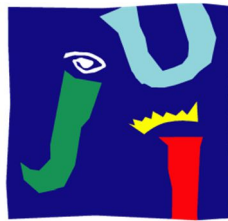


**Análisis teórico y experimental de fluidos con
bajo potencial de efecto invernadero como
alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos
Rankine de baja temperatura**



**UNIVERSITAT
JAUME·I**

Universitat Jaume I de Castellón

Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales

Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Francisco Molés Ribera

Dirigida por:

Dr. D. Joaquín Navarro Esbrí

Castellón, Septiembre 2015

TESIS DOCTORAL

Análisis teórico y experimental de fluidos con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine de baja temperatura

DOCTORANDO

Francisco Molés Ribera

DIRECTOR DE TESIS

Dr. D. Joaquín Navarro Esbrí

Univ. Jaume I de Castellón

TRIBUNAL CUALIFICADOR

Dr. D. Alberto Coronas Salcedo

Univ. Rovira i Virgili de Tarragona

Dr. D. Joan Carles Bruno Argilaguet

Univ. Rovira i Virgili de Tarragona

Dr. D. Gumersindo Verdú Martín

Univ. Politècnica de Valencia

Dedico este trabajo a mis padres
y a mi hermana
que me han apoyado siempre

*“La ignorancia afirma o niega rotundamente;
la ciencia duda”*

AGRADECIMIENTOS

La realización de este trabajo no hubiera sido posible sin el apoyo y aliento de personas a quienes quiero expresar mi gratitud.

A mi director de tesis Ximo, por su empeño, esfuerzo y dedicación. Sin su ayuda hubiera sido imposible la consecución de este trabajo. Te agradezco el placer que me brindas al poder trabajar contigo y aprovechar tus consejos.

A mis amigos y compañeros del grupo de investigación ISTENER, por acompañarme en este proyecto. Los años de trabajo con vosotros han sido la base de mi formación científica. En especial, a Bernardo, por haberme introducido en el mundo de los ORC, y por su punto de vista y orientación durante todo este proyecto.

A mi familia y a mi pareja, a ellos quiero mostrar todo mi agradecimiento por la paciencia y ayuda prestada. Sin el cariño y el apoyo que me prestáis frente a las dificultades no hubiera podido llegar hasta aquí.

RESUMEN

El ciclo orgánico Rankine destaca como ciclo de potencia para la recuperación de calor a baja temperatura, siendo similar a un ciclo Rankine convencional, pero utilizando un fluido de trabajo orgánico en lugar de agua. Este fluido de trabajo es clave en el desempeño del sistema, siendo su selección una de las principales fases en el diseño del mismo. Atendiendo a aplicaciones de baja temperatura, se pueden encontrar diferentes opciones en cuanto a fluidos de trabajo, donde destaca el HFC-245fa. A pesar de ser un fluido de trabajo con potencial de agotamiento de la capa de ozono nulo, presenta un valor de potencial de efecto invernadero alto.

La presente tesis tiene como objetivo la evaluación de fluidos de trabajo con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine, en su aplicación a baja temperatura. Las tareas llevadas a cabo para alcanzar el objetivo expuesto anteriormente consisten en la revisión de los fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero, el análisis teórico y la evaluación experimental del desempeño de los mismos.

Los resultados obtenidos indican que se pueden desarrollar sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura que utilicen fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero obteniéndose un desempeño energético similar, o incluso mejor en ciertos aspectos como la eficiencia neta del sistema, a los obtenidos con el HFC-245fa. Para el caso de una sustitución directa con ligeras modificaciones en el sistema, con el fluido de trabajo HCFO-1233zd-E se obtienen potencias térmicas y eléctricas del sistema con valores similares a las del HFC-245fa.

SUMMARY

The organic Rankine cycle highlights as power cycle for the recovery of low temperature heat, being similar to a conventional Rankine cycle, but using an organic working fluid rather than water. This working fluid is a key parameter on the system performance, and its selection is one of the main stages in the system design. Attending to low temperature applications, there are different working fluid options, where HFC-245fa stands. Despite having zero ozone depletion potential, it has a high global warming potential.

This thesis aims at assessing working fluids with low global warming potential as alternatives to HFC-245fa in organic Rankine cycles in low temperature applications. The tasks carried out to achieve the above outlined objective consist on the review of the low global warming potential working fluids, the theoretical analysis and the experimental evaluation of the performance of them.

The obtained results indicate that it is possible to develop ORC systems with low temperature heat sources using low global warming potential working fluids achieving a similar energetic performance, or even better in some aspects like net efficiency of the system, than the obtained with HFC-245fa. In the case of a drop-in with little modifications of the system, with the working fluid HCFO-1233zd-E the thermal and electrical powers of the system obtained are similar to the HFC-245fa.

RESUM

El cicle orgànic Rankine destaca com a cicle de potencia per a la recuperació de calor a baixa temperatura, sent paregut a un cicle Rankine convencional, però utilitzant un fluid de treball orgànic en compte d'aigua. Aquest fluid de treball es clau en el compliment del sistema, sent la seua selecció una de les principals fases en el disseny del mateix. Atenent a aplicacions de baixa temperatura, es poden trobar diferents opcions en quan a fluids de treball, on destaca el HFC-245fa. Malgrat de ser un fluid de treball amb un potencial d'esgotament de la capa d'ozó nul, presenta un valor de potencial d'efecte hivernacle alt.

La present tesis te com a objectiu l'avaluació de fluids de treball amb baix potencial d'efecte hivernacle com a alternatives al HFC-245fa en cicles orgànics Rankine, en la seua aplicació de baixa temperatura. Les tasques desenvolupades per a aconseguir el objectiu prèviament exposat consisteixen en la revisió dels fluids de treball de baix potencial d'efecte hivernacle, el anàlisis teòric i l'avaluació experimental del compliment dels mateixos.

Els resultats obtinguts indiquen que es pot desenvolupar sistemes ORC amb fonts de calor de baixa temperatura que utilitzen fluids de treball de baix potencial d'efecte hivernacle obtenint-se un compliment energètic similar, o inclús millor en certs aspectes com la eficiència neta del sistema, als obtinguts amb el HFC-245fa. Per al cas d'una substitució directa amb lleugeres modificacions en el sistema, amb el fluid de treball HCFO-1233zd-E se obtenen potències tèrmiques i elèctriques del sistema amb valors similars als del HFC-245fa.

ÍNDICE

Índice de figuras

Índice de tablas

Nomenclatura

Capítulo 1. Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Justificación	3
1.3. Objetivos	5
1.4. Metodología	6
1.5. Organización del documento	6
Capítulo 2. Antecedentes	9
2.1. Introducción	9
2.2. El ciclo orgánico Rankine	11
2.2.1. Aplicaciones	14
2.2.1.1. Biomasa	14
2.2.1.2. Solar térmica	17
2.2.1.3. Geotérmica	20
2.2.1.4. Oceánica	22
2.2.1.5. Recuperación de calor residual	23
2.2.1.6. Ciclos combinados	26
2.2.2. Configuraciones	31
2.2.3. Expansores	33
2.2.3.1. Turbomáquinas	33
2.2.3.2. Expansores de desplazamiento positivo	34
2.2.3.3. Comparación entre tecnologías de expansión	40

2.2.4. Fluidos de trabajo	48
2.2.4.1. Selección de fluidos de trabajo	48
2.2.4.2. Características medioambientales de los fluidos de trabajo	63
2.3. Alternativas de bajo potencial de efecto invernadero al HFC-245fa	66
2.4. Conclusiones del capítulo	70
Capítulo 3. Análisis teórico	75
3.1. Introducción	75
3.2. Análisis termodinámico	75
3.2.1. Modelo termodinámico	76
3.2.1.1. Configuraciones ORC	76
3.2.1.2. Asunciones	79
3.2.1.3. Modelado del ciclo termodinámico	79
3.2.1.4. Indicadores del desempeño	81
3.2.1.5. Procedimiento de cálculo	82
3.2.2. Potencia eléctrica generada por el expansor	83
3.2.3. Potencia eléctrica consumida por la bomba	87
3.2.4. Eficiencia neta	91
3.2.5. Parámetro de tamaño SP	95
3.2.6. Coeficiente de volumen VC	98
3.3. Análisis termoeconómico	102
3.3.1. Modelo termoeconómico	102
3.3.1.1. Configuración ORC	102
3.3.1.2. Asunciones	104
3.3.1.3. Modelado del expansor	104
3.3.1.4. Modelado de la bomba	105
3.3.1.5. Modelado de los intercambiadores de calor	105
3.3.1.6. Coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción	107
3.3.1.7. Otros componentes	108

3.3.1.8. Coste de los componentes	109
3.3.1.9. Indicadores del desempeño	109
3.3.1.10. Procedimiento de cálculo	110
3.3.2. Resultados de la optimización	110
3.3.3. Influencia de los parámetros de entrada	113
3.4. Conclusiones del capítulo	116
Capítulo 4. Obtención y tratamiento de los datos experimentales	121
4.1. Introducción	121
4.2. Instalación experimental	122
4.2.1. Módulo ORC	122
4.2.2. Fuente de calor	126
4.2.3. Sumidero de calor	126
4.2.4. Instrumentación	128
4.3. Procedimiento de ensayo	129
4.4. Tratamiento de los datos experimentales	131
4.5. Análisis de incertidumbre	133
4.6. Validación de los datos experimentales	134
4.7. Conclusiones del capítulo	135
Capítulo 5. Análisis experimental	139
5.1. Introducción	139
5.2. Análisis del ciclo termodinámico	140
5.3. Análisis del expansor	149
5.4. Análisis de la prueba adicional	153
5.5. Conclusiones del capítulo	156
Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros	159
6.1. Conclusiones	159
6.2. Trabajos futuros	162
Referencias	165

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Evolución del número de (a) patentes y (b) documentos académicos basados en la tecnología del ciclo orgánico Rankine [20].	10
Figura 2.2. Diagrama T-s del agua y varios fluidos orgánicos.	12
Figura 2.3. Esquema de una planta de cogeneración ORC con biomasa [33].	16
Figura 2.4. ORC solar de 1 kW en Lesoto [41].	19
Figura 2.5. Esquema de una planta de generación geotérmica mediante ORC [53].	21
Figura 2.6. Mapa del potencial de la energía térmica oceánica [59].	23
Figura 2.7. Recuperador de aceite térmico en [67].	25
Figura 2.8. Esquema de un sistema ORC-VCC [87].	30
Figura 2.9. Ciclo orgánico Rankine básico.	32
Figura 2.10. Ciclo orgánico Rankine con regenerador.	32
Figura 2.11. Turbina radial diseñada para sistemas ORC [93].	35
Figura 2.12. Distintos tipos de expansores de desplazamiento positivo.	38
Figura 2.13. Proceso de expansión en un expansor scroll [2].	38
Figura 2.14. Sub-expansión y sobre-expansión [2].	40
Figura 2.15. Mapa de operación óptima de tres tecnologías de expansión en tres aplicaciones distintas [98].	41
Figura 2.16. Fluidos isoentrópico (CFC-11), seco (pentano) y húmedo (agua).	53
Figura 2.17. El agujero de la capa de ozono de la Antártida el 17 de octubre de 1994 [158].	65
Figura 2.18. Diagrama T-s y curvas P-T de los fluidos de trabajo	69

estudiados.

Figura 3.1. Ciclo básico (BORC). 77

Figura 3.2. Ciclo regenerativo (RORC). 78

Figura 3.3. Potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes 85
temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y
recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Figura 3.4. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la 86
potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes temperaturas de
evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a
la entrada del expansor.

Figura 3.5. Potencia eléctrica consumida por la bomba a diferentes 89
temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y
recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Figura 3.6. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la 90
potencia eléctrica consumida por la bomba a diferentes temperaturas de
evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a
la entrada del expansor.

Figura 3.7. Eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, 93
temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del
expansor.

Figura 3.8. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la 94
eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de
condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Figura 3.9. Parámetro de tamaño SP a diferentes temperaturas de 96
evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a
la entrada del expansor.

Figura 3.10. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, del 97
parámetro de tamaño SP a diferentes temperaturas de evaporación,
temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del
expansor.

