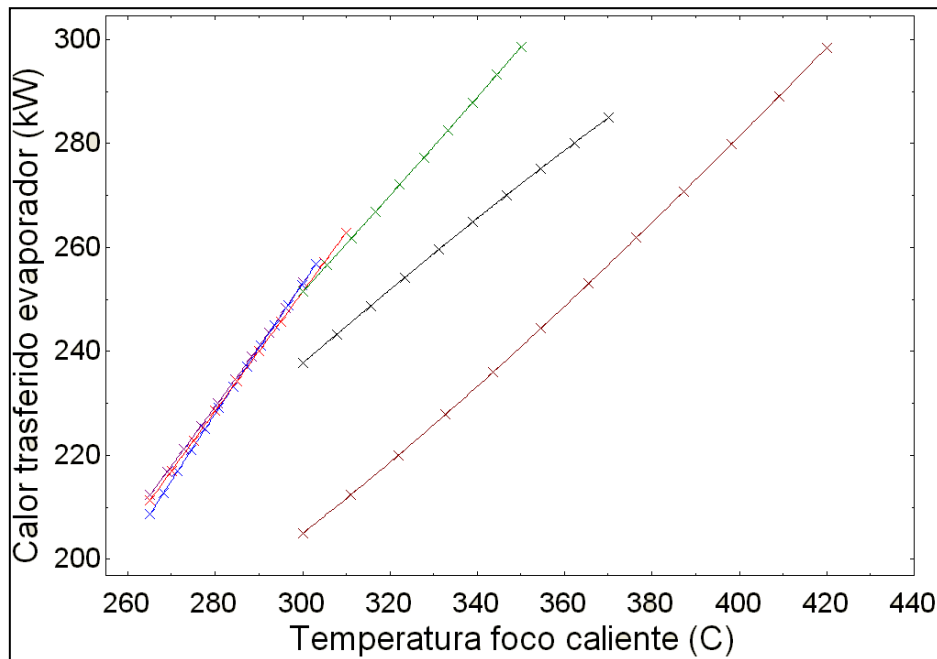


Fig 23. Relación entre el calor trasferido entre en el evaporador por parte del foco caliente

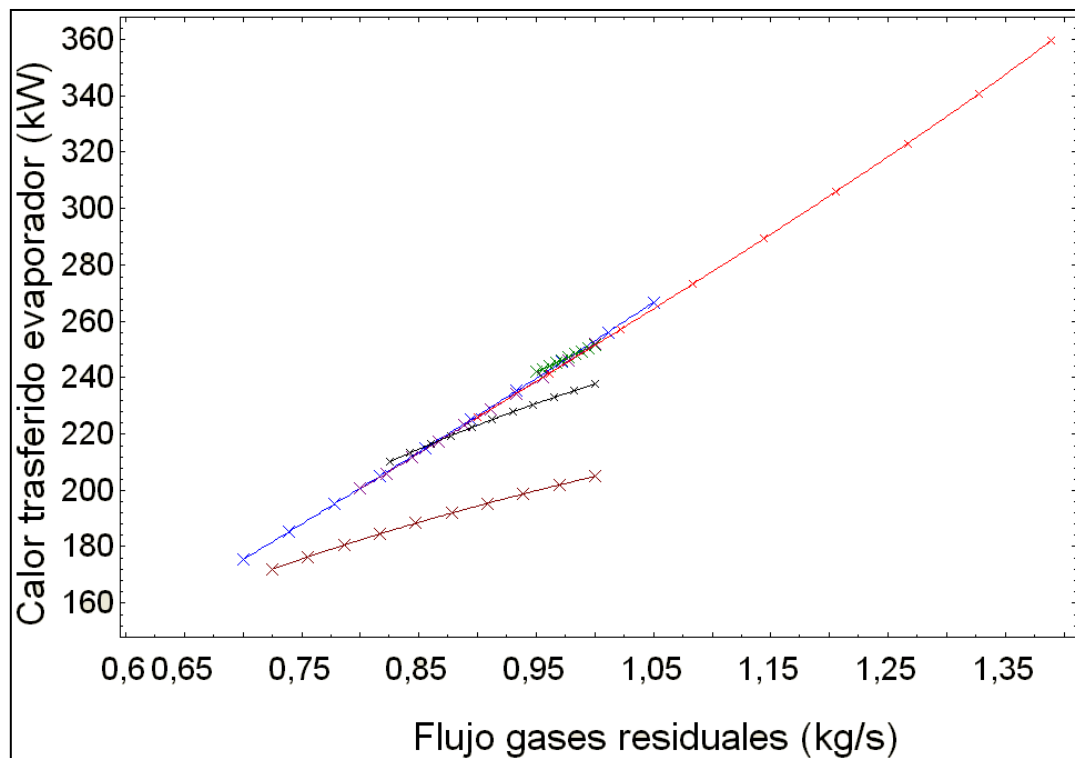


Fig 24. Relación entre el calor transferido y el flujo de gases residuales

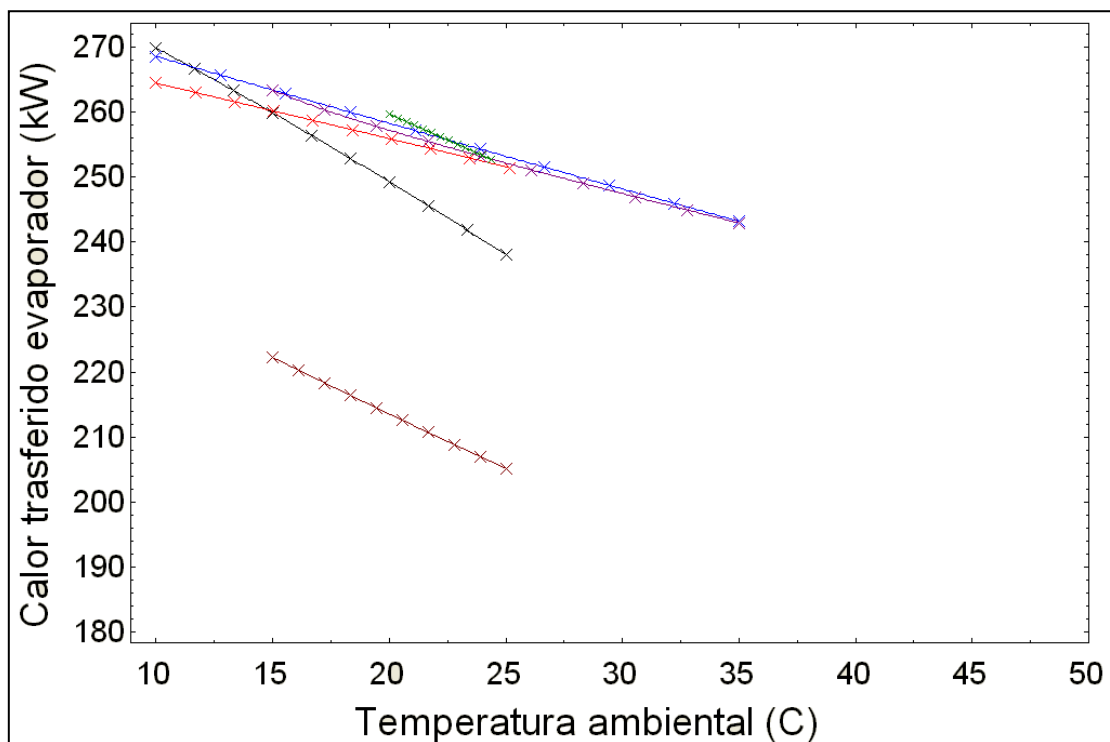


Fig 25. Relación entre el calor transferido y la temperatura ambiente

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

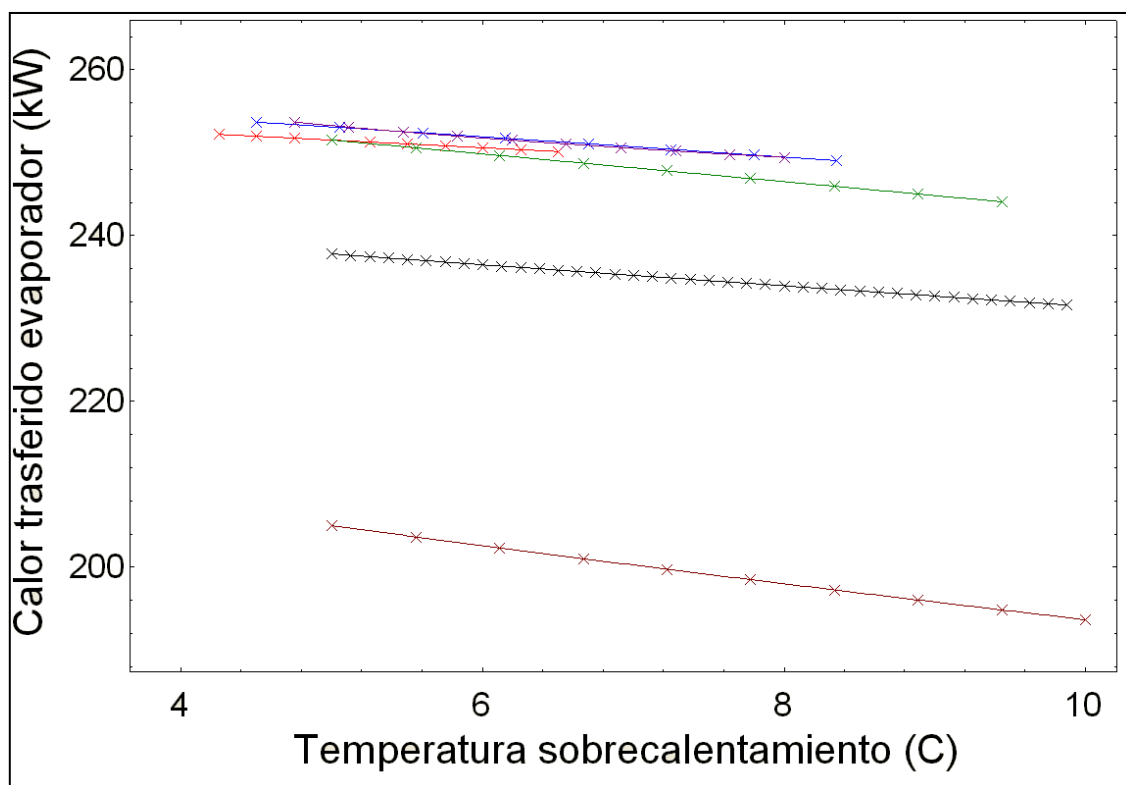


Fig 26. Relación entre el calor transferido en el evaporador y la temperatura de sobrecalentamiento

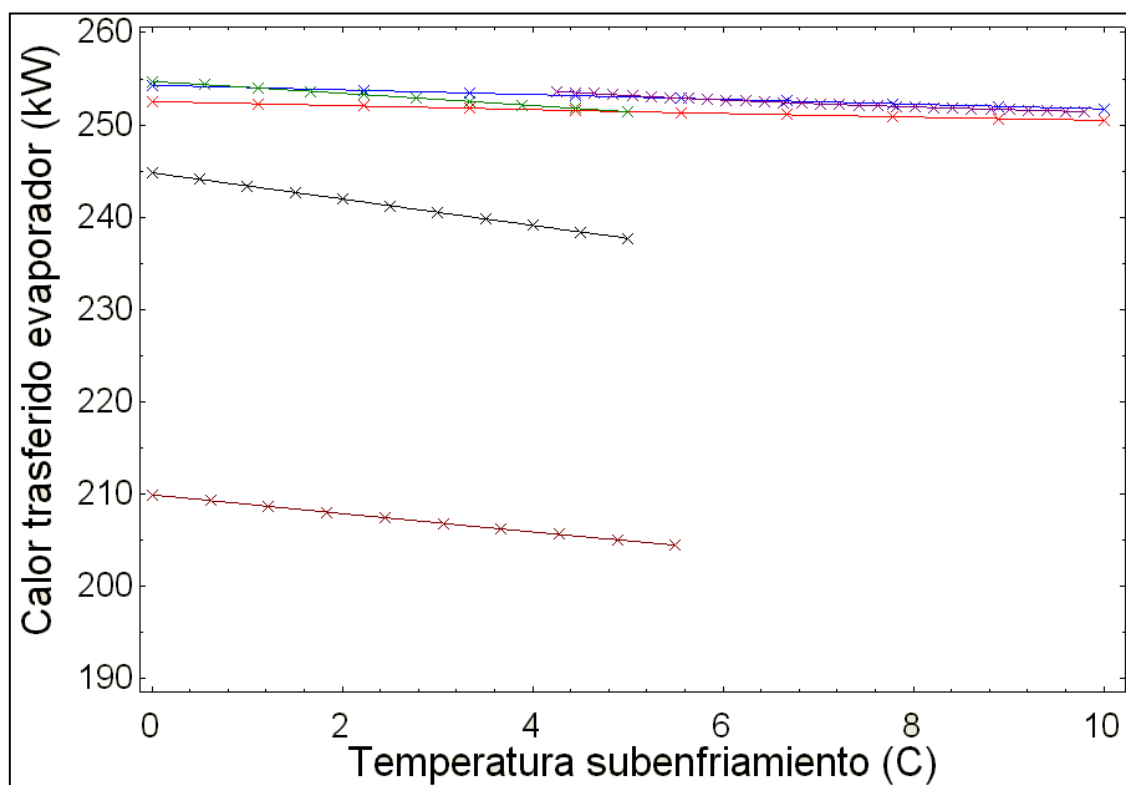


Fig 27. Relación entre el calor transferido en el evaporador y la temperatura de subenfriamiento