Figura 3.11. Coeficiente de volumen VC a diferentes temperaturas de 99

evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Figura 3.12. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, del coeficiente de volumen VC a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. 101

Figura 3.13. Sistema ORC. 103

Figura 3.14. Geometría de un intercambiador de calor de placas [178]. 106

Figura 3.15. Coste relativo de los componentes del sistema para los diferentes fluidos de trabajo. 113

Figura 3.16. Variación de los indicadores del desempeño con la temperatura de entrada de la fuente de calor. 114

Figura 3.17. Variación de los indicadores del desempeño con la temperatura de entrada del sumidero de calor. 115

Figura 4.1. Esquema general de la instalación experimental. 122

Figura 4.2. Módulo ORC. 123

Figura 4.3. Configuración regenerativa. 124

Figura 4.4. Circuito secundario fuente de calor. 125

Figura 4.5. Circuito secundario sumidero de calor. 127

Figura 4.6. Temperatura de entrada del agua y del aceite térmico de los datos experimentales. 130

Figura 4.7. Comparación entre las potencias térmicas del fluido de trabajo y los fluidos secundarios en el evaporador y el condensador. 134

Figura 5.1. Caudal másico del fluido de trabajo. 140

Figura 5.2. Densidad del fluido de trabajo a la entrada del expansor. 141

Figura 5.3. Temperatura de evaporación. 142

Figura 5.4. Temperatura de condensación. 143

Figura 5.5. Potencia térmica captada. 144

Figura 5.6. Potencia térmica cedida. 145

Figura 5.7. Potencia eléctrica generada por el expansor. 147

Figura 5.8. Potencia eléctrica consumida por la bomba. 147

Figura 5.9. Potencia eléctrica neta.	148
Figura 5.10. Eficiencia neta del sistema.	149
Figura 5.11. Relación de volúmenes en el expansor.	150
Figura 5.12. Factor de llenada del expansor.	151
Figura 5.13. Eficiencia isoentrópica del expansor.	152
Figura 5.14. Eficiencia global del expansor.	153

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Resultados experimentales de distintos tipos de expansores.	44
Tabla 2.2. Fluidos de trabajo candidatos para sistemas ORC.	48
Tabla 2.3. Clasificación ASHRAE Standard 34.	55
Tabla 2.4. Estudios sobre selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC.	57
Tabla 2.5. Fluidos de trabajo utilizados en sistemas ORC comerciales.	63
Tabla 2.6. Principales propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo estudiados.	68
Tabla 3.1. Costes de los componentes.	109
Tabla 3.2. Parámetros optimizados para los diferentes fluidos de trabajo.	111
Tabla 3.3. Desempeño de los diferentes fluidos de trabajo.	112
Tabla 4.1. Características del módulo ORC.	124
Tabla 4.2. Propiedades típicas del aceite térmico.	126
Tabla 4.3. Parámetros medidos e incertidumbres de los sensores.	128
Tabla 4.4. Rango de condiciones de operación de los datos experimentales.	131
Tabla 4.5. Incertidumbre de los parámetros calculados.	133
Tabla 5.1. Comparativa de los resultados obtenidos antes y tras la modificación.	155

NOMENCLATURA

<i>A</i>	Área (m ²)
<i>Bo</i>	Número de ebullición (-)
<i>D</i>	Diámetro (m)
<i>f</i>	Factor de fricción (-)
<i>G</i>	Flujo másico (kg/s·m ²)
<i>h</i>	Entalpía específica (kJ/kg)
<i>k</i>	Conductividad térmica (W/m·°C)
<i>L</i>	Longitud (m)
<i>M</i>	Masa (kg)
<i>m</i>	Caudal másico (kg/s)
<i>N</i>	Velocidad de rotación (rev/s)
<i>np</i>	Número de placas (-)
<i>Nu</i>	Número de Nusselt (-)
<i>P</i>	Presión (bar)
<i>Pr</i>	Número de Prandtl (-)
<i>Q</i>	Potencia térmica (kW)
<i>r</i>	Relación/ratio (-)
<i>Re</i>	Número de Reynolds (-)
<i>s</i>	Entropía específica (kJ/kg·°C)
<i>SH</i>	Recalentamiento a la entrada del expansor (°C)
<i>SP</i>	Parámetro de tamaño (-)
<i>T</i>	Temperatura (°C)
<i>U</i>	Coefficiente global de transferencia de calor (W/°C·m ²)
<i>u</i>	Velocidad (m/s)
<i>V</i>	Volumen (m ³)

v	Volumen específico (m^3/kg)
VC	Coefficiente de volumen (-)
VFR	Ratio de caudales volumétricos isoentrópico (-)
W	Potencia eléctrica (kW)

Símbolos griegos

α	Coefficiente de transferencia de calor ($\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$)
β	Ángulo Chevron ($^\circ$)
ε	Eficiencia (%)
φ	Factor de llenado (-)
η	Eficiencia (%)
ρ	Densidad (kg/m^3)

Subíndices

amb	Ambiente
c	Caliente
cd	Condensador
ec	Economizador
ev	Evaporador
ex	Descarga/Salida
f	Frío
H	Foco caliente
h	Hidráulico
I	Primera ley
i	Zona
II	Segunda ley
in	Interna/Intrínseca/Geométrica
is	Isoentrópico
L	Foco frío

<i>liq</i>	Líquido
<i>max</i>	Máxima
<i>mec</i>	Mecánica
<i>net</i>	Neta
<i>oil</i>	Aceite térmico
<i>ov</i>	Global
<i>p</i>	Presión
<i>pp</i>	Bomba
<i>rg</i>	Regenerador
<i>su</i>	Succión/Entrada
<i>th</i>	Térmica
<i>v</i>	Volumen
<i>w</i>	Agua
<i>WHR</i>	Recuperación de calor
<i>x</i>	Expansor

Acrónimos

ALT	Atmospheric Life Time
BORC	Basic Organic Rankine Cycle
BWR	Back Work Ratio
CFC	CloroFluoroCarbono
CHP	Combined Heat and Power
CSP	Concentrating Solar Power
GHG	Green House Gases
GWP	Global Warming Potential
HC	HidroCarburo
HCFC	HidroCloroFluoroCarbono
HCFO	HidroCloroFluoroOlefina
HFC	HidroFluoroCarbono
HFE	HidroFluoroEter

HFO	HidroFluoroOlefina
ICE	Internal Combustion Engine
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
MBZ	Moving Boundaries Zones
ODP	Ozone Depletion Potential
OEL	Observable Expouser Level (ppm)
ORC	Organic Rankine Cycle
OTEC	Ocean Thermal Energy Conversion
PFC	PerFluoroCarbono
PTC	Parabolic Trough Collectors
RO	Reverse Osmosis
RORC	Regenerative Organic Rankine Cycle
SIC	Specific Investment Cost (€/kW)
SPPP	Solar Pond Power Plant
TCC	Total Component Cost (€)
TEG	ThermoElectric Generator
VCC	Vapour Compression Cycle
WHR	Waste Heat Recovery

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción

Debido a la preocupación por el medioambiente, los sistemas de cogeneración y ciclos de cola para recuperación de calor residual han recibido una atención considerable durante las últimas décadas. Multitud de ciclos de potencia han sido propuestos para la recuperación de calor a baja temperatura, entre los que destaca el ciclo orgánico Rankine (ORC: Organic Rankine Cycle) [1]. Los sistemas ORC pueden ser utilizados para la recuperación de calor residual a nivel industrial (industria del cemento, refinerías, cerámica...), en motores de combustión interna, o para convertir en electricidad fuentes de energía renovables como solar, biomasa y geotérmica.

Conceptualmente, un ORC es similar a un ciclo Rankine convencional, ya que ambos se basan en la generación de vapor a alta presión que posteriormente es expandido hasta una presión inferior, produciendo potencia mecánica. El ciclo se cierra condensando el vapor a baja presión y bombeándolo de nuevo a alta presión. Por tanto, un ciclo ORC tiene los mismos componentes básicos que una planta convencional de vapor. Sin embargo, el fluido de trabajo es un compuesto orgánico caracterizado por una temperatura de ebullición más baja que la del agua y que permite la generación eléctrica con fuentes térmicas de baja temperatura.

El fluido de trabajo utilizado tiene una gran influencia en la eficiencia del sistema. Además, la selección del fluido de trabajo viene determinada también por otros muchos requisitos deseables, tanto generales como particulares de la aplicación, como son: estabilidad química, baja o nula toxicidad, baja o nula inflamabilidad, fácil de manejar, compatibilidad con materiales, volumen específico de vapor bajo, presiones de trabajo moderadas, alto calor latente, precio bajo... Descartando los fluidos de alta toxicidad y/o inflamabilidad, y centrándonos en aplicaciones de baja temperatura, se pueden encontrar diferentes opciones, donde destaca el HFC-245fa, un hidrofluorocarbono (HFC: HidroFluoroCarbono) que se utiliza de forma extendida como fluido de trabajo en instalaciones ORC comerciales [2], principalmente para recuperación de calor residual a baja temperatura.

En cuanto a las características medioambientales del HFC-245fa, éste es un hidrofluorocarbono con potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP: Ozone Depletion Potential) nulo. Sin embargo, el impacto medioambiental del fluido de trabajo cuando se escapa a la atmósfera no se limita sólo al agotamiento de la capa de ozono. En realidad, a pesar de que todos los hidrofluorocarbonos tienen un ODP nulo, algunos tienen altos valores de potencial de efecto invernadero (GWP: Global Warming Potential) y pueden contribuir de forma significativa al cambio climático en caso de su liberación. En este aspecto, el HFC-245fa presenta un valor de GWP de 858 [3]. El Protocolo de Kyoto designó los hidrofluorocarbonos como gases de efecto invernadero en 1997 y diferentes normativas medioambientales van a limitar su uso en los países desarrollados en los próximos años. Como resultado, se ha iniciado la búsqueda de fluidos de trabajo con bajo GWP alternativos a los actuales. Estos nuevos fluidos de trabajo, además de tener valores bajos de potencial de efecto invernadero, deben llevar asociadas eficiencias del ciclo iguales, o incluso superiores, a las de los fluidos actualmente utilizados para lograr contribuir a la disminución de las emisiones indirectas de gases de efecto invernadero. Además, deben cumplir la mayor cantidad de requisitos deseables: baja toxicidad, baja o nula inflamabilidad,

estabilidad química, compatibilidad con los materiales..., y a ser posible permitir una sustitución directa del fluido de trabajo en sistemas ORC ya existentes.

La investigación del presente trabajo se desarrolla dentro del grupo ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos) de la Universitat Jaume I. El contenido experimental del mismo se ubica en las instalaciones del grupo ISTENER dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universitat Jaume I.

1.2. Justificación

Tal y como se ha visto en la introducción, tras el protocolo de Kyoto, los fluidos hidrofluorocarbonados se han designado como gases de efecto invernadero y en los próximos años se va a limitar su uso tanto directamente, a través de normativas, como indirectamente, a través las cuotas de emisiones que afectarán a su precio. En este sentido, viendo que el HFC-245fa es uno de los fluidos de trabajo más utilizados en sistemas ORC activados con fuentes de calor de baja temperatura y que presenta un potencial de efecto invernadero de 858, se espera que en el futuro disminuya su disponibilidad, o bien que su precio aumente. Debido a todos estos aspectos, mediante la presente tesis se pretende identificar fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero alternativos al HFC-245fa.

De esta forma, se van a estudiar los diferentes fluidos candidatos, para seleccionar aquellos que cumplan los requisitos previamente enunciados. Se tendrán en cuenta propiedades en cuanto a seguridad y condiciones de funcionamiento, de forma que, a ser posible, los fluidos seleccionados permitan sustitución directa en sistemas ORC previamente diseñados para HFC-245fa o

“retrofit”. Asimismo, se realizará un análisis teórico para determinar el desempeño del sistema con los diferentes fluidos, atendiendo a aspectos como potencia generada y eficiencia energética del ciclo. Así, la selección y análisis teórico del desempeño de estos fluidos de trabajo alternativos al HFC-245fa en sistemas ORC supone otro avance sobre el conocimiento actual. Tras construir un banco de ensayos y realizar modificaciones en un módulo de microgeneración ORC comercial activado con fuentes térmicas de baja temperatura, se procederá a evaluar experimentalmente el desempeño del sistema con los fluidos de trabajo seleccionados disponibles, en un amplio rango de condiciones de funcionamiento. La obtención de resultados experimentales en un banco de ensayos basado en un sistema de microgeneración ORC utilizando distintos fluidos de trabajo constituye otro hito de la investigación propuesta en cuanto a avance sobre el conocimiento actual. A partir de los resultados obtenidos, tanto de forma teórica como experimental, se obtendrán las conclusiones de la investigación.

Así, en esta tesis doctoral se va a realizar una caracterización energética, tanto teórica como experimental, de los principales fluidos de bajo potencial de efecto invernadero candidatos a ser utilizados como alternativa al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine de baja temperatura.

El proyecto de tesis propuesto está vinculado directamente a la línea de investigación del grupo ISTENER centrada en los sistemas de generación de energía mediante ciclos ORC. El grupo cuenta con amplia experiencia en la caracterización energética de fluidos de trabajo tanto en instalaciones de compresión de vapor como en ciclos orgánicos Rankine. Esta experiencia se ve avalada tanto a nivel teórico como a nivel experimental con diversas tesis dirigidas [4-6], artículos publicados en revistas internacionales [7,8], contribuciones en congresos nacionales e internacionales [9,10] y la participación en proyectos de investigación [11]. El grupo cuenta con acuerdos con las principales empresas mundiales productoras de fluidos de nueva generación para

ORC para la prueba de dichos fluidos en nuestras instalaciones de trabajo, y con empresas comercializadoras de equipos ORC. Así, fruto de estos acuerdos se han obtenido las muestras de los fluidos de trabajo que se han utilizado en la realización de la presente tesis doctoral.

1.3. Objetivos

El objetivo principal de esta tesis es la evaluación de fluidos de trabajo con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine, en su aplicación a baja temperatura.

Los objetivos concretos serán los siguientes:

- Revisión de diferentes fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero alternativos al HFC-245fa para su utilización en ciclos ORC activados con fuentes térmicas de baja temperatura.
- Análisis teórico del desempeño de los diferentes fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero en ciclos ORC, comparando los resultados con los obtenidos para el HFC-245fa.
- Evaluación experimental que permita analizar el desempeño de los fluidos de trabajo en sistemas ORC comerciales, así como evaluar la posible sustitución directa o retrofit del HFC-245fa por sus alternativas de bajo potencial de efecto invernadero.

1.4. Metodología

Para lograr los objetivos perseguidos se establece una metodología de trabajo basada en el análisis teórico y experimental. Así, se realiza una revisión bibliográfica del fluido de trabajo a estudiar y sus alternativas de bajo potencial de efecto invernadero. Posteriormente, se lleva a cabo un análisis teórico que permita discernir cuáles de los fluidos de trabajo alternativos encontrados en la revisión bibliográfica son adecuados para sustituir al HFC-245fa en las condiciones de operación estudiadas, así como obtener una evaluación de los posibles resultados experimentales esperados. Finalmente, se realiza un programa de ensayos a diferentes condiciones de funcionamiento tanto de activación como de disipación, con los fluidos de trabajo seleccionados disponibles para su completa caracterización.

Para llevar a cabo la parte experimental, se ha construido un banco de ensayos y se ha realizado la adecuación de un equipo ORC, con las modificaciones necesarias para poder trabajar con los nuevos fluidos de trabajo.

1.5. Organización del documento

Vistos los objetivos, y la metodología planteada para su consecución, el presente documento se estructura de la siguiente forma:

- Capítulo 1: En el que se ha introducido la motivación, principales objetivos de la tesis doctoral y metodología utilizada.
- Capítulo 2: Donde se presentan los antecedentes y la revisión del estado del arte de los sistemas de ciclo orgánico Rankine, así como los

principales fluidos de trabajo utilizados en los mismos. Se presenta la problemática medioambiental relacionada con el uso de estos fluidos de trabajo y se seleccionan distintos candidatos de bajo potencial de efecto invernadero y nulo potencial de agotamiento de la capa de ozono para la sustitución de los actuales fluidos de trabajo HFC, en concreto el HFC-245fa.