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

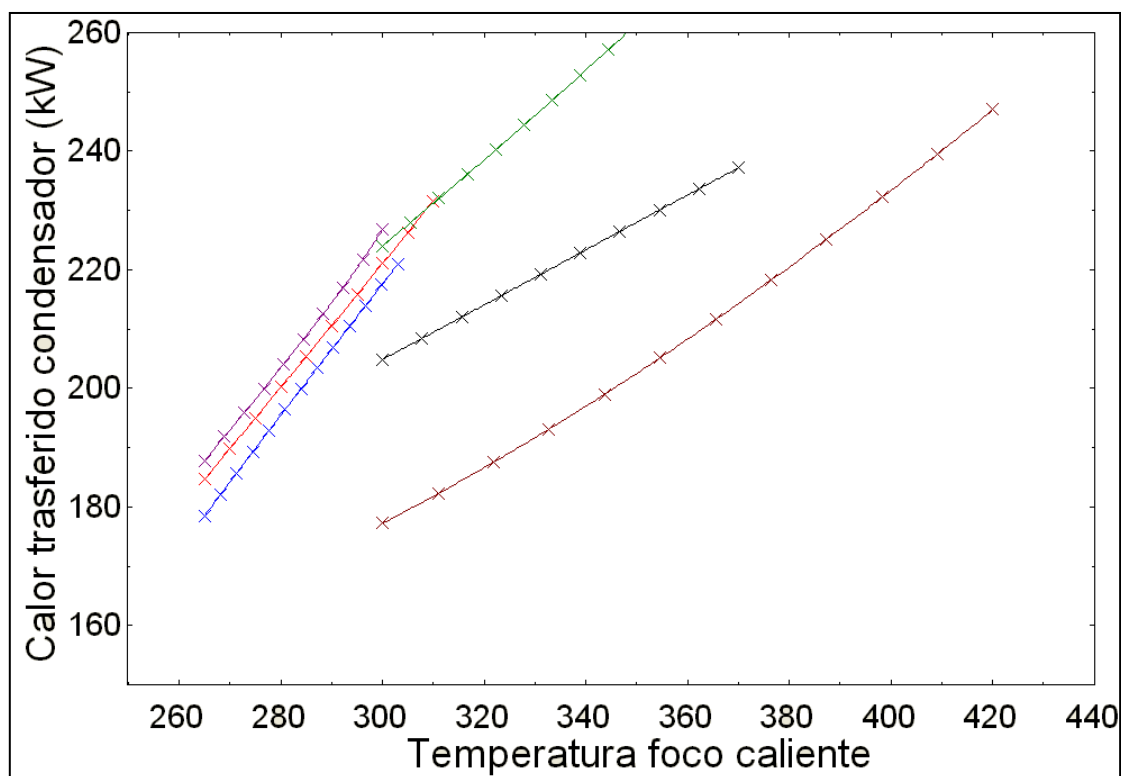
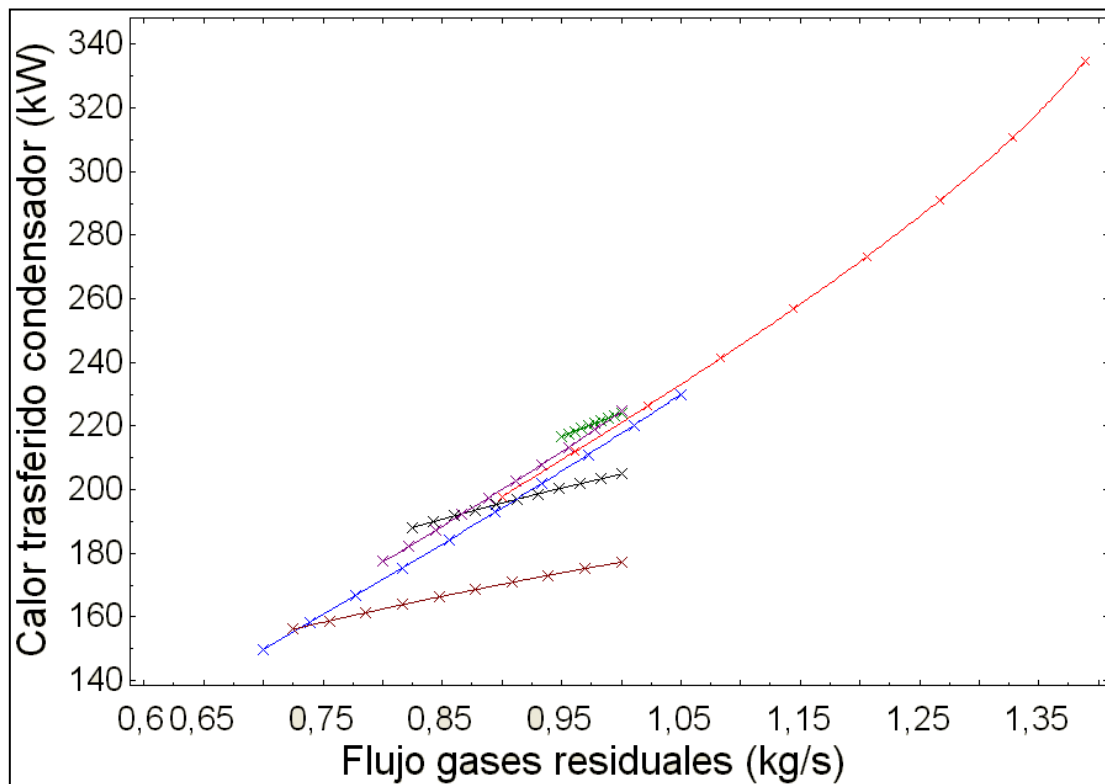


Fig 28. Figura, relación entre el calor trasferido por el condensador al medio y la temperatura del foco caliente



ANEXO B: GRÁFICAS ORC

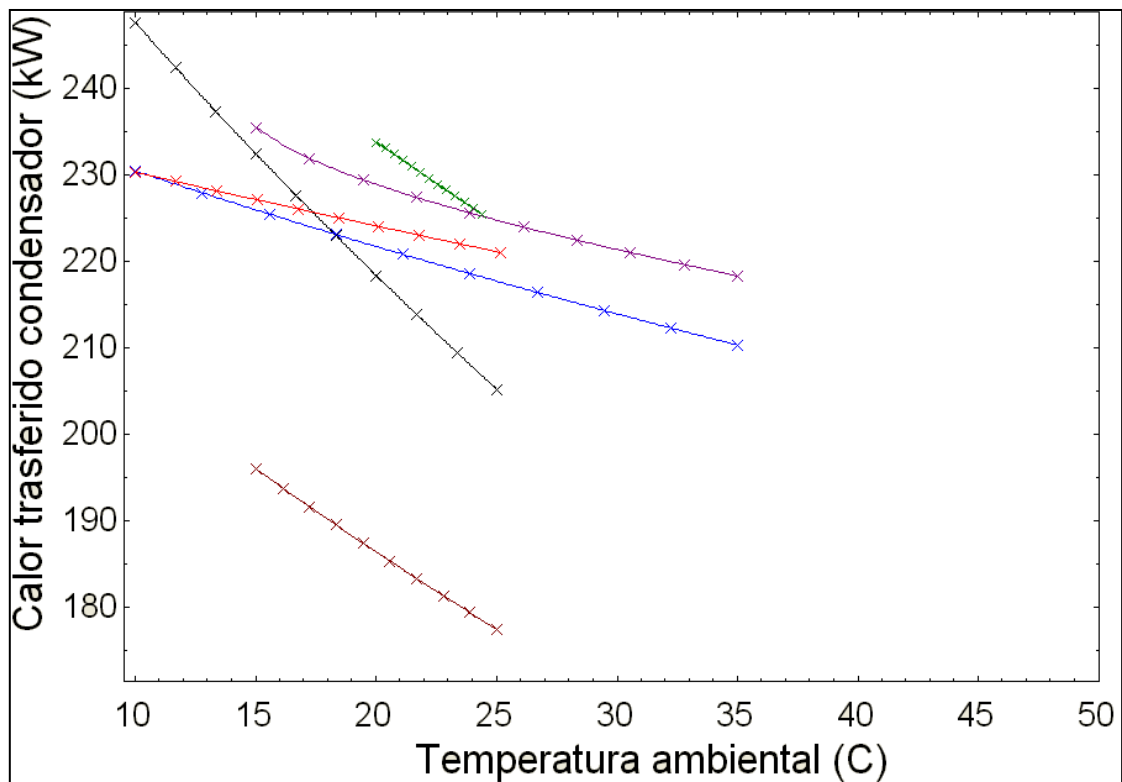


Fig 30. Relación entre el calor trasferido al ambiente por el condensador y la temperatura ambiental

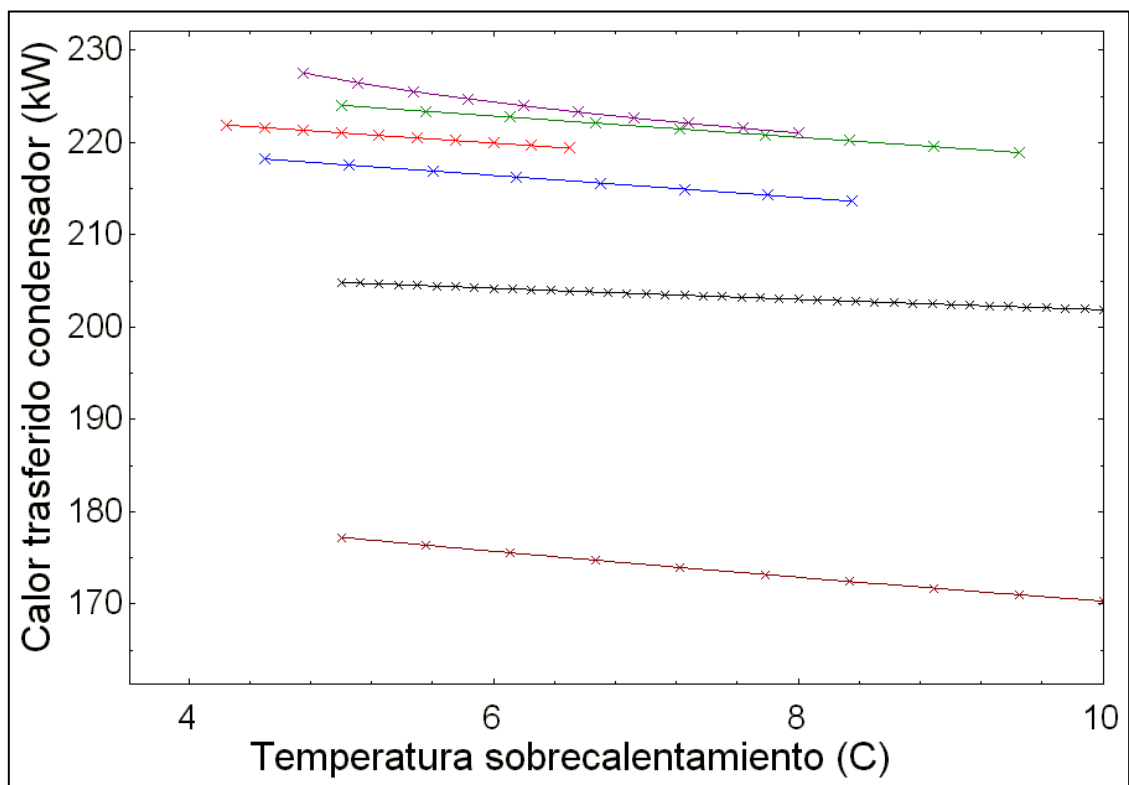


Fig 31. Relación entre el calor trasferido al ambiente por el condensador y la temperatura de sobrecalentamiento

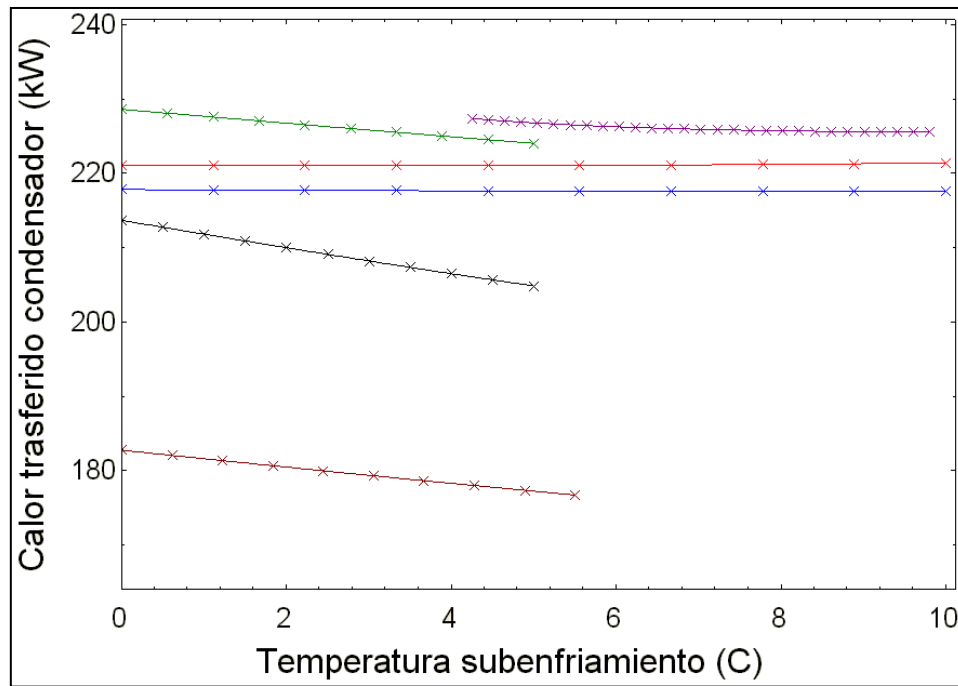


Fig 32. Relación entre el calor trasferido por el condensador al ambiente y la temperatura de subenfriamiento

B.2.7. DEPENDENCIA DEL FLUJO MÁSICO

El flujo másico también se ve afectado seriamente por los cambios en las condiciones iniciales. Se adjuntan las gráficas correspondientes.