- Capítulo 3: En el que se realiza un análisis teórico del desempeño energético esperado con los nuevos fluidos de trabajo en sistemas de ciclo orgánico Rankine, comparándolo con el HFC-245fa.
- Capítulo 4: Este capítulo presenta la obtención de los datos experimentales obtenidos al caracterizar, en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, los fluidos de trabajo disponibles. Se describe la instalación experimental, sus distintos componentes, el funcionamiento de la misma, así como la instrumentación utilizada. También se presenta el procedimiento de ensayo, el tratamiento de los datos experimentales, su validación y la propagación de errores en las variables calculadas.
- Capítulo 5: En este capítulo se analizan los resultados experimentales obtenidos en la instalación experimental con los distintos fluidos de trabajo disponibles, comparando el desempeño energético del sistema en un amplio rango de condiciones de funcionamiento.
- Capítulo 6: Donde se exponen las principales conclusiones de la tesis junto con los trabajos futuros que se plantean y desprenden de la misma.

CAPÍTULO 2. ANTECEDENTES

2.1. Introducción

El consumo de energía a nivel mundial ha subido más del 40% en las últimas décadas [12], aumentando con ello las emisiones de CO₂ a la atmósfera. La preocupación actual por el cambio climático ha llevado a la búsqueda de medidas para disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero (GHG: Green House Gases), que pasan por utilizar fuentes de energía renovables en lugar de combustibles fósiles, aprovechar mejor las fuentes energéticas mediante el uso de sistemas de cogeneración (CHP: Combined Heat and Power), así como por la recuperación de calor residual (WHR: Waste Heat Recovery).

Existe un amplio rango de tecnologías capaces llevar a cabo estas medidas, como pueden ser los ORCs, el ciclo Kalina [13], el ciclo Goswami [14], los motores Stirling [15] y nuevos conceptos como el motor termoacústico [16] y el ciclo Brayton inverso [17]. Cuál de estas tecnologías resulta más adecuada depende principalmente del nivel térmico de la fuente de calor a revalorizar. En este sentido, resulta especialmente interesante, de cara a poder revalorizar calor procedente de fuentes de energía renovable y calor residual, la posibilidad de poder revalorizar fuentes de calor de baja temperatura. Concretamente, el calor residual de baja temperatura, por debajo de 250°C, supone más del 50% del total de calor generado en la industria [18]. Así, considerando fuentes de calor de baja

temperatura, las tecnologías disponibles se ven reducidas y, entre ellas, resultan más adecuados los ORCs, debido a su estructura sencilla, fiabilidad y fácil mantenimiento [19].

Así, en los últimos años tanto gobiernos, empresas como investigadores han mostrado un gran interés por esta tecnología. Fu *et al.* [20] analizan la evolución del número de documentos académicos y patentes basados en ORCs, observando como desde 2009 se ha producido un considerable aumento del número de los mismos (véase Figura 2.1). Asumiendo que las patentes constituyen un indicativo del ciclo de vida de un producto, concluyen que hasta 2006 la tecnología se encontraba en la fase de introducción, y que entre 2009 y 2012 ha entrado en la fase de crecimiento. Durante la fase de crecimiento, los principales problemas técnicos son solucionados y aumenta la confianza del mercado, habiendo además productos suficientemente desarrollados para su comercialización [21].

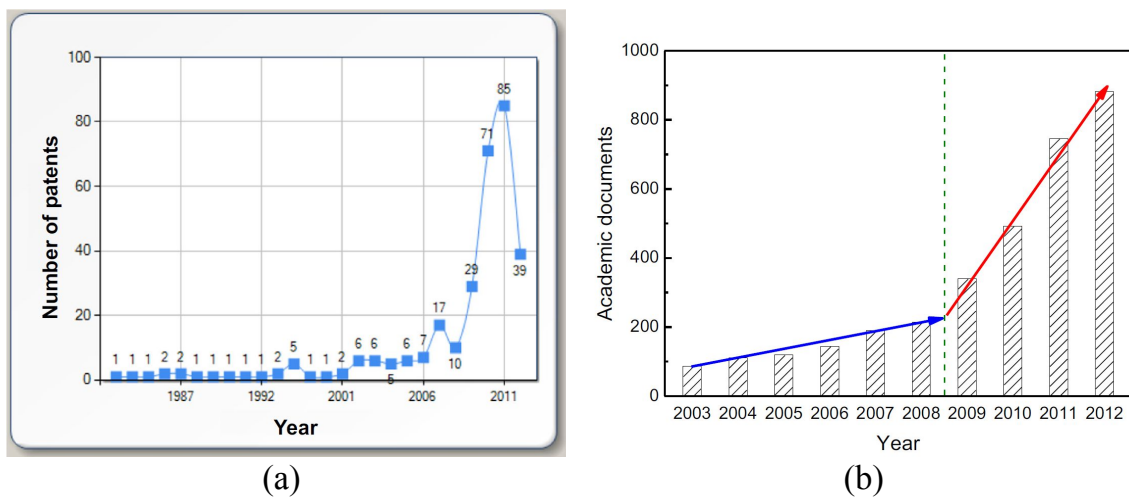


Figura 2.1. Evolución del número de (a) patentes y (b) documentos académicos basados en la tecnología del ciclo orgánico Rankine [20].

2.2. El ciclo orgánico Rankine

Tal y como se introdujo en el capítulo anterior, un ORC es parecido a un ciclo Rankine de vapor. Ambos están basados en la evaporación de un líquido a alta presión que se expande hasta baja presión generando trabajo mecánico. El vapor a baja presión se condensa y el ciclo se cierra bombeando el líquido otra vez a alta presión. Por tanto, un ORC incluye los mismos elementos que un ciclo de vapor convencional: evaporador, expansor, condensador y bomba. No obstante, el fluido de trabajo utilizado en un ORC no es agua, como ocurre en un ciclo Rankine de vapor, sino que se trata de compuestos orgánicos caracterizados por temperaturas de evaporación menores a las del agua y que permiten la generación de potencia mediante fuentes de calor de baja temperatura.

Las principales diferencias entre un ORC y el ciclo Rankine de vapor son las siguientes [2]:

- Sobrecalentamiento. En la Figura 2.2 se muestra el diagrama T-s de las curvas de saturación del agua y de varios fluidos orgánicos comúnmente utilizados en ORCs. Se observa como la pendiente de la curva de vapor saturado es negativa para el agua, mientras que, en general, es vertical o positiva para los fluidos orgánicos. Como consecuencia, la limitación de la calidad al final del proceso de expansión desaparece para el ORC, y no hay necesidad de sobrecalentar el vapor antes de la entrada al expansor, tal y como ocurre con el ciclo Rankine de vapor. En caso de utilizar turbinas como elemento de expansión, la ausencia de condensación también reduce el riesgo de desgaste de los álabes de las mismas, aumentando su vida útil [22].

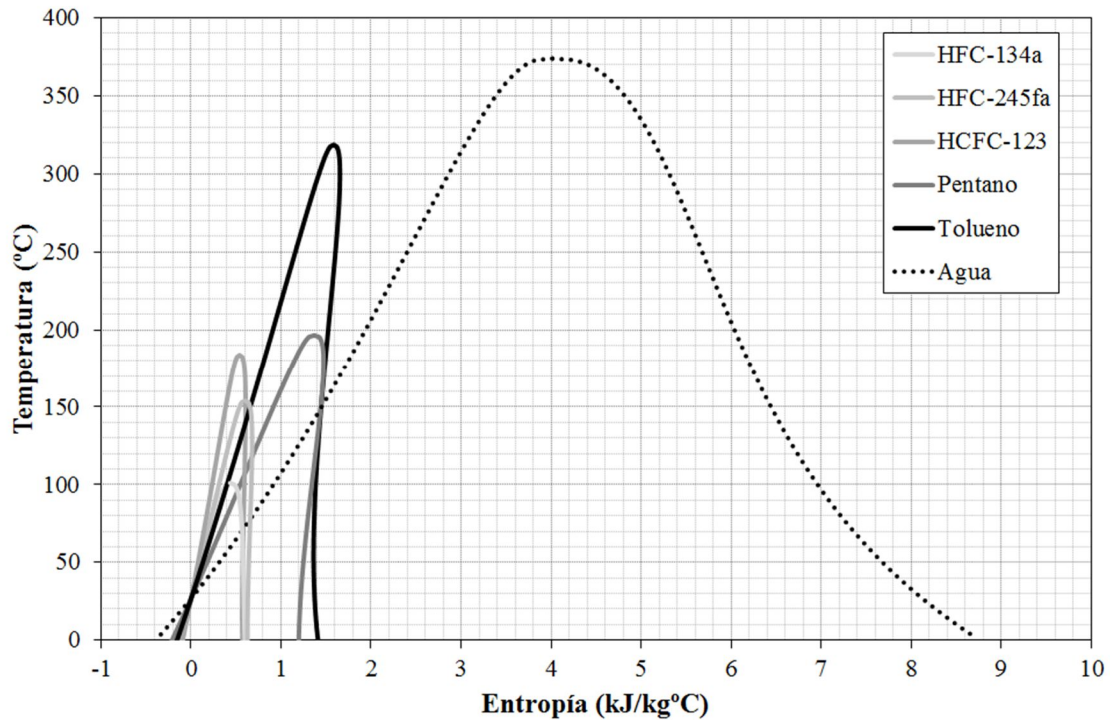


Figura 2.2. Diagrama T-s del agua y varios fluidos orgánicos.

- Recuperación de calor a baja temperatura. Debido a la menor temperatura de evaporación de los fluidos orgánicos, resulta más eficiente la recuperación de calor a menor temperatura que con un ciclo convencional de vapor. Además, en el ciclo de vapor, debido a la necesidad de sobrecalentamiento, se requieren de temperaturas elevadas a la entrada del expansor para evitar la formación de gotas de líquido durante el proceso de expansión.
- Tamaño de los componentes. En el ciclo de vapor, la densidad del fluido es muy baja en la parte de baja presión del circuito. Para evitar pérdidas de carga excesivas, los diámetros de las tuberías y el tamaño de los intercambiadores de calor debe aumentarse debido al alto caudal volumétrico. De forma parecida, el tamaño de las turbinas es proporcional al caudal volumétrico.
- Diseño del evaporador. El ORC permite diseñar el evaporador en un solo intercambiador de calor, evitando la necesidad de calderín y recirculación,

hecho que no siempre es posible en los ciclos convencionales de vapor. Esto es debido a la pequeña diferencia relativa entre la densidad del líquido y del vapor para fluidos orgánicos de alto peso molecular.

- Consumo de la bomba. El calor latente del agua es mucho mayor que el de los fluidos orgánicos. Esto supone que para captar la misma potencia térmica en el evaporador, el caudal másico de un fluido orgánico tenga que ser mucho mayor que el del agua, llevando a un mayor consumo de la bomba. Este hecho se puede expresar en términos de la relación de trabajo entre la bomba y el expansor (BWR: Back Work Ratio), que se define como la potencia consumida por la bomba dividida por la potencia producida por el expansor. En un ciclo Rankine de vapor el BWR toma valores del 0.4%. Para ORCs de alta temperatura utilizando tolueno como fluido de trabajo, el valor de BWR se encuentra entre el 2% y el 3%. Para ORCs de baja temperatura utilizando HFC-134a, el BWR suele superar el 10%. De forma general, a menores temperaturas críticas del fluido de trabajo, mayor es el valor del BWR [23].
- Presión de evaporación. En el ciclo Rankine de vapor, el evaporador suele trabajar con presiones por encima de 60 bar, aumentando la complejidad y coste del mismo. En un ORC, la presión de evaporación no suele superar los 30 bar.
- Presión de condensación. Trabajar con presiones de condensación por encima de la presión atmosférica simplifica el sistema y evita el riesgo de entrada de aire en la instalación. La presión de condensación del agua suele estar por debajo de 100 mbar absolutos.
- Características del fluido. El agua es un fluido de trabajo de bajo coste y alta disponibilidad, no es tóxico ni inflamable, tiene bajo GWP y ODP nulo, es muy estable y tiene baja viscosidad.
- Diseño de la turbina. En el caso de utilizar turbinas como elemento de expansión, en un ORC el menor salto entálpico en el expansor hace que se puedan utilizar turbinas con una o dos etapas de expansión, reduciendo el coste de las mismas.

- Eficiencia. La eficiencia de un ORC de alta temperatura no sobrepasa del 24% y presenta valores de entre el 8% y el 12% para sistemas de baja temperatura [24], mientras que el ciclo de vapor convencional a altas temperaturas presenta eficiencias por encima del 30%, es decir, existe un límite de temperatura donde el agua resulta ya más eficiente que el uso de fluidos orgánicos.

En resumen, un ORC es más interesante para fuentes de calor de baja temperatura. Además, también resulta interesante en aplicaciones dentro del rango de potencias bajas y medias (típicamente por debajo de unos pocos MWe) debido a la facilidad y simplicidad del diseño de sus componentes, así como a que no necesitan supervisión y tiene bajo mantenimiento. Está, por tanto, mejor adaptado a la generación distribuida, como puede ser la revalorización de calor residual, la cogeneración y la producción eléctrica a partir de fuentes renovables. Para rangos de potencias altos, suele preferirse el ciclo de vapor, excepto para fuentes de calor de baja temperatura [25].

2.2.1. Aplicaciones

La versatilidad en el diseño de los ORCs, pudiéndose seleccionar distintos fluidos de trabajo para optimizar el desempeño del sistema adaptándose a las condiciones de la fuente de calor, hace que sean eficaces en diferentes tipos de aplicaciones, tanto con fuentes de calor de baja temperatura (entre 100°C y 250°C) como de alta temperatura (entre 250°C y 600°C) [1].

2.2.1.1. Biomasa

El término biomasa incluye toda la materia orgánica derivada de plantas y animales. Las fuentes de biomasa consideradas como fuentes de energía renovable incluyen madera y residuos de la madera, cultivos agrícolas y sus

subproductos, residuos sólidos urbanos, residuos animales, residuos de la industria alimentaria, plantas acuáticas y algas [26]. La biomasa es la cuarta fuente energética del mundo, contribuyendo con cerca del 10% al consumo mundial de energía primaria [27]. La contribución de la biomasa al consumo energético de los países en vías de desarrollo alcanza valores altos, de entre el 70% y el 90% en algunos países [28], mientras que para los países desarrollados es mucho menor, sobre el 3.5% en Europa y el 2.7% en Norte América [29]. El potencial global de la biomasa se ha estimado en 3,500 EJ anuales [30]. Este recurso tan abundante puede transformarse en electricidad y calor mediante sistemas de cogeneración a través de varias tecnologías [31] que permiten la generación eléctrica de pequeña potencia, entre las que destacan los ORCs.

El esquema típico de un sistema de este tipo está formado por una caldera de biomasa y un módulo ORC unidos mediante un anillo de aceite térmico (véase Figura 2.3). El proceso de combustión de la biomasa es parecido al llevado a cabo en las calderas de vapor convencionales. Utilizar aceite térmico como medio de transferencia de calor proporciona varias ventajas, como menor presión de trabajo en la caldera, mayor inercia del sistema e insensibilidad a los cambios de carga, y un control de operación más simple y seguro. El aceite térmico no suele alcanzar temperaturas superiores a los 350°C, mientras que el calor procedente de la condensación en el ORC se puede utilizar para producir agua caliente a temperaturas de entre 80°C y 120°C tanto para calefacción distribuida como para otros procesos térmicos como climatización mediante ciclos de absorción/adsorción [32].

El interés en este tipo de plantas ha ido en aumento en los últimos años, sobretodo en el rango de media potencia (0.1 – 2 MWe), principalmente en Europa. Obernberger *et al.* [33] evalúan el desempeño de una planta de cogeneración ORC alimentada con biomasa en Lienz (Austria) con una potencia instalada de 1,000 kW eléctricos. Indican una eficiencia eléctrica del 18% y una eficiencia global del 82%, con un coste de instalación específico de 2,765 €/kW y

un coste de producción de la electricidad en el rango de 9 – 14 c€/kWh dependiendo del precio de la biomasa y la capacidad de utilización. En cuanto a instalaciones de cogeneración de pequeña potencia (también conocidas como micro-CHP) mediante ORC y alimentadas con biomasa, éstas resultan interesantes de cara al sector residencial. Brignoli *et al.* [34] diseñan, construyen y prueban un prototipo de ORC alimentado con biomasa de 10 kW eléctricos demostrando su viabilidad técnica. Aun así, este tipo de sistemas aún no resultan económicamente viables, debido a la elevada inversión inicial y largo período de retorno, y requieren de más investigación para aumentar su viabilidad económica.

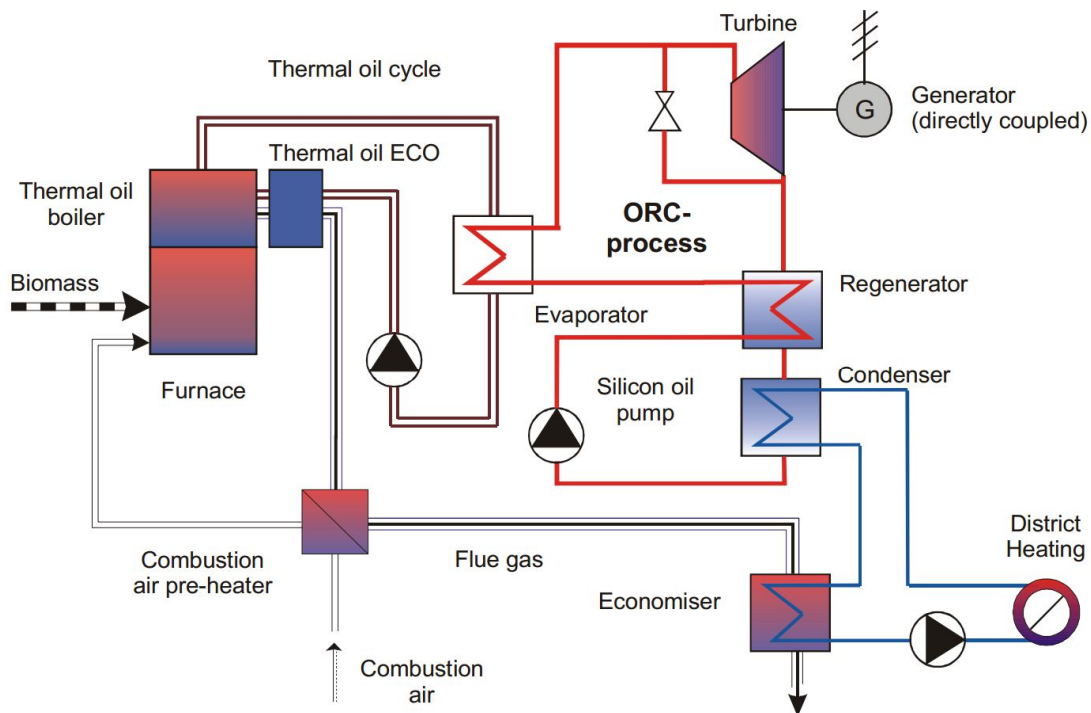


Figura 2.3. Esquema de una planta de cogeneración ORC con biomasa [33].

La principal competidora en cuanto a tecnología para generación eléctrica a partir de biomasa es la gasificación: en esta tecnología, la biomasa se transforma en un gas sintético compuesto principalmente de H_2 , CO , CO_2 y CH_4 . Este gas sintético, tras ser tratado y filtrado, alimenta a un motor de combustión interna

(ICE: Internal Combustion Engine) o a una turbina de gas. Comparada con una planta de cogeneración que utilice ORC, los sistemas de gasificación implican una mayor inversión inicial (del orden del 75%) y mayores costes de operación y mantenimiento (sobre el 200%), aunque presentan mayor eficiencia haciendo su explotación más provechosa [35]. También hay que tener en cuenta el estado tecnológico de este tipo de plantas de gasificación, ya que la mayoría de ellas son prototipos de demostración.

2.2.1.2. Solar térmica

La energía solar es la fuente de energía más abundante de la Tierra. La radiación solar media anual que llega a la superficie terrestre varía desde 60 W/m² en latitudes altas hasta 250 W/m² en zonas desérticas [36]. Aprovechar esta energía y convertirla en electricidad es posible mediante varias tecnologías, con un potencial teórico de energía anual estimado en 3,900,000 EJ [37]. Sin embargo, atendiendo al nivel de madurez tecnológica actual, se estima un potencial viable técnicamente de entre 1,575 EJ y 49,837 EJ anuales, identificándose las zonas de mayor potencial en Oriente Medio, África y América.

La electricidad solar de concentración (CSP: Concentrating Solar Power) consiste en utilizar colectores solares lineares o puntuales para realizar un seguimiento al sol y reflejar su radiación de forma que se transfiera calor a un fluido a alta temperatura. Este calor se utiliza en un ciclo de potencia para generar electricidad. Los tres principales tipos de tecnologías disponibles son los discos parabólicos, las torres solares y los colectores cilindro-parabólicos (PTC: Parabolic Trough Collectors). Los discos parabólicos y las torres solares son tecnologías de concentración puntual, con un mayor factor de concentración y mayores temperaturas, y utilizan como ciclos de potencia los motores Stirling, ciclos de vapor o incluso ciclos combinados. Los PTC trabajan a menores

temperaturas, y hasta no hace mucho se habían utilizado junto con ciclos de vapor [38].

Los ORC suponen una alternativa interesante ya que permiten desarrollar sistemas de pequeña potencia al mismo tiempo que pueden trabajar con menores temperaturas en los colectores. Trabajar con menores temperaturas en los colectores permite utilizar otras tecnologías de concentración, como los colectores lineales Fresnel [39], disminuyendo los costes de inversión. Existen pocos ejemplos de aplicación de este tipo de sistemas. En 2006 se construye en Arizona una planta CSP mediante PTC y ORC con una potencia de 1 MWe y un coste de instalación específico de 5,730 €/kW. El ORC utiliza como fluido de trabajo n-pentano y tiene una eficiencia del 20%. La eficiencia global de la planta es del 8.4% y supone un coste de 17 c€/kWh [40]. En 2009 en Hawái se lleva a cabo una planta de 100 kW eléctricos, con una temperatura del fluido de transferencia de calor de 120°C. En cuanto a sistemas de muy baja potencia, estos están siendo estudiados para aplicaciones en lugares sin acceso a la red eléctrica, como la prueba de concepto llevada a cabo por STG International para la electrificación rural en Lesoto [41] (véase Figura 2.4). Aumentando la temperatura de condensación es posible producir agua caliente, desarrollando sistemas CHP. Navarro-Esbrí *et al.* [42] presentan un sistema micro-CHP de 5 kW eléctricos que es capaz de producir agua caliente a 80°C y se activa mediante agua presurizada o aceite térmico (>140°C) proveniente de colectores PTC. Aumentar la disponibilidad de este tipo de plantas es posible mediante sistemas híbridos, donde se incorpora otra fuente energética además de la solar. Yagoub *et al.* [43] desarrollan un sistema micro-CHP híbrido con una caldera de gas como soporte a los colectores solares.



Figura 2.4. ORC solar de 1 kW en Lesoto [41].

El ORC, en lugar de generar electricidad, puede acoplarse directamente para mover una bomba de un proceso como la osmosis inversa (RO: Reverse Osmosis). Así, se puede producir agua dulce de forma autónoma con energía solar como única fuente de energía. Utilizando este sistema, los costes del proceso de desalinización son de 4.3 – 9.5 €/m³ para agua de mar, mientras que utilizando paneles fotovoltaicos para generar la electricidad que requiere la bomba del RO se alcanzan valores de 12.8 – 14.8 €/m³ [44]. Otras publicaciones basadas en datos experimentales [45] también llegan a la conclusión de que el ORC-RO presenta menor consumo energético específico que otras alternativas, como la destilación solar y el RO-fotovoltaico, aunque aplicado a pequeña potencia puede resultar menos viable económicamente.

Otro sistema más novedoso es la generación eléctrica mediante estanque solar (SPPP: Solar Pond Power Plant), que combina un estanque solar con un ORC. Un estanque solar es un tanque plano y descubierta de agua con sal que actúa como colector absorbiendo la radiación solar y acumula el calor en forma de agua caliente. De forma artificial se divide en tres zonas [46]: la capa superior, con espesor de 0.15 m a 0.30 m, con baja concentración de sal que sirve como cubierta y aislante térmico; la capa inferior, con espesor de 2 m hasta 7 m, con alta concentración de sal y que sirve como absorbedor y acumulador de calor; la capa intermedia, con espesor de 1 m a 1.5 m, que actúa como aislante adicional y presenta un gradiente de salinidad y temperatura. La temperatura máxima que se

alcanza es de 90 – 100°C, permitiendo su acoplamiento con ORC que utilice fluidos de bajo punto de ebullición. La capa inferior es la encargada de suministrar calor al evaporador, mientras que la capa superior es la encargada de absorber el calor procedente del condensador. Esta clase de sistemas alcanzan eficiencias globales del 0.8 – 2% [47].

2.2.1.3. Geotérmica

La energía geotérmica es considerada una fuente de energía renovable, limpia y abundante. El flujo de calor procedente de la tierra varía de un punto a otro de la superficie terrestre, con valores medidos de 65 W/m² en el continente y de 101 W/m² en el océano. El potencial teórico energético anual es de 1,400 EJ anuales, 315 EJ emitidos en el continente. Se estima un potencial viable técnicamente de entre 117.5 EJ y 1,108.6 EJ dependiendo de la profundidad [37].

Se pueden encontrar fuentes de energía geotérmica en amplio rango de temperaturas, pudiendo alcanzar valores de más de 300°C. El límite tecnológico actual, para sistemas que utilizan el ambiente como foco frío, se sitúa en una temperatura mínima de 80°C, siendo difícil obtener viabilidad económica con fuentes por debajo de esta temperatura. Para fuentes de energía geotérmica por encima de 200°C, el mejor método de recuperación es utilizar directamente vapor en turbinas en un ciclo abierto con o sin reinyección del fluido [48]. La primera planta comercial de este tipo tenía una potencia de 250 kW eléctricos y se construyó en 1913 en Larderello (Italia) [49]. Para fuentes de energía geotérmica de menor temperatura, una alternativa interesante es utilizar un ORC, recogiendo el calor mediante un fluido secundario (véase Figura 2.5). Los costes de inversión específicos de este tipo de plantas varían entre 1,000 y 4,000 €/kW [50], y se espera que el coste de generación baje hasta alcanzar en 2020 valores de entre 4 y 8 c€/kWh [51]. Estos costes dependen en gran medida de las capacidades y niveles de temperatura de las distintas fuentes geotérmicas, haciendo que los resultados de optimización varíen enormemente en función de

la fuente. Otra alternativa tecnológica para fuentes de calor geotérmicas de baja temperatura es el ciclo Kalina [52].