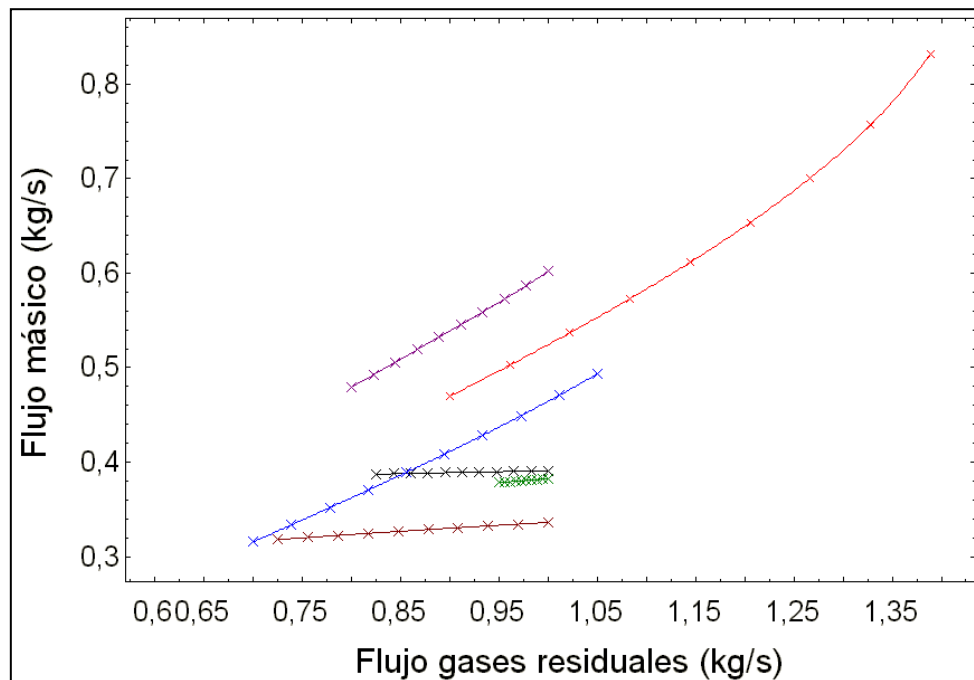


Fig 33. Relación entre los gases residuales y flujo de fluido de trabajo en la instalación

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

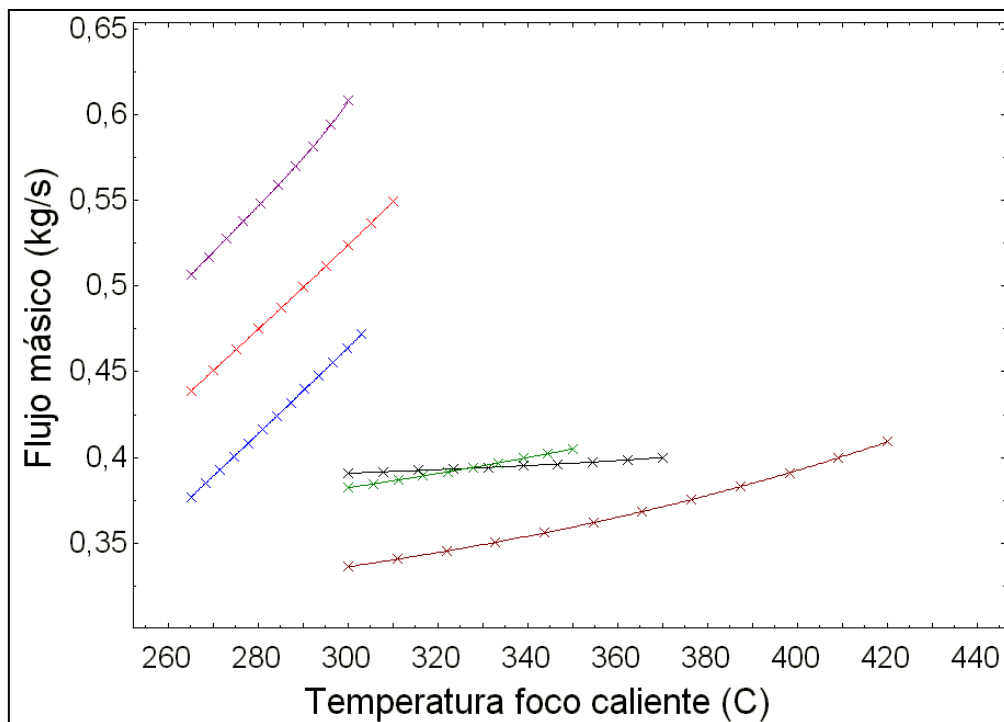


Fig 34. Relación entre la temperatura del foco caliente y flujo de fluido de trabajo

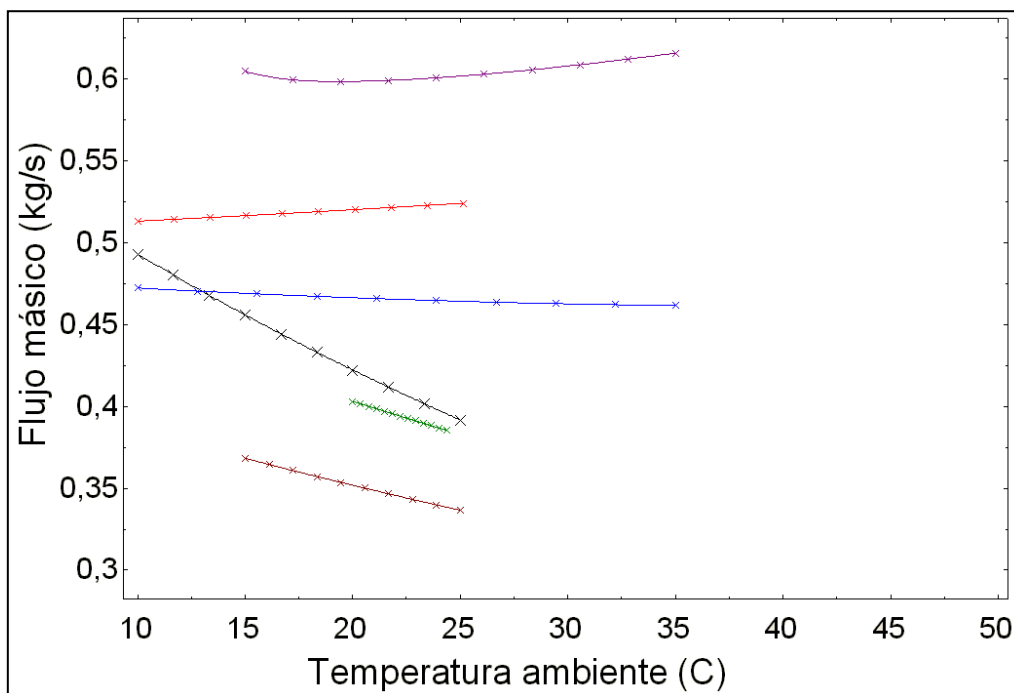


Fig 35. Relación entre el flujo másico y la temperatura ambiente

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

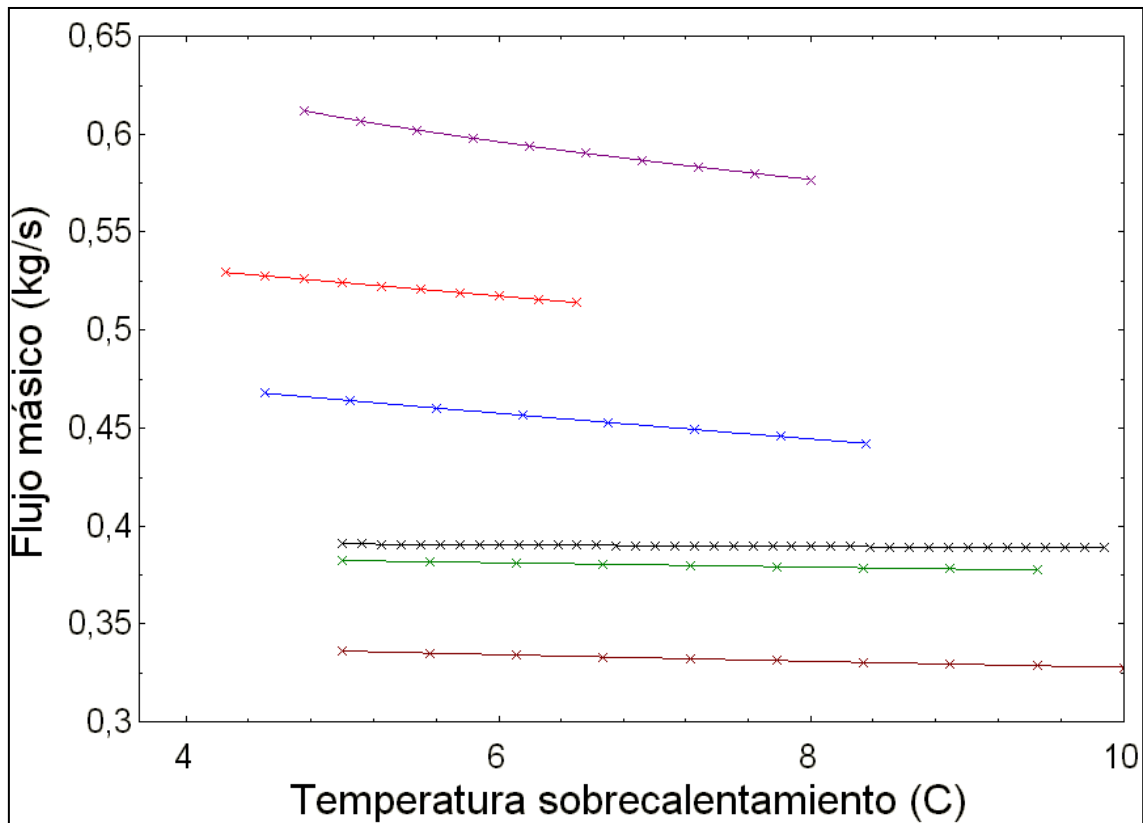


Fig 36. Relación entre el flujo másico y la temperatura de sobrecalentamiento

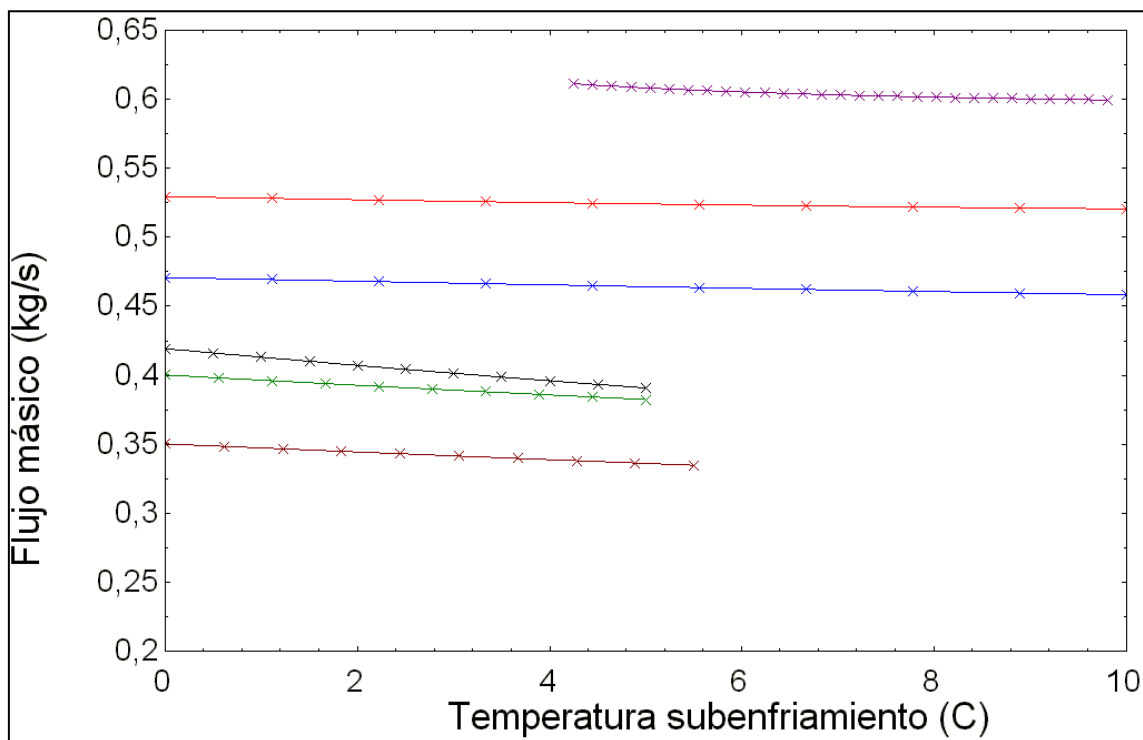


Fig 37. Relación entre el flujo másico y la temperatura de subenfriamiento

B.2.8. CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL EVAPORADOR

A continuación se adjuntan las gráficas que contienen la variación de las pérdidas de presión con respecto a las variables habituales.