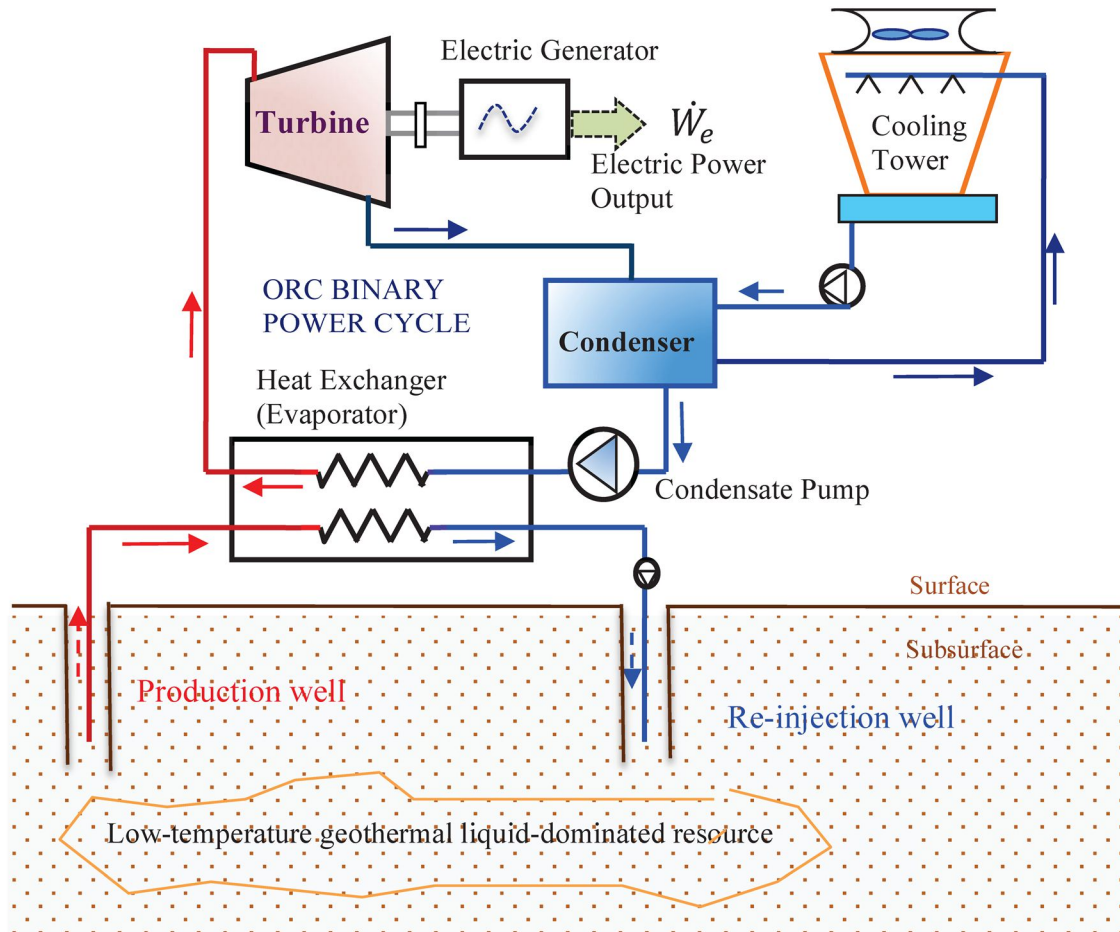


Figura 2.5. Esquema de una planta de generación geotérmica mediante ORC [53].

Otro aspecto a considerar es la profundidad a la que se excavan los pozos. Kranz [54] indica que el coste de perforación de estos pozos puede alcanzar el 70% del coste total de inversión, mientras que Lazzaretto *et al.* [55] indican una contribución del 15.6% en una planta en Italia. Los sistemas ORC geotérmicos de baja temperatura también se caracterizan por los altos consumos auxiliares de las bombas, que pueden alcanzar valores de entre el 30% y el 50% de la potencia bruta generada [56]. En caso de contar con temperaturas por encima de 150°C, es

posible elevar la temperatura de condensación para generar agua caliente que pueda utilizarse para calefacción distribuida, obteniendo un sistema CHP.

2.2.1.4. Oceánica

Los océanos cubren el 70% de la superficie terrestre. Actúan como un enorme colector solar natural, así como de acumulador de calor, absorbiendo y almacenando la energía solar en las capas superiores del océano (50 – 100 m de profundidad) con una temperatura aproximada de 26 – 31°C. Por debajo de estas capas calientes, la temperatura disminuye gradualmente con la profundidad alcanzando temperaturas de 2 – 7°C a 800 – 1,000 m de profundidad. Por debajo, la temperatura disminuye muy suavemente hasta el fondo oceánico a profundidades de alrededor de 4,000 m [57]. Esta estratificación natural de los océanos produce una cantidad enorme de energía desaprovechada. La distribución de la temperatura del agua en los océanos ha sido medida en diversos puntos alrededor del mundo, y se ha estimado que la diferencia de temperatura entre la superficie y las capas más profundas ha de ser de al menos 22 – 27°C para poder ser aprovechada [58]. Estos gradientes de temperatura se pueden encontrar en océanos tropicales cerca del Ecuador (véase Figura 2.6). Se estima el potencial máximo a partir de esta fuente energética en el rango de 3 – 5 TW [59].

La conversión de la energía térmica oceánica (OTEC: Ocean Thermal Energy Conversion) surge de la idea del físico francés d'Arsonval en 1881, quien desarrolló un sistema OTEC cerrado utilizando amoníaco como fluido de trabajo [60]. Otros prototipos desarrollados después también utilizan fluidos con temperaturas de ebullición bajas, como propano o HFC-134a. Un sistema OTEC utiliza calor de muy baja temperatura, con lo que obtiene eficiencias bajas del 3 – 5% [61].

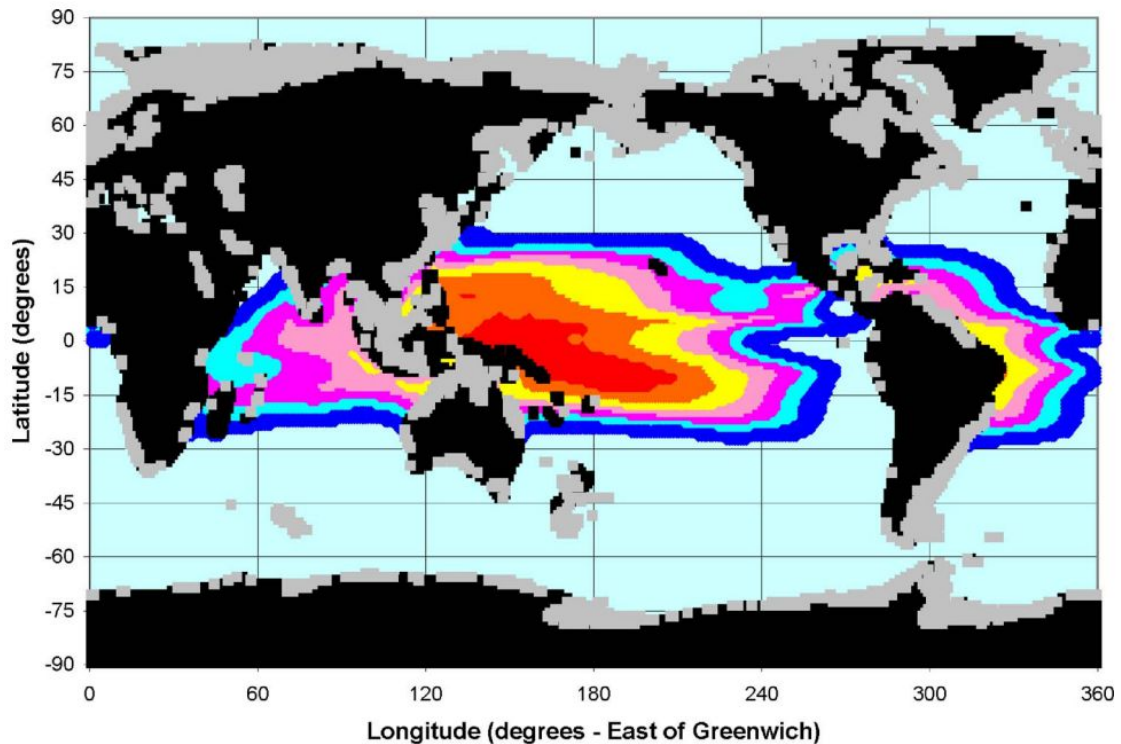


Figura 2.6. Mapa del potencial de la energía térmica oceánica [59].

2.2.1.5. Recuperación de calor residual

El sector industrial emite grandes cantidades de calor residual, principalmente en forma de corrientes gaseosas, a temperaturas relativamente bajas. Este calor suele ser desaprovechado, ya sea porque no puede ser utilizado directamente en los procesos industriales o porque solo se aprovecha una pequeña parte del mismo, y es emitido a la atmósfera. Esto causa dos tipos de contaminación: los contaminantes (CO_2 , NO_x , SO_x , hidrocarburos) presentes en estas fuentes de calor residual, así como el calor en sí mismo, que produce un efecto pernicioso en la biodiversidad [22].

El potencial de recuperación de calor residual en el sector industrial es muy alto. En Canadá se pierde hasta el 70% del consumo energético del sector industrial [62]. En Estados Unidos, el calor residual en el sector industrial supone entre el 20% y el 50% del consumo energético [63]. Algunos de los portadores de

calor residual más comunes son aire caliente, gases de combustión, agua caliente presurizada, vapor y agua de escape [64]. Un parámetro clave a la hora de evaluar la recuperación de calor residual es la temperatura de estas fuentes, que afecta al rendimiento de los procesos de revalorización energética y al diseño de los intercambiadores de calor. Así, se pueden encontrar fuentes de calor residual de baja temperatura ($<250^{\circ}\text{C}$), media ($250\text{-}650^{\circ}\text{C}$) y alta ($>650^{\circ}\text{C}$) [65].

Recuperar este calor residual es posible mediante diversas tecnologías: intercambiadores de calor, bombas de calor, máquinas de absorción/adsorción para generación de frío y sistemas de revalorización de calor. Un sistema de revalorización de calor residual permite recuperar este calor y transformarlo en electricidad mediante un ciclo termodinámico, el cual puede ser un ciclo Rankine de vapor, un ORC, un ciclo Kalina o un ciclo Goswami, o de forma directa mediante dispositivos termoeléctricos, termoiónicos o piezoeléctricos [66]. En general, los ciclos Rankine de vapor se utilizan con fuentes de calor residual de alta temperatura, mientras que para fuentes de calor de baja temperatura y/o sistemas de baja potencia los ORC son la opción más interesante, en comparación con otras tecnologías más complejas o menos desarrolladas [14]. En este tipo de sistemas, la transferencia de calor puede realizarse de dos formas: de forma directa con un intercambiador de calor con el portador de calor residual y el fluido de trabajo; de forma indirecta, mediante un anillo con un fluido secundario, generalmente aceite térmico, que proporciona, entre otros, una operación más suave ante las variaciones del proceso industrial. Navarro-Esbrí *et al.* [67] presentan un sistema ORC de 20 kW eléctricos que se activa mediante aceite térmico a 165°C extraído del calor residual en forma de humos a 225°C procedentes de un horno cerámico (véase Figura 2.7), alcanzando eficiencias del 12.5%.



Figura 2.7. Recuperador de aceite térmico en [67].

Se ha estimado un potencial de generación eléctrica a partir de calor residual de 750 MWe en Estados Unidos, 500 MWe en Alemania y 3,000 MWe en Europa (EU-12) [68,69]. Algunas industrias presentan un potencial especialmente alto para la recuperación del calor residual. Un ejemplo es la industria del cemento, donde el 40% de la energía se pierde en forma de calor a través de gases con temperaturas de entre 215°C y 315°C [70]. Otros ejemplos de industrias con alto potencial para la recuperación de calor son la industria metalúrgica, química, papelera, cerámica y petroquímica. A pesar del gran potencial de generación eléctrica a partir de calor residual en este tipo de industrias, la decisión de instalar un sistema de este tipo se basa principalmente en la viabilidad económica del mismo [71], que depende del tipo de fuente de calor residual. El coste de sistemas ORC basados en turbinas para fuentes de calor residual de alta temperatura varía entre 1,000 €/kW para instalaciones de varios MW de potencia eléctrica hasta 3,000 €/kW para instalaciones de cientos de kW de potencia eléctrica [72]. Asumiendo que el coste del ORC supone el 50% del coste total de la instalación, el coste de inversión específico se sitúa entre 1,500 y 4,000 €/kW. Los costes de inversión de estos sistemas aumentan

para sistemas de pequeña potencia, tal y como señalan Tchanche *et al.* [73], que determinan el coste de inversión específico de un sistema ORC-WHR de 2 kW eléctricos en 5,775 €/kW, mientras que para un sistema ORC-WHR de 50 kW eléctricos se sitúa en 3,034 €/kW. Concluyen que estos sistemas, aunque son técnica y económicamente viables, necesitan de subsidios o esquemas de financiación tipo primas (feed-in-tariff) similares a los que reciben el resto de energías renovables para que se produzca su adopción de forma amplia en el sector industrial.

2.2.1.6. Ciclos combinados

La capacidad de los sistemas ORC de poder trabajar con fuentes de calor de baja temperatura y rangos de pequeña potencia permite que puedan utilizarse para recuperar el calor residual de otros ciclos de potencia, formando un ciclo combinado.

Los avances tecnológicos actuales han permitido el desarrollo de turbinas de gas de alta eficiencia, caracterizadas por una disminución de la temperatura de los gases de escape de las mismas. Chacartegui *et al.* [74] comparan un ciclo combinado formado por una turbina de gas de alta eficiencia y un ciclo convencional de vapor con un nuevo ciclo combinado formado por una turbina de gas de alta eficiencia y un ORC. La eficiencia global de este nuevo ciclo combinado aumenta en hasta el 3% con respecto al ciclo combinado convencional, en función del fluido de trabajo. Además, también concluyen que es posible obtener la misma eficiencia en ambas soluciones (alrededor del 60%), pero con la diferencia de que el nuevo ciclo combinado requiere menor temperatura de entrada en la turbina de gas, obteniéndose una reducción de emisiones de NO_x, costes de inversión y de mantenimiento. Al mismo tiempo, muestran que este nuevo ciclo combinado es atractivo económicamente cuando el coste de la turbina de gas y del sistema del ORC se encuentran por debajo de 350 €/kW y 2,000 €/kW, respectivamente. Un estudio similar [75] recomienda la

tecnología ORC en lugar del ciclo convencional de vapor para recuperar el calor presente en los gases de escape de turbinas de gas, señalando como una de las ventajas el menor coste de inversión del ORC de 1,500 €/kW comparado con el coste de inversión de un ciclo convencional de vapor de 2,050 €/kW. También hay estudios que analizan la recuperación del calor residual procedente de microturbinas de gas. Invernizzi *et al.* [76] muestran como para una microturbina de 100 kW eléctricos es posible obtener 45 kW eléctricos adicionales mediante la recuperación de calor residual a través de un ORC. Se consigue así un aumento de la eficiencia eléctrica del sistema que pasa del 30% al 40%. Además, el ORC es capaz de producir 30 kW de calor a baja temperatura (100°C) para cogeneración. Se estima el coste del sistema completo en 4,000 €/kW.

Los ORC también pueden recuperar el calor presente en los gases de combustión y/o el sistema de enfriamiento de ICE. Peris *et al.* [77] analizan la recuperación de calor del agua refrigeración en ICEs mediante ORCs, mejorando la eficiencia eléctrica del sistema en el 5%. Srinivasan *et al.* [78] examina el potencial del recuperación de calor residual procedente de un ICE de alta eficiencia, bajas emisiones y gases de escape de baja temperatura acoplado a un ORC. Se observa una mejora del 7% en la eficiencia y una disminución del 18% en las emisiones específicas de NO_x y CO₂. Querol *et al.* [79] realizan una comparación termoeconómica de ciclos combinadas de turbinas de gas y motores de gas junto con ORCs. A pesar de la mayor eficiencia del sistema, muestran como los costes de inversión específicos son superiores en el sistema de motor de gas que en el de turbina de gas, 1,296 €/kW y 1,028 €/kW respectivamente. Bombarda *et al.* [13] comparan dos tecnologías diferentes para la recuperación de calor de dos motores diesel de 8.9 MWe cada uno, mediante ORC y ciclo Kalina. A pesar de que ambas tecnologías obtienen potencias similares, las presiones de operación son de 100 bar para el ciclo Kalina y 10 bar para el ORC, con lo que concluyen que es más interesante la adopción del ORC.

Una aplicación concreta de gran potencial para la aplicación de sistemas de ORC radica en las plantas de biogás. La digestión anaeróbica de la biomasa produce un combustible gaseoso, conocido como biogás, que se introduce en un ICE para producir energía eléctrica. Los gases de combustión del motor se utilizan, en parte, para mantener las condiciones óptimas de temperatura en el digester y el sustrato de la planta. No obstante, no todo el calor puede ser utilizado, haciendo que la viabilidad de estas plantas dependa en gran medida de recibir incentivos económicos. Por tanto, resulta interesante la posibilidad de acoplar un ORC para producir más potencia eléctrica a partir del calor residual sobrante en estas plantas. Actualmente, Alemania se encuentra a la cabeza en cuanto a desarrollo de sistemas de biogás. En 2008 las plantas de biogás en este país produjeron 10 TWh de energía eléctrica, contribuyendo en el 1.6% a la demanda energética del país [80]. Así, el potencial de incorporación de sistemas ORC es alto, especialmente teniendo en cuenta que la tendencia actual en el sector del biogás es hacia producción eléctrica descentralizada en localizaciones con sistemas CHP [81]. En general, se recomienda la incorporación de un sistema ORC a una planta de biogás cuando la instalación no aproveche el calor residual en aplicaciones CHP [82].

Este concepto de acoplamiento de un ORC a un ICE también puede aplicarse a motores de menor potencia como los que se utilizan en automoción. Así, un motor de encendido por chispa de 1.4 L típico presenta eficiencias del 15 – 32% dependiendo de las condiciones de operación. El resto de la energía es liberada a través del radiador (18 – 42% a 80-100°C) y del sistema de escape (22 – 46% a 400 – 900°C) [83]. El concepto de utilizar un ciclo de potencia a un ICE en vehículos no es nuevo y los primeros desarrollos técnicos se produjeron después de la crisis del petróleo de 1970. Mack Trucks [84] diseñó y construyó un prototipo de ciclo Rankine que operaba con los gases de escape de un motor de camión de 288 HP. Una prueba en carretera de 450 km demostró la viabilidad técnica y económica del proyecto con una reducción del consumo de combustible del 12.5%. Sin embargo, a pesar del avance en las tecnologías de expansión y los

fluidos de trabajo, después de las crisis energéticas de 1970s y 1980s, la idea se dejó de lado. Las nuevas regulaciones en cuanto a emisiones de GHG y CO₂ han renovado el interés en este tipo de sistemas. Honda [85] ha diseñado y construido un prototipo de ciclo Rankine con una eficiencia máxima del 13% y que funciona con los gases de escape del motor. A 100 km/h la eficiencia global del sistema pasa del 28.9% al 32.7%. En este sentido, los sistemas ORC pueden producir ahorros sustanciales de combustible al permitir recuperar no solo el calor presente en los gases de escape sino también los del circuito de refrigeración. El generador termoeléctrico (TEG: ThermoElectric Generator), basado en el efecto Seebeck, compite tecnológicamente en este tipo de aplicaciones, siendo sus principales ventajas el menor peso del sistema y la ausencia de partes móviles. Por contra, presenta menores eficiencias y mayores costes de los materiales, que incluyen metales raros.

Además de los ciclos combinados presentados hasta ahora en los que el ORC aprovecha el calor residual procedente de otros ciclos de potencia como las turbinas de gas e ICEs, también se tiene una coexistencia de dos ciclos termodinámicos, el ORC junto con el ciclo de compresión de vapor (VCC: Vapour Compression Cycle). Así, se puede utilizar un ORC para transformar en trabajo una fuente de calor, y utilizar este trabajo para activar un VCC, generando frío. Comparada con otras tecnologías de producción de frío activadas térmicamente, un ORC-VCC tiene la ventaja de aprovechar la fuente de calor durante todo el año produciendo frío o electricidad cuando el frío no es necesario [86]. En la Figura 2.8 se presenta un esquema de este tipo de sistema en el que se han añadido varios recuperadores al concepto inicial para aumentar el desempeño en la producción de frío. En caso de utilizar este sistema con el VCC como bomba de calor, se puede producir calor con un COP mayor a la unidad.

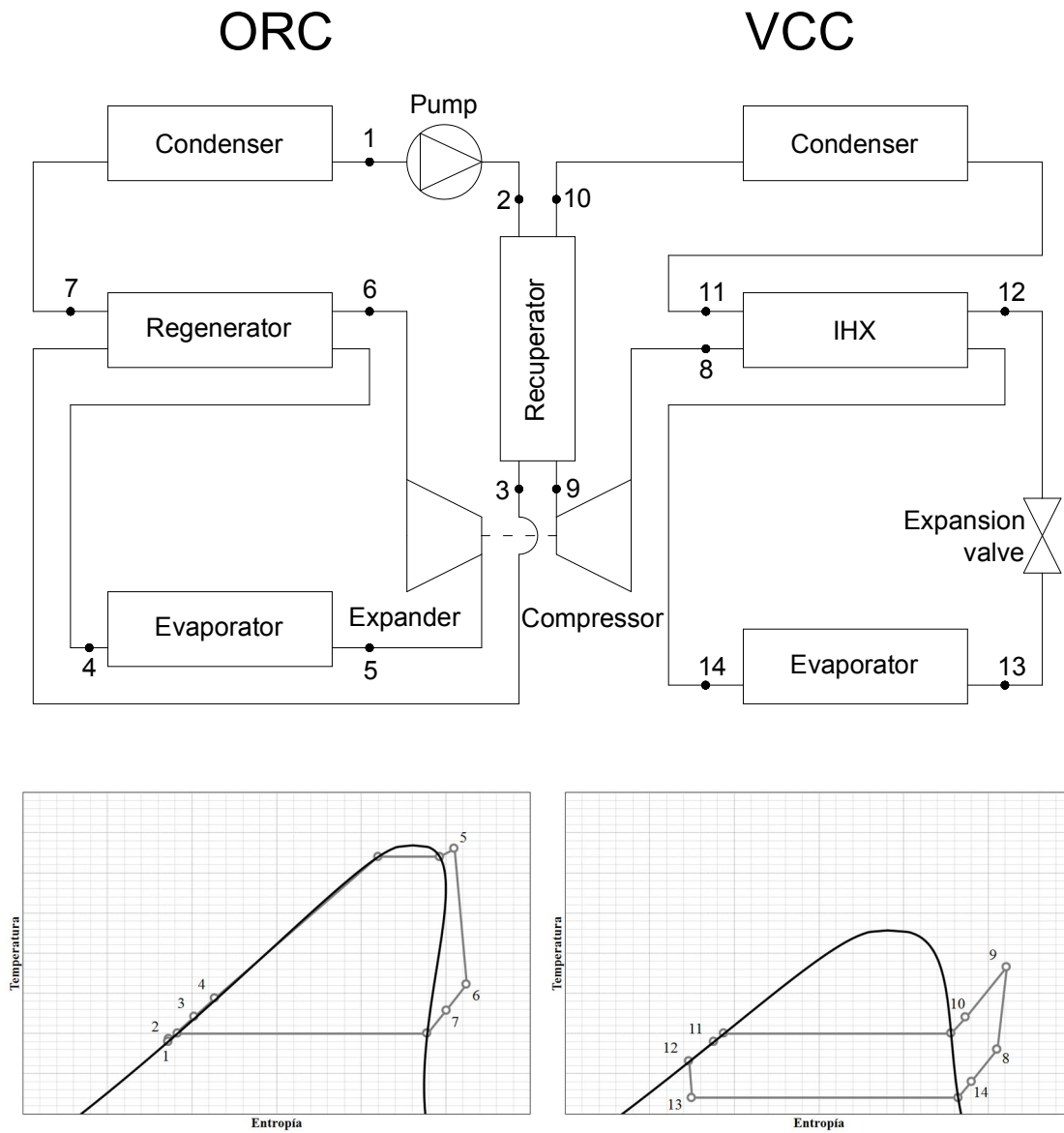


Figura 2.8. Esquema de un sistema ORC-VCC [87].

2.2.2. Configuraciones

La Figura 2.9 muestra un esquema de la configuración básica de un ORC. El ciclo termodinámico consta de cuatro procesos:

- Proceso 1-2: compresión del líquido desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación mediante la bomba. Idealmente, esta compresión es isoentrópica, aunque en la realidad el proceso de compresión tiene cierta eficiencia isoentrópica. Del mismo modo, idealmente el líquido a la entrada de la bomba se encuentra en condiciones de saturación, pero en la práctica se requiere de cierto grado de subenfriamiento para evitar fenómenos de cavitación en la bomba.
- Proceso 2-3: adición de calor a presión constante en el evaporador alcanzando la temperatura máxima del ciclo.
- Proceso 3-4: expansión del vapor desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación mediante el expansor. Idealmente, esta expansión es isoentrópica, aunque en la realidad el proceso de expansión tiene cierta eficiencia isoentrópica. Del mismo modo, idealmente el vapor a la entrada del expansor se encuentra en condiciones de saturación, pero en la práctica se requiere de cierto grado de recalentamiento para evitar presencia de líquido en el proceso de expansión.
- Proceso 4-1: cesión de calor a presión constante en el condensador alcanzando la temperatura mínima del ciclo.

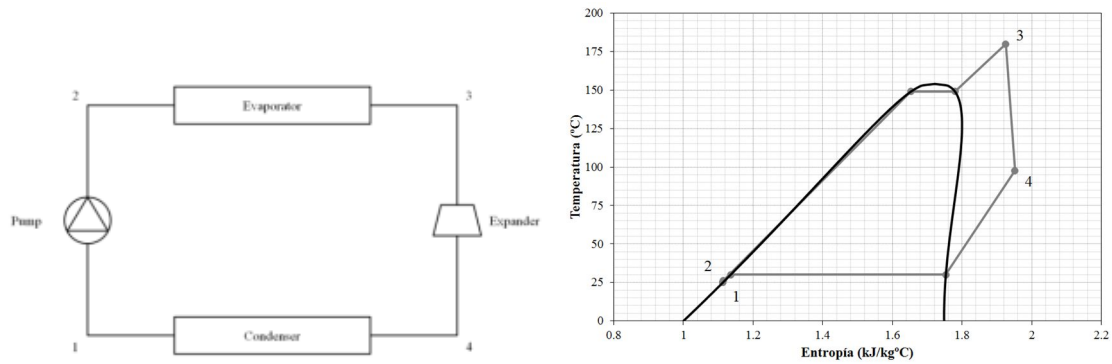


Figura 2.9. Ciclo orgánico Rankine básico.

El ciclo básico puede mejorarse mediante diferentes configuraciones que permiten aumentar el desempeño del ciclo, a costa de aumentar su complejidad. Se puede utilizar un regenerador entre la salida de la bomba y la salida del expansor, tal y como se observa en la Figura 2.10. Esto permite reducir la cantidad de calor necesaria para evaporar el fluido en el evaporador.

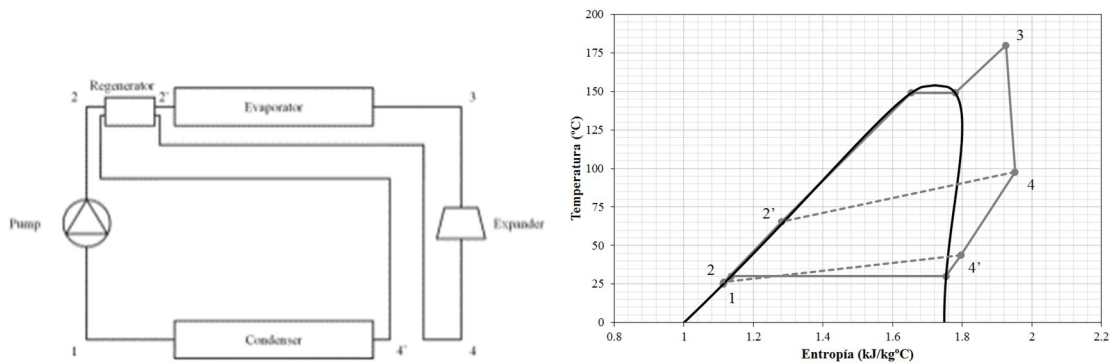


Figura 2.10. Ciclo orgánico Rankine con regenerador.

Según las presiones de trabajo se puede diferenciar entre ciclos subcríticos, transcíticos y supercríticos. Los ciclos subcríticos trabajan con presiones por debajo de la presión crítica, produciéndose la evaporación del fluido. Cuando no se especifica lo contrario, se entiende que el ciclo de trabajo es subcrítico. Incrementar la presión de evaporación supone un aumento de la eficiencia del ciclo. Cuando la presión de trabajo durante la captación de calor es superior a la

presión crítica, el ciclo pasa a ser transcrito y la captación de calor produce el calentamiento de un fluido supercrítico. Los ciclos supercríticos son aquellos en los que ambas presiones de trabajo se encuentran por encima de la presión crítica [88].