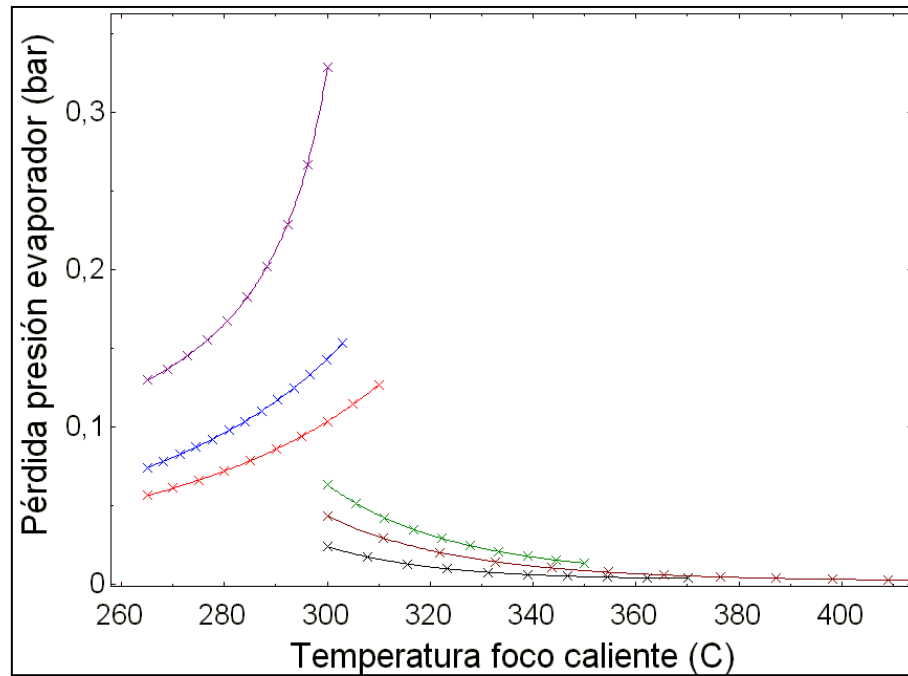


Fig 38. Relación entre pérdida presión en evaporador y temperatura del foco caliente

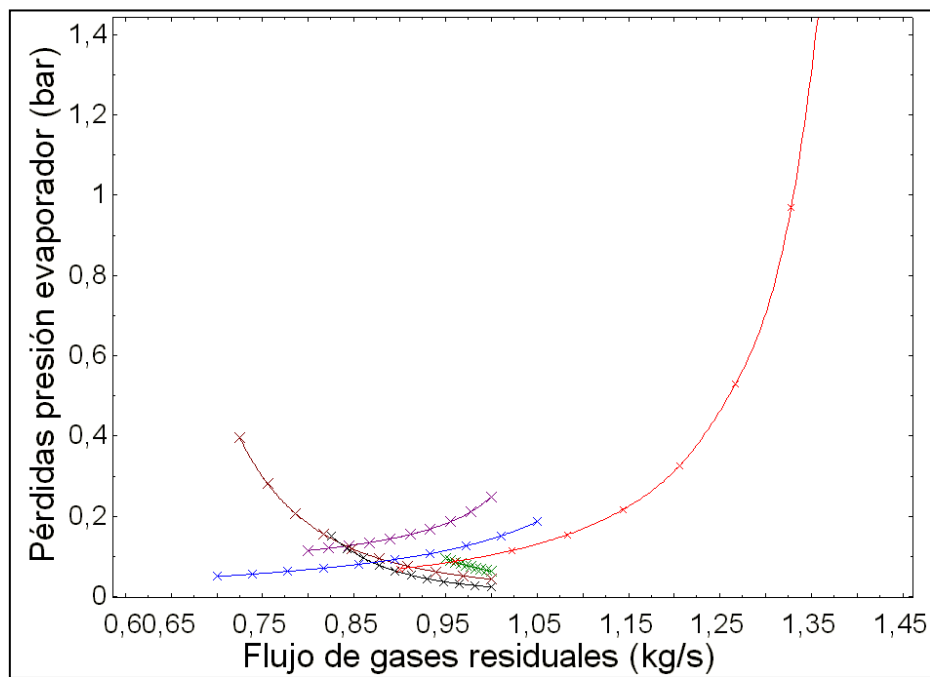


Fig 39. Relación entre las pérdidas de presión en el evaporador y el flujo de gases residuales

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

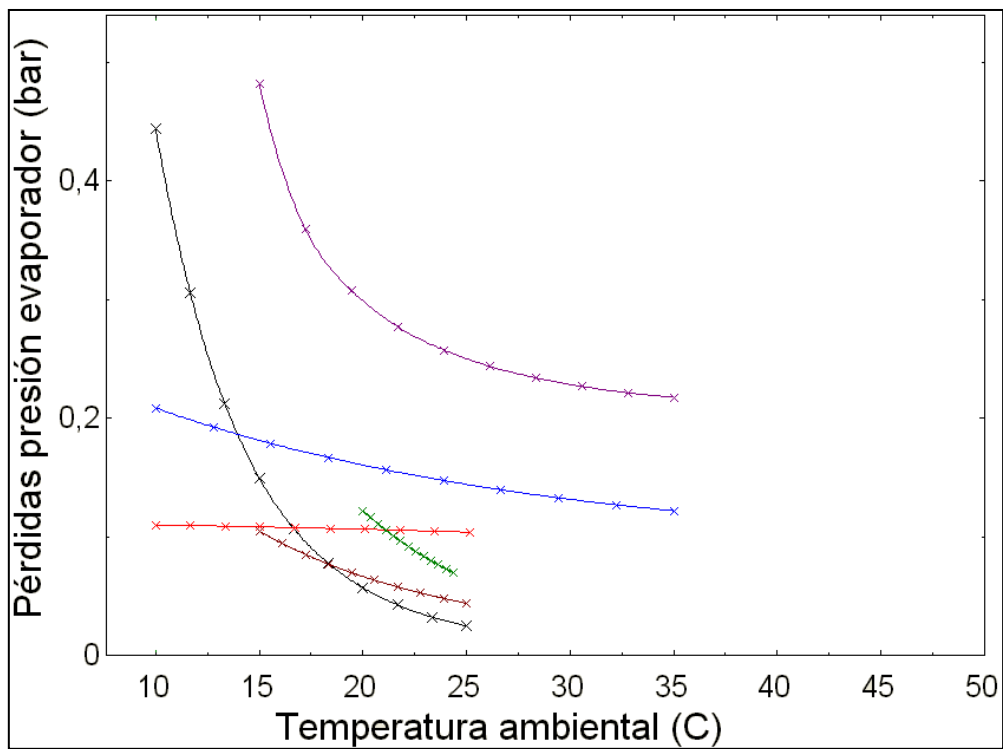


Fig 40. Relación entre las pérdidas de presión en el evaporador y la temperatura ambiental

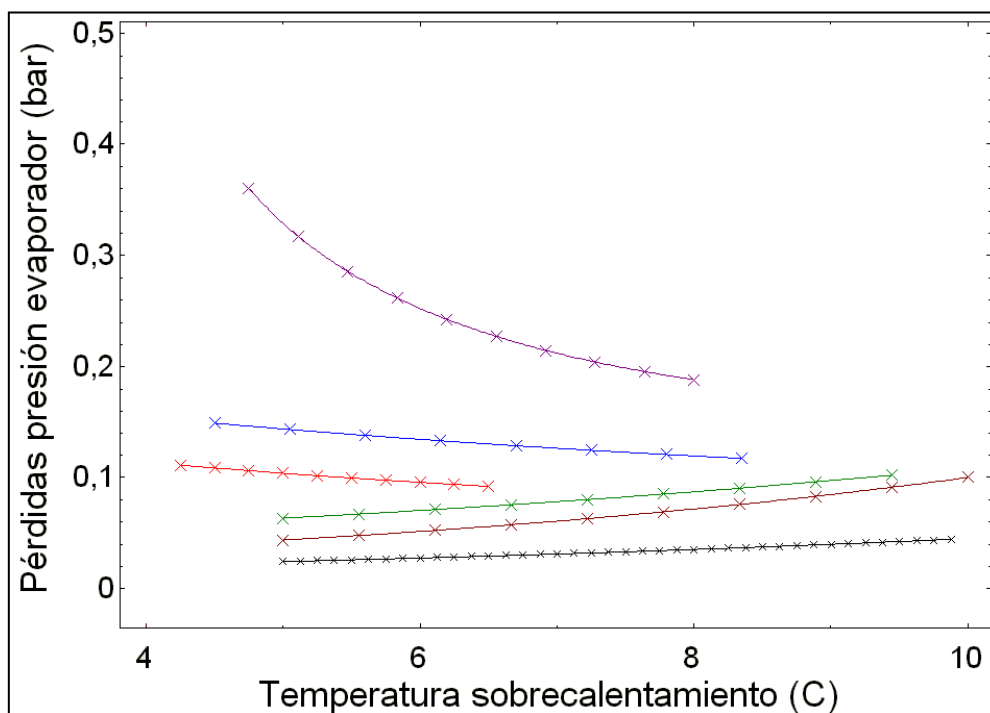


Fig 41. Relación entre las pérdidas de presión en el evaporador y la temperatura de sobrecalentamiento

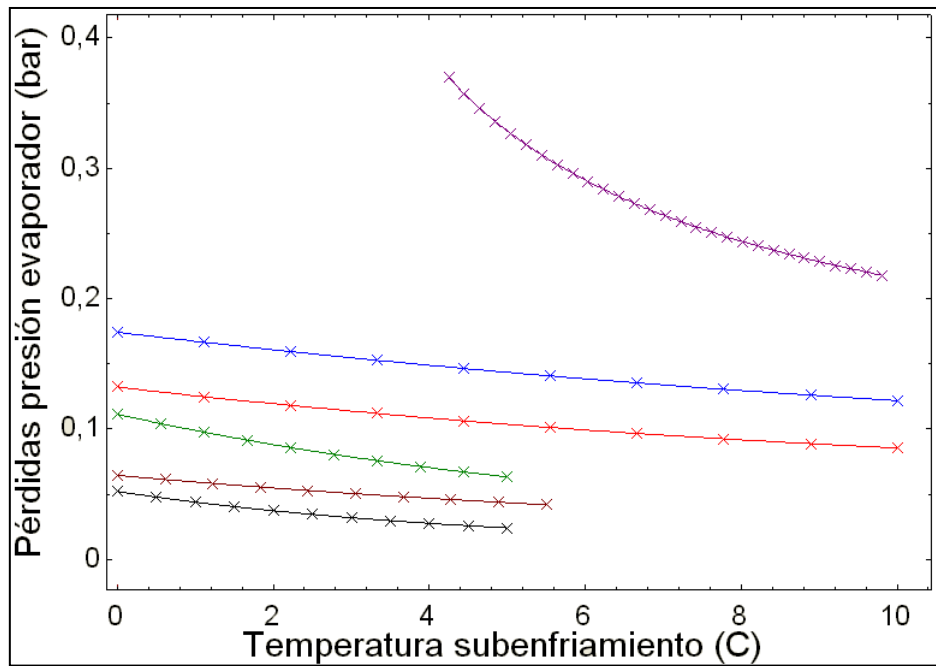


Fig 42. Relación entre las pérdidas de presión en el evaporador y la temperatura de sobrecalentamiento

B.2.9. CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CONDENSADOR

Lo mismo que el apartado anterior, pero con las gráficas correspondientes al condensador.