Los ciclos transcritos y supercríticos suelen utilizar fluidos orgánicos con bajos puntos de ebullición y temperaturas críticas bajas. La principal ventaja de este tipo de ciclos es el aumento en la eficiencia de los intercambiadores de calor y ligeros aumentos en la eficiencia del ciclo, aunque este tipo de ciclos suelen requerir de precauciones adicionales en cuanto a seguridad al trabajar a mayores presiones, incrementándose el coste del sistema [89]. En este sentido, ha aumentado el interés por el uso del dióxido de carbono como fluido de trabajo [90]. Este fluido presenta varias ventajas: es abundante, medioambientalmente seguro, no inflamable ni tóxico, barato y sus propiedades termofísicas son conocidas con precisión.

2.2.3. Expansores

El proceso de expansión y la tecnología del expansor resulta un aspecto clave que afecta al desempeño de un sistema ORC. Se puede diferenciar entre dos tipos principales tecnologías de expansión: las turbomáquinas o turbinas; y los expansores volumétricos o de desplazamiento positivo.

2.2.3.1. Turbomáquinas

Las turbinas que se utilizan en los sistemas ORC no se diferencian en gran medida de las que se utilizan en los ciclos convencionales de vapor. No obstante, debido a la diferencia entre las propiedades termofísicas del agua y de los fluidos orgánicos, sí que presentan una serie de características propias. El mayor peso molecular de los fluidos orgánicos hace que su velocidad sónica sea menor que

para el agua. Evitar alcanzar estas velocidades es un factor a tener en cuenta en el diseño de las turbinas, ya que implican mayores irreversibilidades y menores eficiencias. Por otro lado, en los sistemas ORC se tienen mayores ratios de expansión y menores diferencias entálpicas que en los ciclos convencionales de vapor, con lo que las turbinas necesitan menos etapas de expansión. Las mayores densidades de los fluidos orgánicos hacen que las dimensiones de las turbinas sean menores. Este hecho, que a primera vista puede parecer ventajoso, supone mayores velocidades de rotación. Por ello, las turbinas no resultan adecuadas para sistemas ORC de pequeña potencia [91]. Por último, algunos fluidos orgánicos son inflamables o caros, con lo que evitar la presencia de fugas es un factor muy importante en el diseño de todos los componentes del sistema, incluido el expansor.

Se pueden encontrar dos tipos de turbinas utilizadas en los sistemas ORC: las turbinas axiales y las turbinas radiales. Las turbinas radiales se utilizan en sistemas con caudales volumétricos bajos y ratios de presión altos, con lo que resultan más adecuadas para sistemas ORC [92]. En la Figura 2.11 se muestran imágenes de una turbina radial diseñada para un ORC que utiliza HFC-245fa como fluido de trabajo [93].

2.2.3.2. Expansores de desplazamiento positivo

Las turbomáquinas no resultan adecuadas para equipos de pequeña potencia [2], principalmente debido a que las velocidades de rotación aumentan drásticamente al disminuir la potencia de la turbina. Esto es debido a una característica típica de las turbomáquinas: para una tecnología dada, la velocidad periférica es aproximadamente constante, independientemente del tamaño de la turbina. La velocidad periférica puede expresarse como:

$$u_2 = \pi ND_2 \quad (2.1)$$

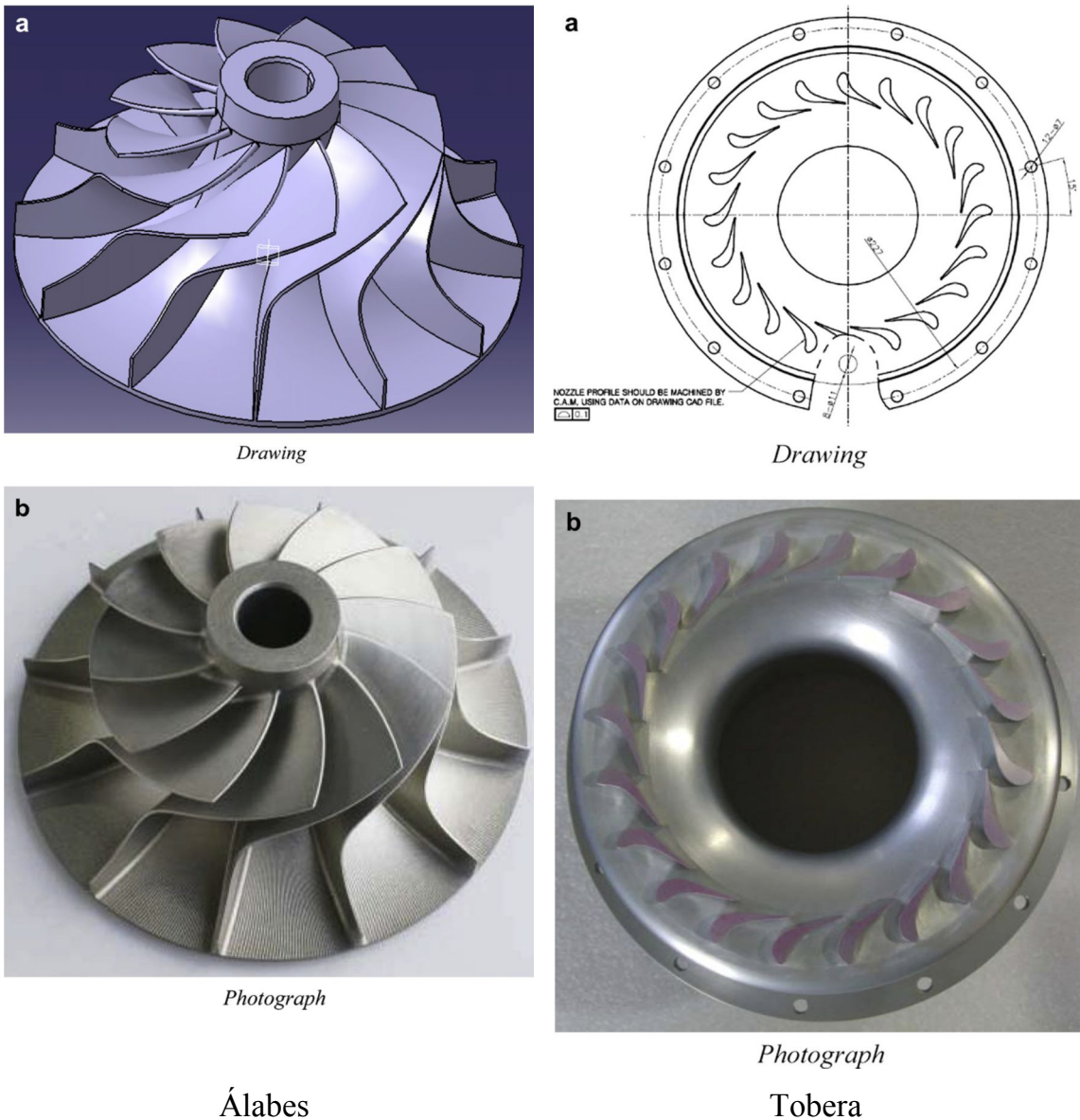


Figura 2.11. Turbina radial diseñada para sistemas ORC [93].

Donde u_2 es la velocidad periférica, N es la velocidad de rotación y D_2 es el diámetro exterior. Como consecuencia, cuando el tamaño de la turbina disminuye, la velocidad de rotación aumenta proporcionalmente [94]. La velocidad de rotación alta es la principal razón por la que es difícil encontrar turbomáquinas de pequeña potencia en el mercado.

Para aplicaciones de pequeña potencia se encuentran disponibles los expansores de desplazamiento positivo. Mientras que para ORCs de alta potencia existen turbomáquinas técnicamente maduras y diseñadas específicamente para estas aplicaciones, casi todos los expansores de desplazamiento positivo usados hasta ahora son prototipos, a menudo basados e incluso derivados de tecnologías de compresión. Aun así, resultan interesantes como sustitutos a las turbomáquinas en aplicaciones de pequeña potencia, y presentan algunas ventajas adicionales: pueden trabajar a velocidades de rotación bajas, normalmente 1,500 o 3,000 rpm, lo cual permite acoplarlos directamente a generadores asíncronos en una red eléctrica de 50 Hz sin necesidad de equipos de electrónica de potencia; por otro lado, admiten la presencia de fase líquida durante el proceso de expansión.

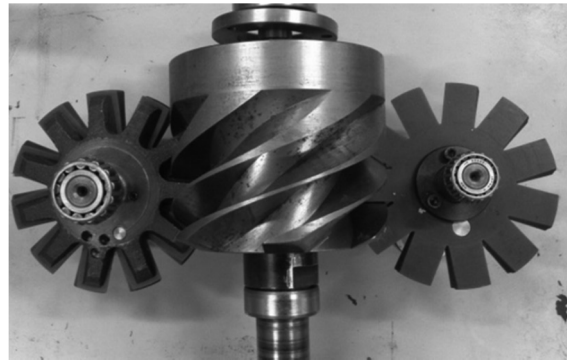
Se puede diferenciar entre dos tipos de expansores de desplazamiento positivo: los alternativos y los rotativos. En la Figura 2.12 se muestran imágenes de los principales tipos de expansores de desplazamiento positivo.

Los expansores de desplazamiento positivo alternativos también se conocen como de pistón, ya que la variación de volumen se produce con el movimiento alternativo de un pistón en una misma cámara, que actúa como cámara de succión, expansión y descarga en función de las válvulas de succión y descarga.

En cuanto a los expansores de desplazamiento positivo rotativos, existen varios tipos, destacando los scrolls y los tornillos. En este tipo de expansores las cámaras de succión, expansión y descarga coexisten. Así, la cámara de succión evoluciona en una o varias cámaras de expansión (por ejemplo, los scrolls se caracterizan por dos cámaras de expansión) después de una revolución del eje. De forma similar, las cámaras de expansión pasan a ser cámaras de descarga en el momento en que entran en contacto con la línea de descarga. La Figura 2.13 muestra el proceso de expansión para el caso particular de un expansor scroll.



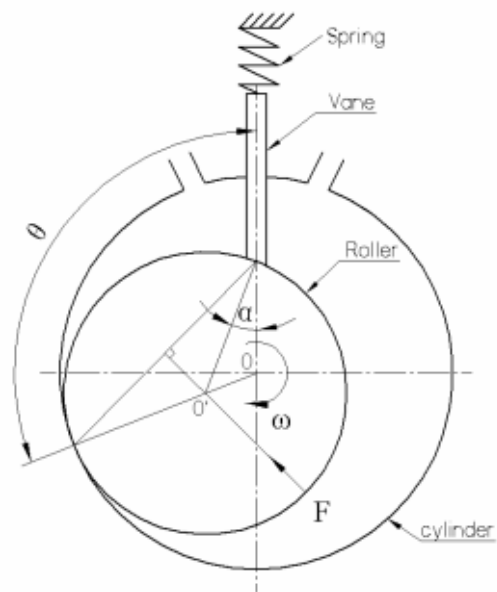
Expansor de tornillos gemelos



Expansor de tornillo



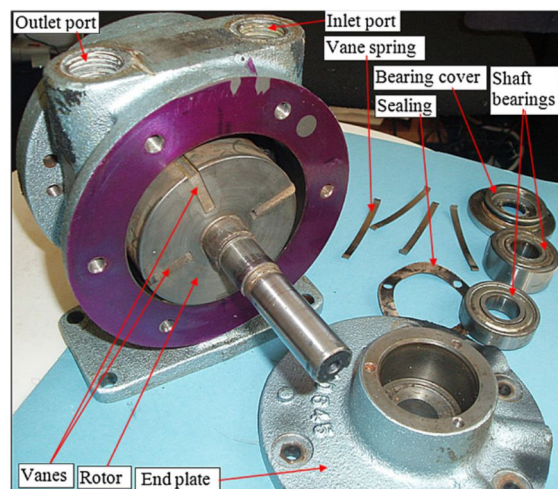
Expansor scroll



Expansor de pistón rotativo



Expansor Wankel



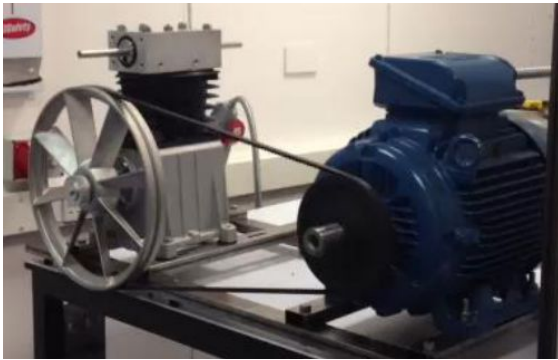
Expansor de paletas



Expansor Lysholm



Expansor Gerotor



Expansor de pistón



Expansores multipistón

Figura 2.12. Distintos tipos de expansores de desplazamiento positivo.

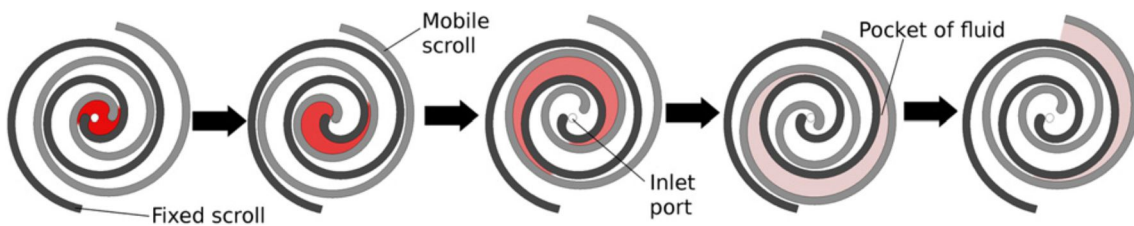


Figura 2.13. Proceso de expansión en un expansor scroll [2].

Al contrario que sucedía con los expansores de pistón, los expansores rotativos no necesitan válvulas, ya que la evolución de los procesos de succión y descarga viene impuesta por la geometría de las máquinas. En términos de diseño

esto supone una ventaja importante frente a los expansores de pistón. Además, el hecho de que la succión y la descarga no ocurran en el mismo lugar limita la transferencia de calor entre ambas, lo cual tiene un efecto positivo en la eficiencia de los expansores. Por otro lado, los expansores de pistón suelen presentar menores fugas internas que los expansores rotativos. Si debido a las condiciones de operación aparece líquido durante el proceso de expansión, los expansores de pistón pueden sufrir daños, mientras que los expansores scroll o de tornillo admiten mayor presencia de líquido. Por último, de forma general, el diseño de los expansores de pistón permite trabajar con mayores ratios de presión.