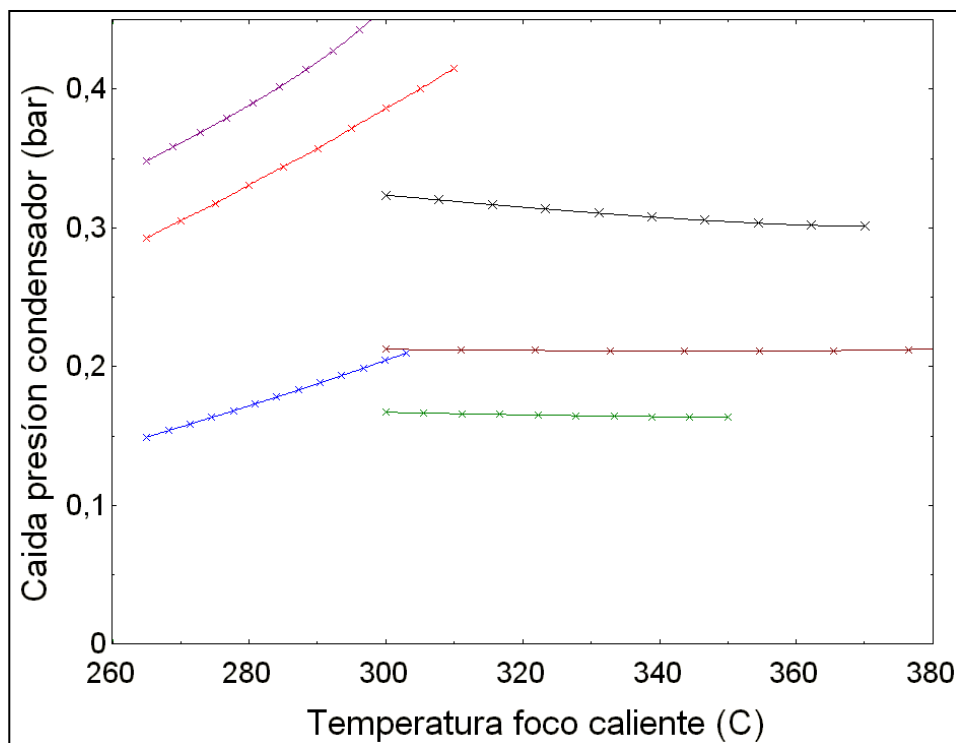


Fig 43. Relación entre la caída de presión en el condensador y la temperatura del foco caliente

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

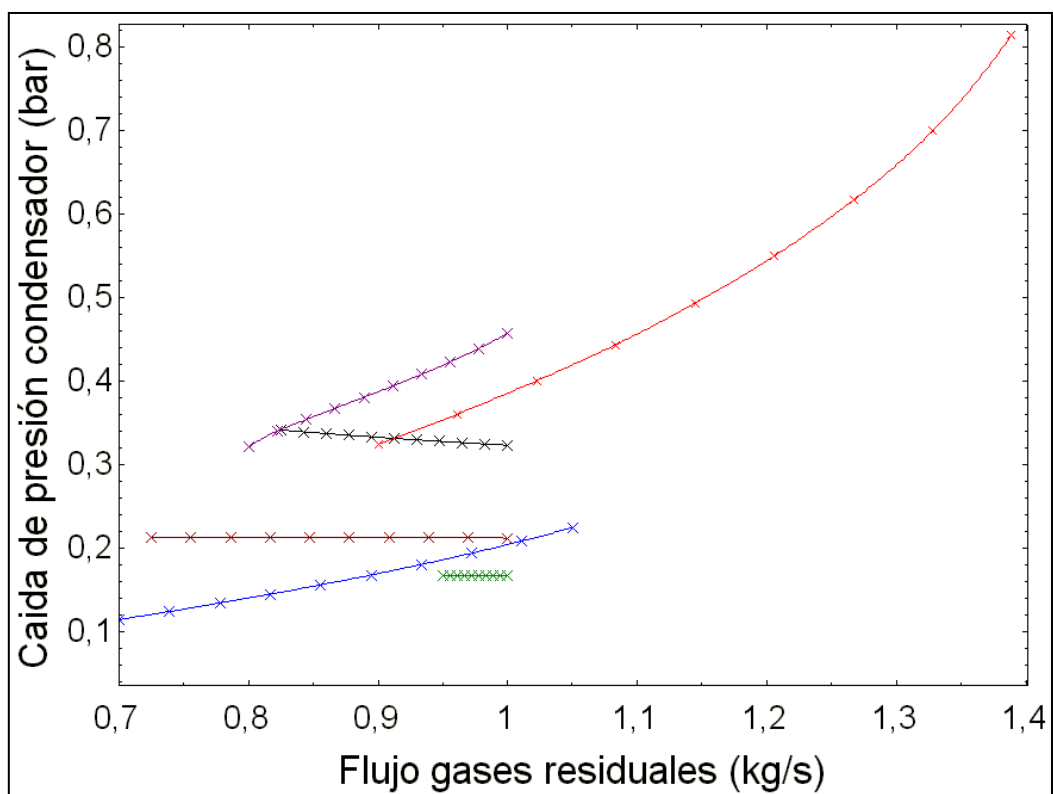


Fig 44. Relación entre la caída de presión en el condensador y el flujo de gases residuales

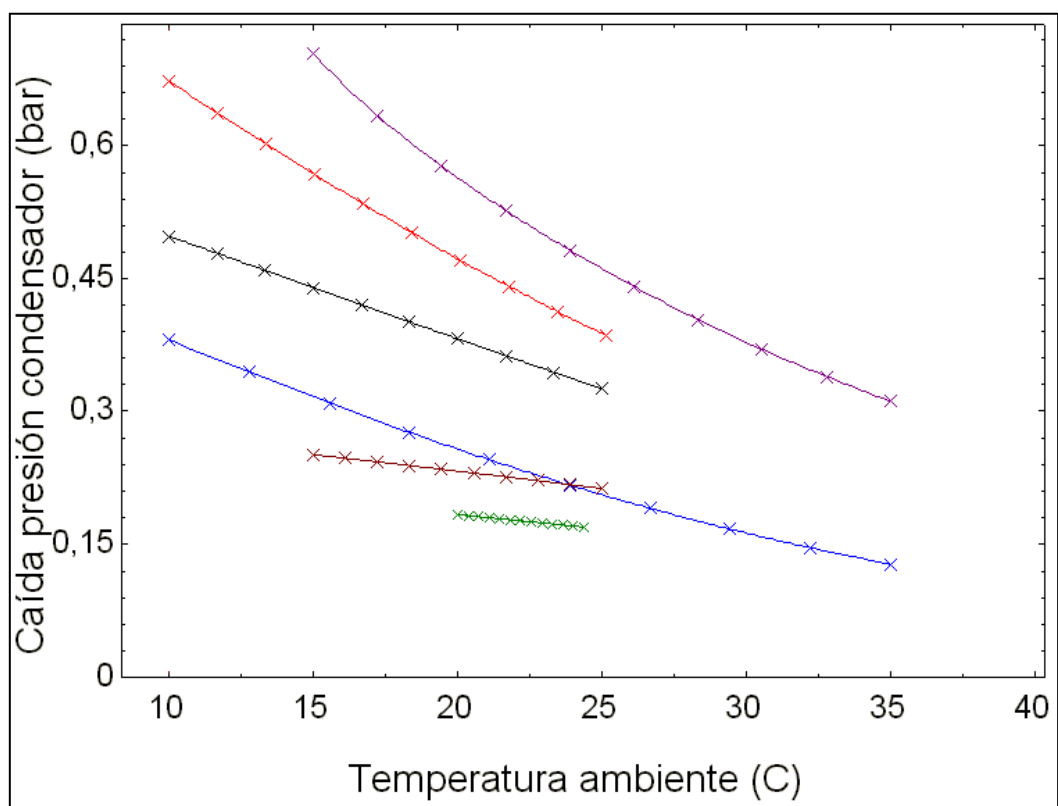


Fig 45. Relación entre la caída de presión en el condensador y la temperatura ambiente

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

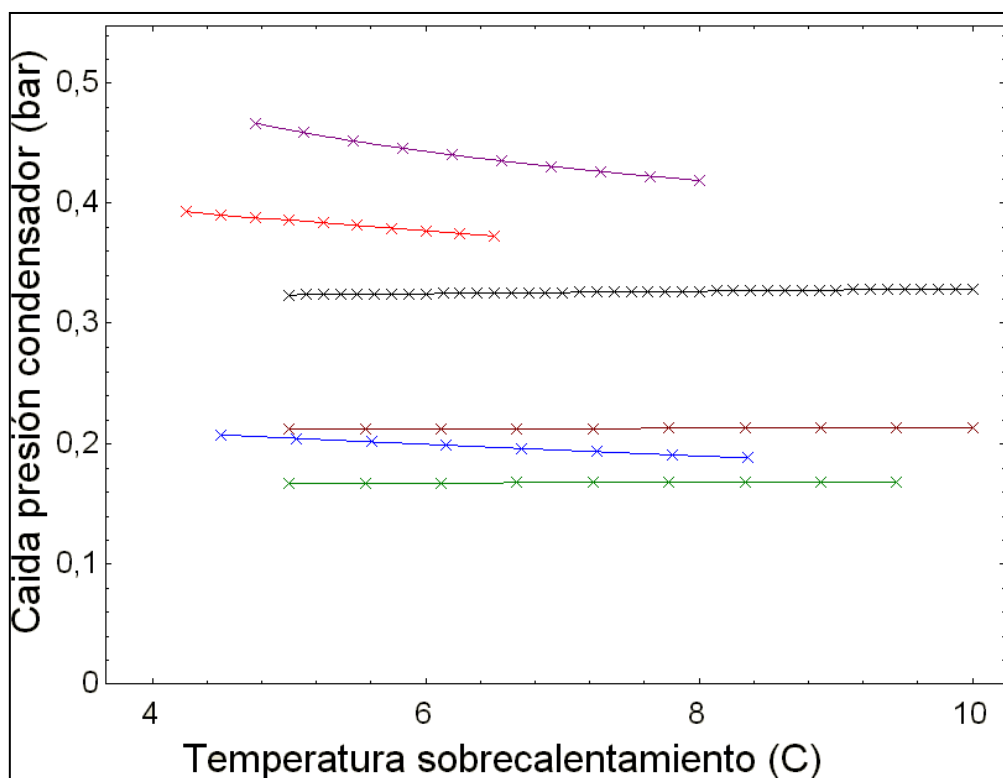


Fig 46. Relación entre la caída de presión en el condensador y la temperatura de sobrecalentamiento

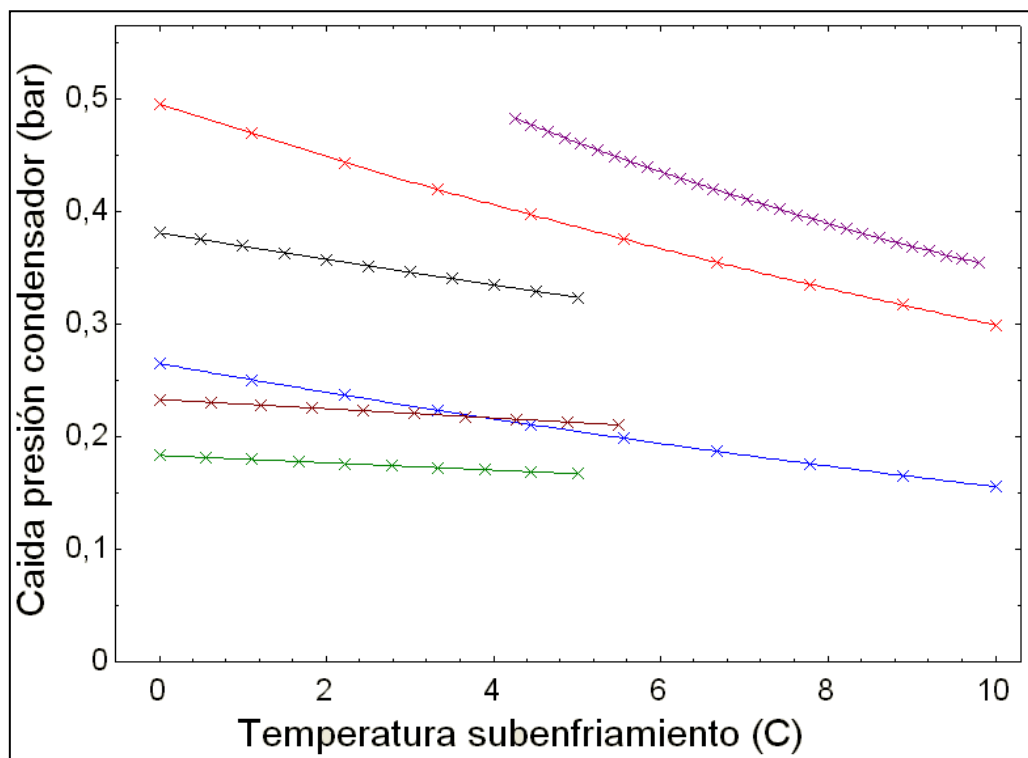


Fig 47. Relación entre la caída de presión en el condensador y la temperatura de subenfriamiento

B.2.10. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE

En este apartado se incluyen las gráficas de las variaciones en la temperatura de los gases de escape.

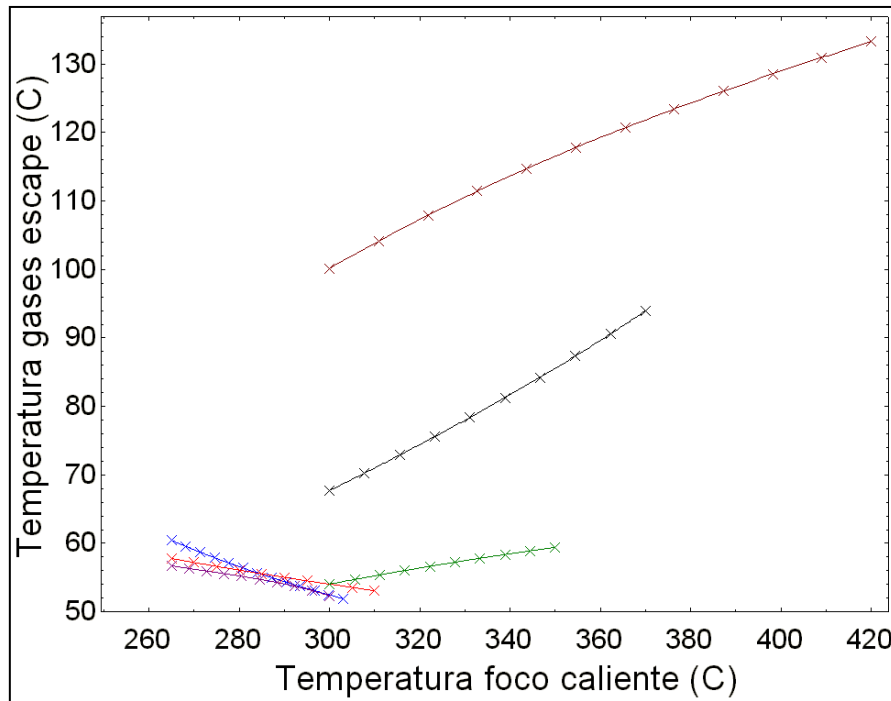


Fig 48. Relación entre la temperatura de los gases de escape y la temperatura del foco caliente

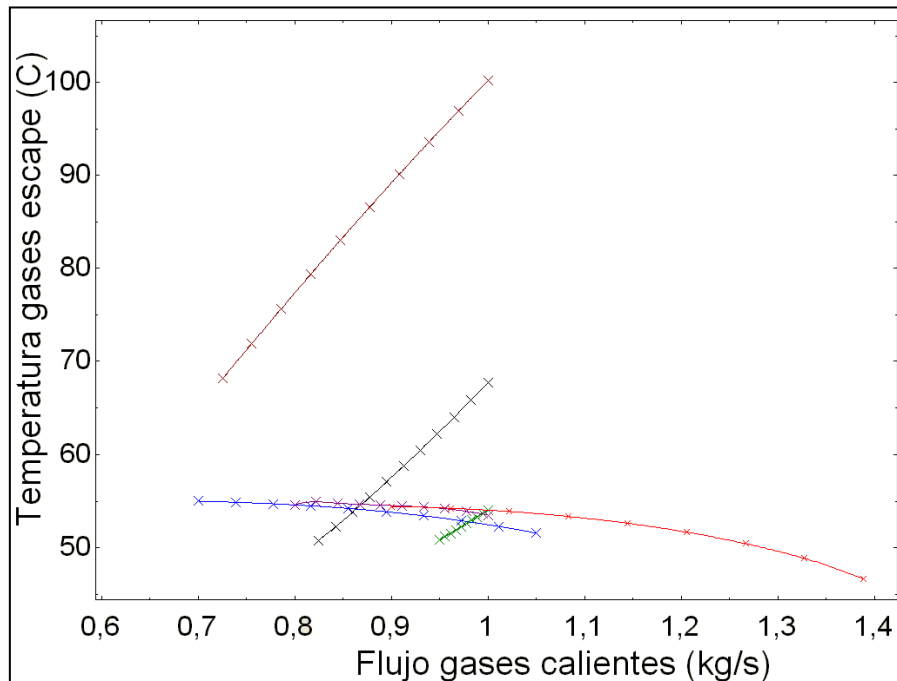


Fig 49. Relación entre el flujo de gases calientes y la temperatura de los gases de escape

ANEXO B: GRÁFICAS ORC

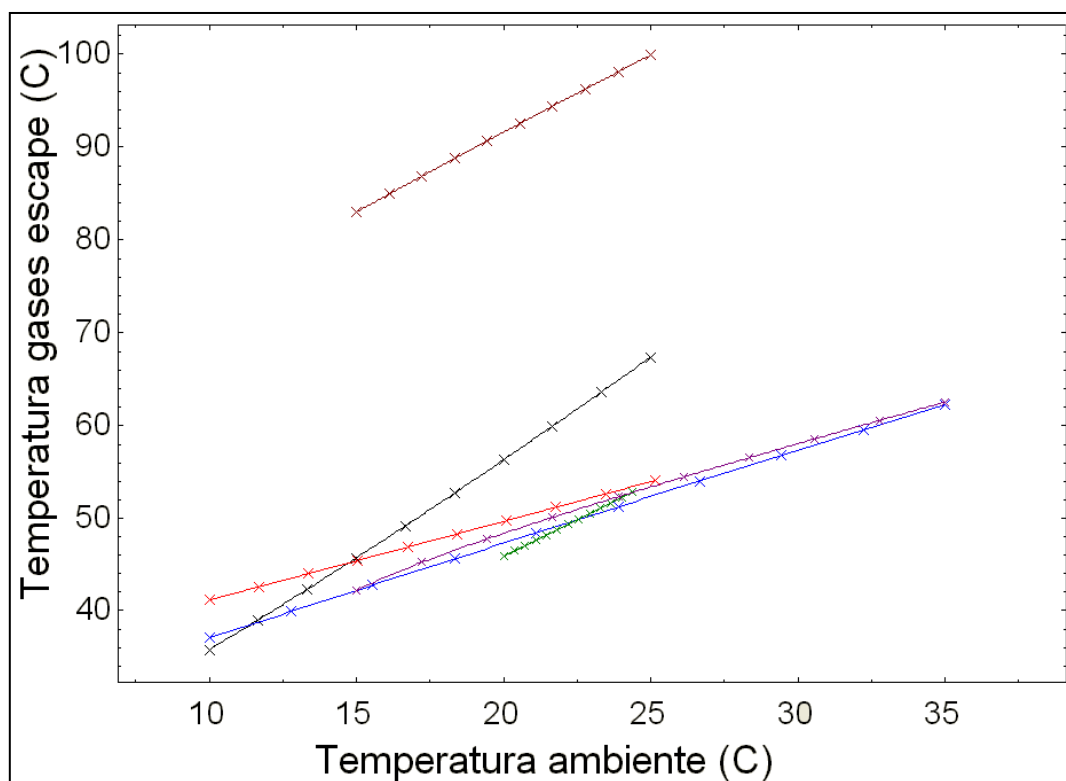


Fig 50. Relación entre la temperatura ambiente y la temperatura de descarga de los gases de escape

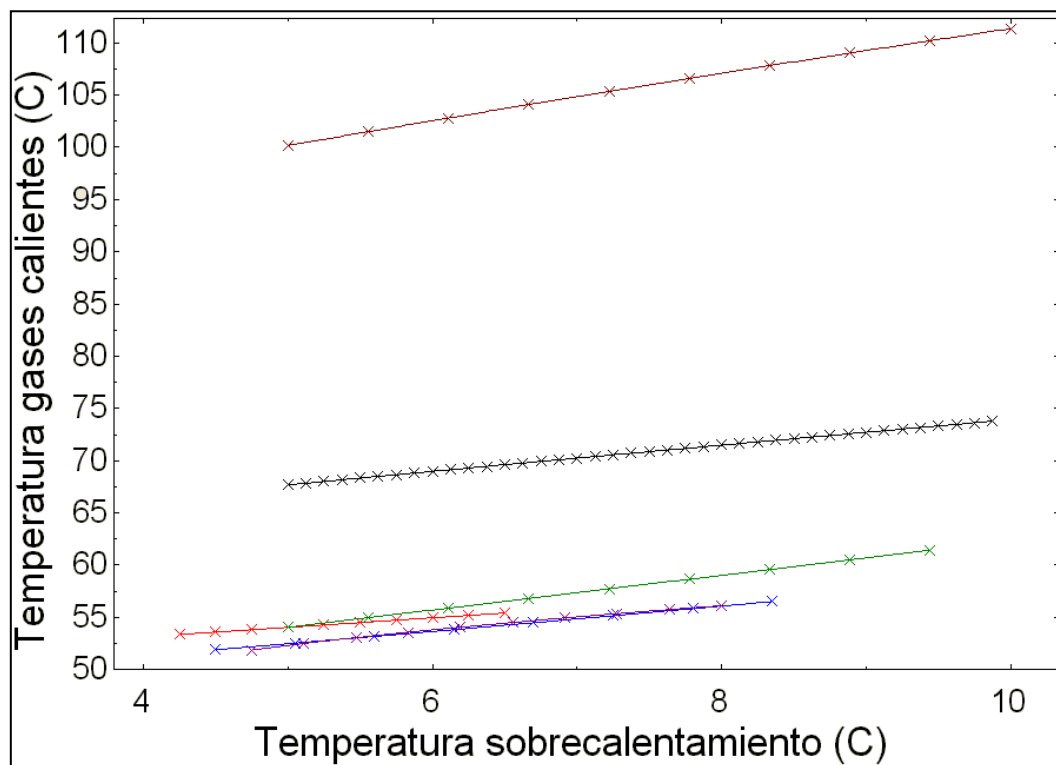


Fig 51. Relación entre la temperatura de sobrecalentamiento y la temperatura de los gases calientes de escape

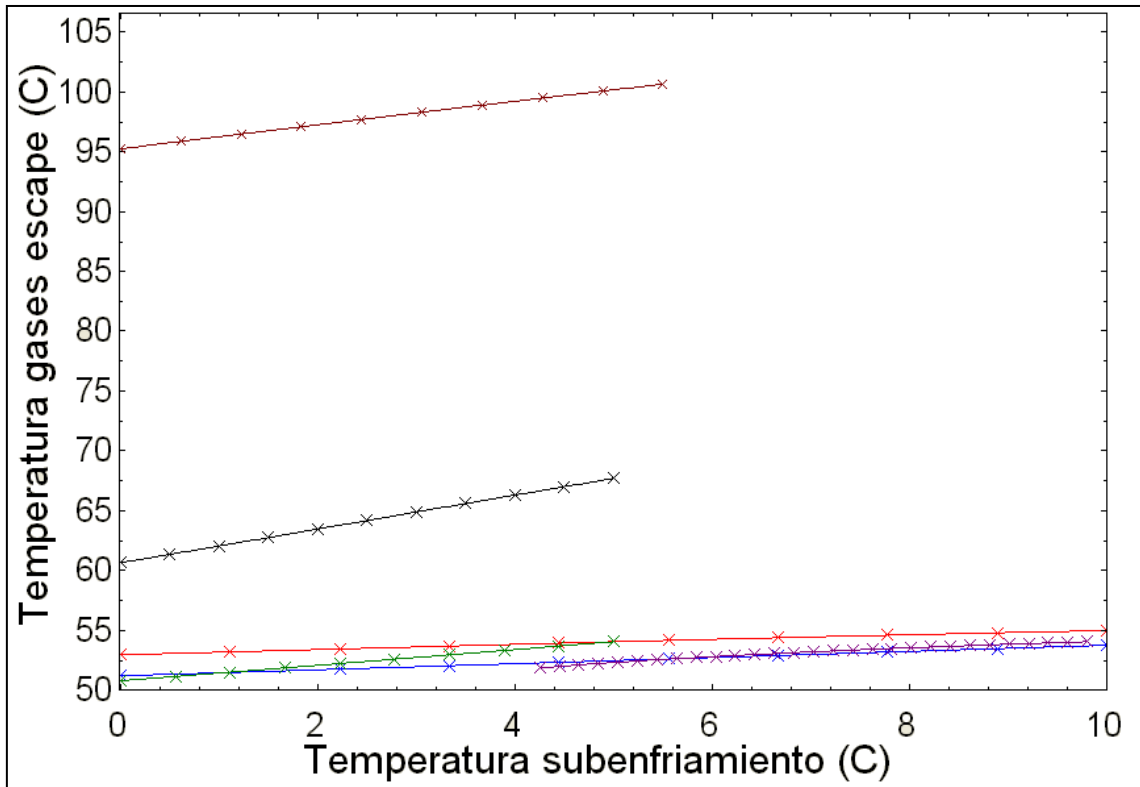


Fig 52. Relación entre la temperatura de subenfriamiento y la temperatura de los gases de escape

B.2.11. VOLUMEN ESPECÍFICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA TURBINA

En la gráfica siguiente se observa claramente la dependencia lineal entre la temperatura de salida de la turbina y el volumen específico del fluido a la salida de la misma.

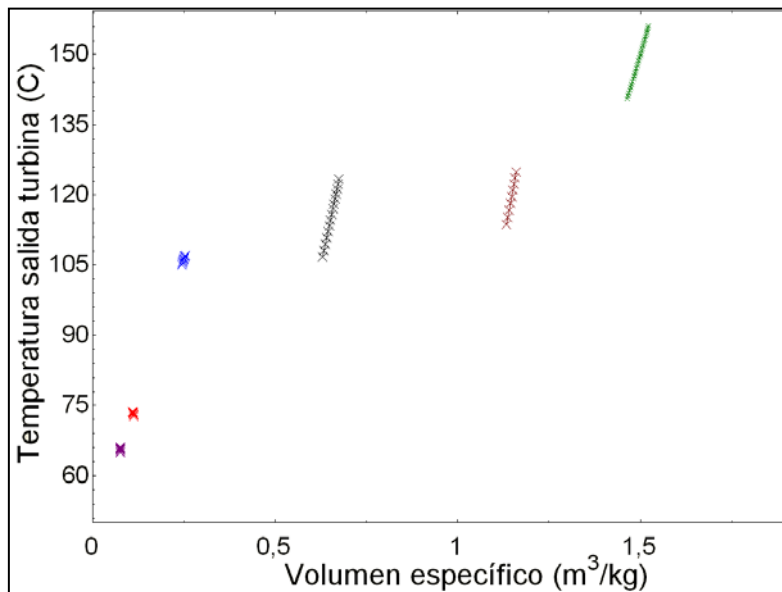


Fig 53. Relación entre la temperatura de salida de la turbina del fluido de trabajo y su volumen específico, variando la geometría del evaporador

ANEXO C. MANUAL DE USUARIO

En esta sección del anexo se introduce al usuario en el ciclo que modela, en donde se explica el significado de los estados y el significado de las variables empleadas, se explica el funcionamiento general del sistema y se explica las relaciones empíricas empleadas.

Las explicaciones siguientes sirven para todos los programas, con excepción del ciclo ORC ideal que tiene menos apartados.

Debe procurarse en todo momento buscar la convergencia, es decir, no cambiar bruscamente los valores de los datos en la entrada, sino que debe hacerse lentamente. Además, cuando se desee cambiar de fluido, lo mejor para que no de errores es cambiar desde las condiciones originales señaladas en la sección 5 de la memoria.

Los programas EES empleados son: “Ciclo ORC real, Ciclohexano, Tolueno y n-Octano”, “Ciclo ORC real, n-Butano, Isobutano”, “Ciclo ORC real Isopentano” y “Ciclo ORC ideal”. Los tres primeros programas funcionan modelizando el ciclo real. El primer programa funciona para los fluidos ciclohexano, tolueno y n-octano, el segundo para el n-butano e isobutano y el tercero para el isopentano. El último programa funciona para todos los fluidos cuando se desea trabajar en ciclo ideal

C.1. INTRODUCCIÓN AL CICLO

Antes de comenzar a explicar el funcionamiento del programa, es necesario explicar la nomenclatura usada, el significado de las variables empleadas y el estado. Las unidades están todas referenciadas al sistema internacional.

El ciclo ORC modelado emplea tres fluidos distintos para su funcionamiento, y el único que puede seleccionar el usuario es el fluido de trabajo de una pequeña lista que se le ofrece al principio en la ventana del diagrama. Los otros dos fluidos son el aire, que trabaja de foco caliente, y el agua, que únicamente sirve para refrigerar el ciclo y tener en cuenta la termodinámica del agua de refrigeración.

C.1.1. SIGNIFICADO DE LOS PUNTOS EN EL CICLO

El significado del número de los estados del fluido de trabajo en el ciclo a continuación:

- El punto 1 significa que el fluido de trabajo es vapor sobrecalentado o saturado, que es el estado a la salida del evaporador o a la entrada de la turbina.
- El punto 2 es vapor sobrecalentado, saturado o una mezcla bifásica, que es el estado del fluido de trabajo a la salida de la turbina o a la entrada del condensador.
- El punto 3 es vapor saturado del fluido de trabajo en el condensador. Este estado habrá que ignorarlo cuando el punto 2 se encuentre en la zona de mezcla bifásica, ya que en las ecuaciones no aportará nada.
- En el punto 4, el fluido de trabajo es líquido saturado, y este punto se encuentra dentro del condensador.

- El punto 5 es la situación en la que el fluido de trabajo se encuentra a la salida del condensador o entrada de la bomba.
- En el punto 6, el fluido es líquido subenfriado a presión de alta, ya que equivale a la salida de la bomba o la entrada al evaporador.
- El punto 7 representa al líquido saturado en el evaporador.
- El punto 8 representa al vapor saturado en el evaporador.

El significado de los estados del aire son los siguientes:

- El punto 1 representa al aire a la entrada del evaporador, cuando más elevada es su temperatura.
- El punto 2 representa al aire en el evaporador, el punto más cercano al fluido de trabajo. En este punto se calcula el Pinch.
- El punto 3 representa la salida del aire del evaporador.

El agua de refrigeración solo tiene dos puntos, entrada y salida y en ningún momento cambia de fase.

C.1.2. VARIABLES TERMODINÁMICAS

Con respecto a las variables de funcionamiento en el programa, primero se explica las propiedades termodinámicas de los estados.

Las variables $p[]$, $T[]$, $s[]$, $h[]$, $x[]$, $k[]$, $cp[]$, $mu[]$, $v[]$, $Q[]$, $\rho[]$ representan a la presión en bares, temperatura en Celsius, entropía en [kJ/(kg.K)], entalpía en [kJ/kg], título, conductividad térmica en [W/(m.K)], calor específico a presión constante en [kJ/kg-K], viscosidad dinámica en [kg/(m.s)], volumen específico en [m³/kg], caudal en [m³/s] y densidad en [kg/m³] respectivamente.

Cuando la variable lleva subíndice “_a[]” implica que es aire en ese estado, y si lleva subíndice “_w[]” significa que es agua de refrigeración. Cuando no lleva subíndice se sobreentiende que es el fluido de trabajo. Si lleva subíndice “0”, expresa un estado del medioambiente. En consecuencia, p_c , T_c y s_c significan respectivamente presión crítica, temperatura crítica y entropía crítica del fluido de trabajo.

Las variables de control, pues no tienen otra función que la de asegurar la convergencia en el fluido de trabajo, son *Diferencia_T1_min*, *Diferencia_T2_min*, *Diferencia_T3_min*, *Diferencia_p1_min*, *Diferencia_p2_min*, *Diferencia_p3_min*, *Diferencia_p4_min* y *Diferencia_s_min*. Son variables que miden respectivamente la diferencia entre de la temperatura del punto crítica y del punto 7, la diferencia entre la temperatura crítica y la del punto 1, la diferencia entre la temperatura crítica y la del punto 8, la diferencia entre presión crítica y la del punto 6, diferencia de presiones entre el punto crítico y el punto 7, diferencia de presiones entre el punto crítico y el punto 8, diferencia de presiones entre el punto crítico y el punto 1 y la diferencia entre la entropía en el punto crítico y la del punto 7.

El valor de todas estas variables de control es necesariamente mayor a cero.

ANEXO C: MANUAL DE USUARIO

La función *duplicate* se encarga de asociar a cada fluido el valor óptimo del coeficiente de transferencia de calor UA en [kJ/K] y con el nombre del fluido, proveniente del ciclo ideal, para así asociar en la siguiente ecuación el número escogido al fluido de trabajo deseado.

Las siguientes variables están fijadas en el programa base, pero deben cambiarse cuando haya un cambio radical en las condiciones iniciales o cuando se pretende investigar nuevos fluidos, ya que fijan la geometría de ambos intercambiadores de calor. Las variables *m_fluido_optimo[]*, *UA_Evaporador_optimo[]* y *UA_condensador_optimo[]* son necesarias para calcular el coeficiente de transferencia cuando se desea variar variables internas como la presión interna en un ciclo ideal si se quiere tener en cuenta la variación del coeficiente UA. En el programa modelado con pérdidas de carga, estas variables no influyen en el cálculo del coeficiente UA, porque la ecuación que las relaciona está comentada.

Las siguientes variables son *Cte_rp_turbina[]*, *D_int_evap[]*, *D_int_aire[]*, *D_int_agua[]*, *D_carc_agua*, *N_tubos_evap[]*, *L_tubos_evap[]*, *N_tubos_cond_p[]* y *L_tubos_cond_p[]*. Estas variables, como las anteriores, no están a la vista de la ventana de usuario. Sin embargo son muy importantes para el ciclo y deben cambiarse si es que se está buscando una geometría adecuada, minimizar las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor o simplemente un cambio en la geometría de los intercambiadores. La primera variable es la constante que multiplica a la variable relación de presiones, con la cual se calcula el rendimiento de la turbina. La segunda variable fija el diámetro interno del tubo del evaporador y la tercera variable fija el diámetro interno de la carcasa del evaporador, ambos dos en [m]. Las dos siguientes sirven lo mismo que las dos anteriores, pero están se emplean para fijar la geometría del condensador. *N_tubos_evap[]*, *L_tubos_evap[]*, *N_tubos_cond_p[]* y *L_tubos[]* sirven para fijar el número de tubos en el evaporador, la longitud de estos en [m], el número de tubos en el condensador y la longitud de los tubos del condensador. Estas variables se repiten tantas veces como fluidos disponibles hay en el programa.

Pasando a otra sección del programa, “Equipos”, *m_gases*, *m_fluido* y *m_refrigeracion* representan el flujo de gases, de fluido de trabajo y de agua de refrigeración respectivamente en [kg/s]. Este último está fijado a 6 kg/s.

Q_trasferido y *Q_trasferido_cond* son el calor intercambiado en el evaporador y condensador en [kW]. *EPSILON_evaporador* y *EPSILON_condensador* son respectivamente la eficiencia de intercambio de calor en el evaporador y en el condensador.

La variable *I_* representa el flujo de destrucción de exergía en el equipo que figura en el subíndice. *DeltaT* representa la diferencia de temperaturas a la entrada o a la salida del intercambiador, diferenciándose entre evaporador y condensador. *T_h* es la temperatura del foco caliente, *Ta[1]*. La variable *eta_* es el rendimiento y *W_* es el trabajo que representa el trabajo extraído en la turbina, del ciclo o los trabajos necesarios para impulsar la bomba o la bomba del agua de refrigeración, según sea el subíndice, en [kW].

La variable *rp* es el cociente entre la presión de alta y la presión de baja en la turbina.

La variable *Entalpia_evaporizacion* mide la cantidad de energía en kJ/kg necesaria para evaporar el fluido de trabajo desde líquido saturado.

En el apartado “Correlación UA”, *UA_evaporador_2* es el valor del coeficiente de transferencia de calor en [J/K] y *UA_evaporador_2_k* es el valor de dicho coeficiente en [kJ/K].

D_{int} es el valor del diámetro interno del tubo en el evaporador, por eso toma el valor de $D_{int_evap}[]$. El espesor del tubo es e_{pared} . D_{ext} es el diámetro externo de la tubería y D_{aire} es el diámetro de la carcasa. N_{tubos} y L_{tubos} son el nº de tubos y longitud del tubo. " D_{equiv} " es el diámetro equivalente en [m].

Entender los subíndices de las variables de en los intercambiadores es fácil, " $_{aire}$ " se refiere a la parte del evaporador en contacto con el aire, " $_{pared}$ " se refieren al material de la sección del tubo. " $_{sub}$ " se refiere a la parte subenfriada del intercambiador, " $_{sob}$ " a la parte sobrecalentada del intercambiador, " $_{interfase}$ " al cálculo de la interfase, " $_{lsat}$ " cálculo referido al líquido saturado, " $_{vsat}$ " al cálculo del vapor saturado.

Las variables R , h , $Nusselt$, f , Re , Pr , y C_t son respectivamente resistencia [K/W], coeficiente de convección [W/ (m².K)], el número de Nusselt, coeficiente de fricción, número de Reynolds, número de Prandtl y una constante del modelo de Gnielinski para calcular el número de Nusselt.

" SS " Es la velocidad del sonido en el medio en [m/s]. " $Cambio_W_kW$ " es la constante para pasar de W a kW. " L " representa la longitud en el intercambiador del fluido de trabajo en una fase en [m]. El índice 1 en " L " indica parte subenfriada, 2 indica interfase y 3 indica sobrecalentamiento. " v_{-} " en esta sección y en la siguiente indica velocidad en [m/s], no hay que confundirlo con el volumen específico.

En la sección "Pérdidas de carga" " $DELTA_P_{-}$ " indica la pérdida de carga en [bar] en la parte del equipo que indica el subíndice.

C.2. FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA

El programa consta de 2 partes bien definidas al abrirlo; la primera parte consta de 12 funciones, las cuales calculan varias propiedades cuando el programa principal las llama. La segunda parte está el sistema de ecuaciones capaz de resolver el ciclo completamente.

C.2.1. PRIMERA PARTE DEL PROGRAMA

En este apartado se explica brevemente las funciones del programa. La variable común a todas ellas es *fluido\$*, que por comodidad no se menciona para no repetir.

La primera de las funciones, llamada *friccion* calcula el coeficiente de fricción en función del número de Reynolds. Cuando el valor del número de Reynolds es superior a 4000, calcula la fricción de la zona turbulenta según el número de Finolenko. [6]

La segunda función, *Resistencia_sob*, calcula la resistencia térmica de la parte sobrecalentada del condensador en función de la sección del diámetro interno del tubo del condensador, del coeficiente de convección térmica y del título a la salida del evaporador. Si el título es menor o igual que uno, entonces la Resistencia da por defecto cero, sino, calcula su valor en función de la sección y del coeficiente de convección.

La tercera función, *Temperatura*, calcula la temperatura a la entrada de la turbina en función de la temperatura de sobrecalentamiento y de la presión a la entrada de la turbina. Cuando la temperatura de sobrecalentamiento es cero, por defecto calcula la temperatura de saturación a la presión dada.

ANEXO C: MANUAL DE USUARIO

La cuarta función, *Entalpia*, calcula la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la turbina a partir de las temperaturas de entrada de la turbina, temperatura de sobrecalentamiento y presión de la entrada de la turbina. Al igual que el caso anterior, cuando la temperatura de sobrecalentamiento vale cero, el programa calcula la entalpía para cuando es vapor saturado a la presión de entrada a la turbina.

La quinta función, *Velocidad_sonido*, calcula la velocidad del sonido del fluido en la zona del evaporador sobrecalentado a partir de las temperaturas a la entrada de la turbina y de saturación a las presiones de entrada a la turbina y de saturación, que son los puntos 1 y 8 en el programa, y de la temperatura de sobrecalentamiento. Cuando la temperatura de sobrecalentamiento es cero, la función calcula la velocidad del sonido para cuando el fluido es a temperatura T1 vapor saturado. En caso contrario calcula la velocidad del sonido del vapor sobrecalentado como la media aritmética de las temperaturas y presiones en los puntos 1 y 8.

La sexta función, *Entalpia_cond*, calcula la temperatura de la salida del condensador en función de la temperatura de subenfriamiento y de la presión a la salida del condensador. Funciona de manera similar que la tercera función.

La séptima función, *Velocidad_sonido_cond*, calcula la velocidad del sonido en la zona subenfriada del condensador a partir de las variables temperatura subenfriamiento, presión de saturación, presión a la salida del condensador, temperatura de saturación y temperatura de salida del condensador. El modo de calcular es similar a la quinta función.

La octava función, *Titulo_condensador*, sirve para calcular el título medio en la zona evaporada del condensador para calcular después el coeficiente de convección térmica según Värme Atlas. [6] Cuando el título a la salida de la turbina se encuentra en la zona sobrecalentada, el programa asigna el título como uno, sino lo iguala al valor del título en la zona de la interfase, en caso de que la salida del fluido de trabajo de la turbina acabase en la interfase.

La novena función, *Long2*, calcula para el programa principal, en el condensador, la longitud del condensador que se emplea para condensar el vapor en la interfase. Las variables de entrada son las entalpías en los puntos 2, 3, 4 y 5 y la longitud del condensador. En el caso de que el vapor a la salida de la turbina caiga en la interfase (que la entalpía del punto 2 sea menor que la del punto 3), calcula la longitud en función de las entalpías en los puntos 2, 4 y 5 y de la longitud del condensador, sino lo calcula en función de todas las variables de entrada.

La décima función, *viscosidad*, calcula la viscosidad en los puntos 1,2, 5 y 6, a partir de la presión y la entalpía. Cuando el estado es sobrecalentado o subenfriado, calcula la viscosidad en función de la presión y la entalpía en el punto. Si el punto en cuestión se encuentra en la interfase, se recurre a la relación de Cicchini [67]

Las dos últimas funciones, *calorespecifico* y *conductividad*, calculan respectivamente el calor específico y la conductividad del fluido en los puntos 1, 2, 5 y 6. Calculan estos valores del mismo modo que la décima función.

Existen otras dos funciones más, *presionsobrecalentador* y *caida_presion*, que calculan la caída de presión en el sobrecalentamiento del condensador y la presión en el punto 2 en

función de las caídas de presión en la interfase y en la zona sobrecalentada y en los puntos 3 y 4. Cuando el título del punto 2 es mayor que uno, calcula la caída de presión en la zona sobrecalentada, en otro caso este valor es cero.

C.2.2. PROGRAMA PRINCIPAL

El programa funciona a partir de los datos que introduce el usuario introduce en la ventana "Diagram Window". Estos datos son el fluido, temperatura de los gases residuales a la entrada del ciclo, temperatura ambiental, temperatura de sobrecalentamiento, temperatura de subenfriamiento y flujo másico. Se supone que el usuario no varía bruscamente los datos de entrada para asegurar la convergencia del programa.

En la sección "Cálculo de los estados" el programa se encarga de calcular los estados del fluido de trabajo, del agua de refrigeración y del aire.

En la sección "Selección de fluidos" el programa selecciona el fluido seleccionado por el usuario y carga una geometría previamente definida.

En la sección "Equipos", el programa calcula los balances de masa, de energía, flujos de destrucción de exergía, rendimientos, trabajos producidos o consumidos en los equipos.

En la sección "Correlación UA", el programa calcula el coeficiente UA del intercambiador de calor a partir de las correlaciones de Gnielinski y de Värme-Atlas.

La última sección, "Pérdidas de carga", se encarga de calcular las caídas de presión producidas.

C.3. CORRELACIONES EMPLEADAS

Este programa utiliza varias correlaciones para poder calcular la transferencia de calor de forma más realística.

C.3.1. CORRELACIÓN DE GNIELINSKI

La principal es la correlación de Gnielinski, que impone la ecuación de Nusselt siguiente:

$$Nu_f = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] c_t$$

Además el valor de C_t en la zona subenfriada es:

$$c_t = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.11}, \quad \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right) = 0.05 - 20$$

Y en la zona de vapor:

$$c_t = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.11}, \quad \left(\frac{T_f}{T_w} \right) = 0.5 - 1.5$$

Por defecto, se escoge C_t unitario, porque es el valor aproximado medio. Esto se hace porque no se conocen las diferencias de temperaturas en el interior del fluido ni en la pared, debe medirse experimentalmente. Estas ecuaciones se encuentran en Wei [5]

C.3.2. CORRELACIÓN DE FINOLENKO

Esta correlación sirve para calcular el coeficiente de fricción en la tubería en régimen turbulento, como hace Wei [5].

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$$

C.3.3. CORRELACIÓN DE VÄRME-ATLAS

Esta correlación sirve para calcular el coeficiente convectivo del fluido de trabajo en la región bifásica. Para ello debe conocerse primero el título medio del fluido de trabajo, los coeficientes convectivos cuando es vapor saturado y cuando es líquido saturado, además de sus densidades en vapor y líquido saturado.

La correlación anterior se ha sacado también de Wei [5]

C.4. CONVERGENCIA

En esta sección se adjuntan dos tablas explicativas, las cuales contienen que fluidos convergen a otros fluidos. En todos los casos se parte de valores iniciales para los cuales el fluido inicial da un resultado bueno.

C.4.1. CICLO IDEAL

La tabla sirve para ayudar a encontrar la convergencia cuando se cambia de fluido de trabajo. Los valores de UA óptimos fijados para Isobutano, n-Butano e isopentano corresponden a temperaturas de vapor saturado de 15°C menores que la temperatura crítica.

		Fluido convergente final					
Fluido origen	\	Ciclohexano	Isopentano	n-Butano	n-Octano	Isobutano	Tolueno
	Ciclohexano	x			x		x
	Isopentano		x				x
	n-Butano	x		x		x	
	n-Octano	x	x		x	x	
	Isobutano			x		x	x
	Tolueno		x		x		x

Tabla 5. Relación de convergencia cuando se cambia de fluido de trabajo en un ciclo ideal

C.4.2. CICLO REAL

En esta sección, la tabla sirve para ayudar a encontrar la convergencia cuando se cambia de fluido de trabajo, en el caso de que el ciclo sea el real.

		Fluido convergente final					
Fluido origen		Ciclohexano	Isopentano	n-Butano	n-Octano	Isobutano	Tolueno
	Ciclohexano	x			x *(1)		x
	Isopentano		x				
	n-Butano			x		x	
	n-Octano				x		x
	Isobutano					x	
	Tolueno						x

Tabla 6. Relación de convergencia cuando se cambia de fluido de trabajo en un ciclo real

*(1) Nota: Si se pone $T[1]=191\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p[1]=p[7]=p[8]=4,25\text{ bar}$, $T_a[1]=300$, $k[7]=0,9195$, entonces se consigue la convergencia, otro caso es imposible.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] X.D. WANG, L. ZHAO, Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation
- [2] PEDRO J. MAGO, LOUAY M. CHAMRA, KALYAN SRINIVASAN, CHANDRAMOHAN SOMAYAJI, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids
- [3] Y. CHEN A, P. LUNDDVIST A, A. JOHANSSON A, P. PLATELL B, A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery
- [4] M. J. E. VERSCHOORTS & E. P. BROUWER, Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and Organic Rankine Cycles
- [5] DONGHONG WEI, XUESHENG LU, ZHEN LU, JIANMING GU, Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery
- [6] BO TAU LIU, KUO HSIANG CHIEN, CHI CHUAN WANG, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery
- [7] J. LARJOLA, Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)
- [8] PAOLA BOMBARDA, COSTANTE M. INVERNIZZI, CLAUDIO PIETRA, Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles
- [9] IACOPO VAJA, AGOSTINO GAMBAROTTA, Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)
- [10] YIPING DAI, JIANGFENG WANG, LIN GAO, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery
- [11] DONGHONG WEI, XUESHENG LU, ZHEN LU, JIANMING GU, Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery
- [12] TZU-CHEN HUNG, Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids
- [13] R. CHACARTEGUI, D. SÁNCHEZ, J.M. MUÑOZ, T. SÁNCHEZ, Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants
- [14] COSTANTE INVERNIZZI, PAOLO IORA, PAOLO SILVA, Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines
- [15] A. RENTIZELAS A, S. KARELLAS B, E. KAKARAS B, I. TATSIPOULOS, Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications
- [16] H. VAN PUTTEN, P. COLONNA, Dynamic modeling of steam power cycles: Part II – Simulation of a small simple Rankine cycle system

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [17] A. SCHUSTER, S. KARELLAS, E. KAKARAS, H. SPLIETHOFF, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications
- [18] A. SCHUSTER, S. KARELLAS, R. AUMANN, Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles
- [19] MORTAZA YARI, Energetic analysis of various types of geothermal power plants
- [20] ALESSANDRO FRANCO, MARCO VILLANI, Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields
- [21] S.M. SARAMELI, D.Y. GOSWAMI, Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle
- [22] CALIN ZAMFIRESCU, IBRAHIM DINCER, Thermodynamic analysis of a novel ammonia–water tri-lateral Rankine cycle
- [23] X.D. WANG, L. ZHAO, Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature Solar Rankine cycles for power generation
- [24] G. KOSMADAKIS, D. MANOLAKOS, S. KYRITSIS, G. PAPADAKIS, Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination
- [25] D. MANOLAKOS, G. PAPADAKIS, S. KYRITSIS, K. BOUZIANAS, Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination
- [26] D. MANOLAKOS, G. KOSMADAKIS, S. KYRITSIS, G. PAPADAKIS, Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit
- [27] R. CHACARTEGUI, D. SÁNCHEZ, J.M. MUÑOZ, T. SÁNCHEZ, Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants
- [28] D. MILLS, Advances in solar thermal electricity technology
- [29] FRANZ TRIEB, OLE LANGNIß and HELMUT KLAIB, Solar electricity generation a comparative view of technologies, costs and environmental impact
- [30] ALEKSANDRA BORSUKIEWICZ-GOZDUR, WLADYSŁAW NOWAK, Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle
- [31] ULLI DRESCHER, DIETER BRÜGGEMANN, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants
- [32] BERTRAND FANKAM TCHANKE, GEORGE PAPADAKIS, GREGORY LAMBRINOS, ANTONIOS FRANGOUDAKIS, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [33] NGUYEN VM, DOHERTY PS, RIFFAT SB, Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system
- [34] JAESEON LEE, ISSAM MUDAWAR, Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications
- [35] DIPIPPO R, Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids.
- [36] NAJJAR YSH. Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems.
- [37] Wikipedia, <http://es.wikipedia.org/wiki/Isopentano>
- [38] JOAQUIM CASAL, HELENA MOTIEL, EULÀLIA PLANAS, JUAN A. VÍLCHEZ, Análisis del riesgo en instalaciones industriales, página 117
- [39] “Ficha técnica del Isobutano”, Gas Servei, <http://www.gas-servei.com/docs/Ficha%20tecnic%20del%20isobutano.pdf>
- [40] DIDEVAL Limitada, <http://www.dideval.com/pdf/seguridad/TOLUENO.pdf>
- [41] Wapedia, <http://wapedia.mobi/es/Octano>
- [42] LINARES HURTADO J., MORATILLA SORIA B., MEJÍAS MARTINEZ J.J., Uso de un compresor hermético scroll de refrigeración como expansor para un ciclo ORC
- [43] SYLVAIN QUOILIN, VINCENT LEMORT, JEAN LEBRUN, Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander
- [44] DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA, ÁREA DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS de la universidad de Cantabria
<http://www.diee.unican.es/Aire%20acondicionado/005%20Refrig%20y%20Salm.pdf>
- [45] Fichas internacionales de seguridad química,
http://actrav.itcilo.org/osh_es/m%3dulos/ic/110827.htm
- [46] GIANFRANCO ANGELINO and PIERO COLONNA DI PALIANO, Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs)
- [47] V. MAIZZA AND A. MAIZZA, Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems
- [48] J. GUALLAR, Apuntes de la asignatura Instalaciones frigoríficas y Aire acondicionado

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bibliografía gráfica

Portada: D. MANOLAKOSA, G. PAPADAKISA, S. KYRITSIS, K. BOUZIANAS, Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination

[Figura 1] J. LARJOLA, Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)

[Figura 2] PEDRO J. MAGO, LOUAY M. CHAMRA, KALYAN SRINIVASAN, CHANDRAMOHAN SOMAYAJI, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids & YIPING DAI, JIANGFENG WANG, LIN GAO, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery & FACULTAD de INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES, Apuntes de CENTRALES ELÉCTRICAS, <http://materias.fi.uba.ar/6517/Teoricas/Turbinas%20a%20Vapor/Ciclos%20a%20vapor.pdf>

[Figura 3] A. RENTIZELAS A, S. KARELLAS B, E. KAKARAS B, I. TATSIPOULOS, Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications

[Figura 4] POWERVERDE INC. <http://powerverdesolar.com/technology.php>

[Figura 5] X.D. WANG, L. ZHAO, Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation

[Figura 6] G. KOSMADAKIS, D. MANOLAKOS, S. KYRITSIS, G. PAPADAKIS, Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination

[Figura7] A. SCHUSTER, S. KARELLAS, E. KAKARAS, H. SPLIETHOFF, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications

[Figura 8] D. MANOLAKOS, G. PAPADAKISA, S. KYRITSIS, K. BOUZIANAS, Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination

[Figuras 9 y 10] Y. CHEN A, P. LUNDDVIST A, A. JOHANSSON A, P. PLATELL B, A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery

[Figuras 11 y 12] A. SCHUSTER, S. KARELLAS, R. AUMANN, Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles

[Figura 13] S.M. SARAMELI, D.Y. GOSWAMI, Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle

[Figura 14] FRANZ TRIEB, OLE LANGNIß and HELMUT KLAIß, Solar electricity generation a comparative view of technologies, costs and environmental impact

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [Figura anexo 1] PEDRO J. MAGO, LOUAY M. CHAMRA, KALYAN SRINIVASAN, CHANDRAMOHAN SOMAYAJI, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids
- [Figura anexo 2] X.D. WANG, L. ZHAO, Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation
- [Figura anexo 3] DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA, ÁREA DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS de la universidad de Cantabria
<http://www.diee.unican.es/Aire%20acondicionado/005%20Refrig%20y%20Salm.pdf>