El principio de funcionamiento de un expansor de desplazamiento positivo se basa en que el aumento de volumen de la cámara de expansión da lugar a la bajada de presión. El ratio entre el volumen de la cámara de expansión al final de la expansión y al principio se conoce como relación de volúmenes interna del expansor $r_{v,in}$ (“built-in volume ratio” en inglés). Dos tipos de pérdidas pueden ocurrir cuando la relación de volúmenes del sistema no coincide con la relación de volúmenes interna del expansor (véase Figura 2.14): la sub-expansión, que ocurre cuando la relación de volúmenes interna del expansor es menor que la del sistema; la sobre-expansión, que ocurre la relación de volúmenes interna del expansor es mayor que la del sistema. Estos dos efectos pueden reducir considerablemente la eficiencia del expansor, siendo más grave la sobre-expansión [95]. Otras posibles fuentes de pérdidas en el proceso de expansión incluyen fricción, pérdidas de carga en la admisión y la descarga, fugas internas y pérdidas de calor [96].

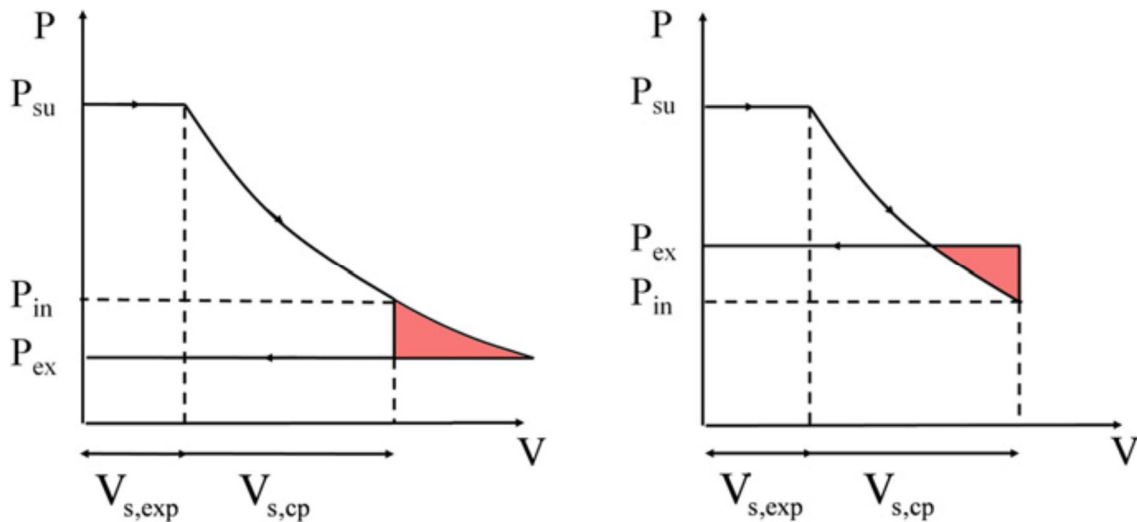


Figura 2.14. Sub-expansión y sobre-expansión [2].

Uno de los principales retos a la hora de utilizar expansores de desplazamiento positivo es la lubricación, tanto de los rodamientos como de la cámara de expansión. Una solución consiste en instalar un separador de aceite a la salida del expansor. En este caso, a diferencia de en un compresor, es necesaria una bomba de aceite lubricante para llevar el aceite separado a la entrada del expansor. Otra solución consiste en mezclar aceite lubricante junto con el fluido de trabajo para circule por todo el ciclo e instalar un separador de aceite a la salida del expansor. El aceite que se separa se inyecta a los rodamientos mientras que la lubricación de la cámara de expansión se basa en el aceite que no es capaz de separar el separador. También se pueden utilizar expansores “oil-free”, aunque estos suelen presentar mayores fugas internas debido a las altas tolerancias entre las partes móviles [97].

2.2.3.3. Comparación entre tecnologías de expansión

La elección de la tecnología de expansión a utilizar depende principalmente de las condiciones de operación y del tamaño del sistema. Quoilin *et al.* [98] desarrollan un mapa de operación óptima para tres tecnologías de expansión en tres aplicaciones diferentes (véase Figura 2.15), de donde se puede extraer que

los expansores de desplazamiento positivo resultan más adecuados para sistemas ORC de pequeña potencia al estar caracterizados por menores caudales volumétricos, ratios de presión más altos y menores velocidades de rotación que las turbomáquinas.

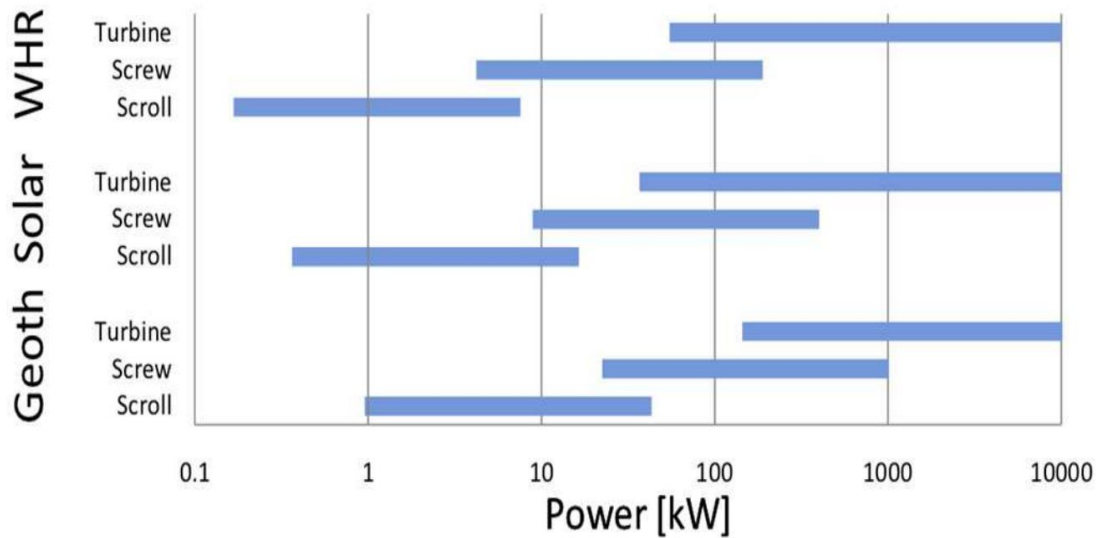


Figura 2.15. Mapa de operación óptima de tres tecnologías de expansión en tres aplicaciones distintas [98].

En la literatura se utilizan distintos indicadores para comparar el desempeño de expansores. Así, se define la eficiencia isoentrópica ε_{is} como el ratio entre la diferencia de entalpías real y la diferencia de entalpías isoentrópica en el proceso de expansión (véase Ecuación 2.2). Por otro lado, se define la eficiencia global ε_{ov} como el ratio entre la potencia obtenida y la potencia máxima que se podría obtener de forma ideal, mediante una expansión isoentrópica, calculada como el producto entre el caudal másico y la diferencia de entalpías isoentrópica en el proceso de expansión (véase Ecuación 2.3).

$$\varepsilon_{is} = \frac{h_{su} - h_{ex}}{h_{su} - h_{ex,is}} \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_{ov} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (2.3)$$

La diferencia entre estas dos eficiencias viene dada por las pérdidas de calor al ambiente, tal y como se ve desarrollando un balance energético en el expansor:

$$\varepsilon_{ov} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} = \frac{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is}) - \dot{Q}_{amb}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} = \varepsilon_{is} - \frac{\dot{Q}_{amb}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (2.4)$$

Por tanto, si el proceso de expansión es totalmente adiabático ambas eficiencias tienen el mismo valor. Sin embargo, tal y como indica Lemort *et al.* [99], los expansores volumétricos, incluso si se aíslan, desprenden una cantidad no despreciable de calor al ambiente. Otro factor a tener en cuenta es el tipo de potencia obtenida en el expansor: eléctrica o mecánica. Mientras que para expansores abiertos suele medirse la potencia mecánica, en expansores herméticos el eje no se encuentra accesible y se mide la potencia eléctrica. La diferencia entre los dos tipos de medida es la eficiencia del generador, que suele encontrarse entre el 70% y el 95%.

Para cuantificar el desempeño de los expansores volumétricos se define un segundo indicador. En los compresores volumétricos, este indicador se conoce como eficiencia volumétrica. En los expansores volumétricos, esta eficiencia puede ser mayor que la unidad debido a las fugas internas. Así, se define una nueva variable, el factor de llenado φ (“filling factor” en inglés):

$$\varphi = \frac{\dot{m} v_{su}}{\dot{V}_{su,in}} \quad (2.5)$$

En la Tabla 2.1 se recogen de la literatura trabajos experimentales destacados en cuanto al desempeño de distintos tipos de expansores. Se observa como la

mayoría de los estudios experimentales tratan sobre expansores scroll, seguidos por las turbinas radiales. En cuanto a los fluidos de trabajo utilizados en estos trabajos experimentales, destacan HCFC-123, HFC-134a y HFC-245fa. Al tratarse de trabajos experimentales realizados en laboratorio en su mayoría, las potencias alcanzadas no suelen superar 1 kW. Se observa como para expansores de desplazamiento positivo las velocidades de giro se encuentran entre 1,000 rpm y 5,000 rpm, mientras que para turbinas las velocidades presentan valores más elevados, alcanzando las 60,000 rpm. En cuanto a las eficiencias alcanzadas, se observan buenos resultados para expansores scroll y turbinas, mientras que los valores más reducidos en los trabajos con otros tipos de tecnologías de expansión pueden ser debidos al menor número de trabajos experimentales llevados a cabo.

Tabla 2.1. Resultados experimentales de distintos tipos de expansores.

Autores	Tipo de expansor	Especificaciones			Condiciones			Desempeño alcanzado			
		Características	Desplazamiento (cm ³ /rev)	Relación de volúmenes interna	Fluido de trabajo	Velocidad de giro (rpm)	Relación de presiones	Factor de llenado	Eficiencia isoentrópica	Eficiencia global	Potencia (kW)
Aoun <i>et al.</i> [100]	Scroll	Sistema abierto oil-free	31.5	3.18	Agua	1,000 – 3,000	3 – 5	1.61 – 4	36% – 48%	-	0.2 – 0.45 (mecánica)
Declaye <i>et al.</i> [101]	Scroll	Sistema abierto oil-free	30.88	3.95	HFC-245fa	2,000 – 3,500	3 – 7.5	-	-	27.5% – 75.7% (mecánica)	0.21 – 2.0 (mecánica)
Lemort <i>et al.</i> [96]	Scroll	Sistema abierto oil-free	36.54	4.05	HCFC-123	1,771 – 2,660	2.5 – 5.5	1.067 – 1.336	-	42.4% – 68% (mecánica)	0.382 – 1.82 (mecánica)
Chang <i>et al.</i> [102]	Scroll	Sistema abierto	40.81	2.12	HFC-245fa	1,600 – 3,100	-	1.14 – 1.41	60.8% – 68.4%	-	1.1 – 1.34 (mecánica) 0.87 – 1 (eléctrica)
Peterson <i>et al.</i> [103]	Scroll	Sistema abierto	12	4.57	HCFC-123	600 – 1,400	3.28 – 3.87	2.38 – 2.56	-	48.1% – 49.9% (mecánica)	0.187 – 0.256 (mecánica)

Saitoh <i>et al.</i> [104]	Scroll	Sistema abierto	60	-	CFC-113	1,500 – 5,000	-	-	-	63% (mecánica)	0 – 0.45 (mecánica)
Wang <i>et al.</i> [105]	Scroll	Sistema abierto	6.8	2.5	HFC-134a	2,000 – 3,800	2.65 – 4.84	-	-	61% – 77.5% (mecánica)	0.28 – 0.83 (mecánica)
Woodland <i>et al.</i> [106]	Scroll	Sistema abierto	58.22	1.8	HFC-134a	500 – 4,500	1.3 – 4.3	0.85 – 2	-	40% – 74% (mecánica)	-
Mendoza <i>et al.</i> [107]	Scroll	Sistema abierto	28.39	1.9	Aire	1,536 – 3,588	1.5 – 3.5	1.22 – 1.82	-	20% – 60% (mecánica)	0.025 – 0.354 (mecánica)
Mendoza <i>et al.</i> [107]	Scroll	Sistema abierto	28.39	1.9	Amoniaco	1,500 – 3,498	1.3 – 2.1	1.39 – 2	-	20% – 60% (mecánica)	0.1 – 0.989 (mecánica)
Bracco <i>et al.</i> [108]	Scroll	Sistema hermético	-	-	HFC-245fa	3,000 – 4,500	5 – 6.5	-	-	57.5% – 75% (eléctrica)	1.1 – 1.5 (eléctrica)
Chang <i>et al.</i> [102]	Scroll	Sistema hermético	35	2.95	HFC-245fa	1,900 – 3,100	-	1.23 – 1.39	72% – 76%	-	1.05 – 1.43 (mecánica) 0.8 – 1.1 (eléctrica)
Harada [109]	Scroll	Sistema hermético	7.37	2.5	HFC-245fa	2,200 – 3,600	2 – 7	-	51% – 87.2%	-	0.38 – 0.86 (mecánica)
Lemort <i>et al.</i> [99]	Scroll	Sistema hermético	22.2	3	HFC-245fa	3,000	2 – 6	1.024 – 1.101	-	34.28% – 71.03% (eléctrica)	0.298 – 2.032 (eléctrica)

Autores	Tipo de expansor	Especificaciones			Condiciones			Desempeño alcanzado			
		Características	Desplazamiento (cm ³ /rev)	Relación de volúmenes interna	Fluido de trabajo	Velocidad de giro (rpm)	Relación de presiones	Factor de llenado	Eficiencia isoentrópica	Eficiencia global	Potencia (kW)
Zanelli <i>et al</i> [110]	Scroll	Sistema hermético	32.14	2.44	HFC-134a	2,400 – 3,600	2.4 – 4	0.96 – 1.22	58% – 75%	44% – 65% (eléctrica)	1 – 3.2
Guangbin <i>et al.</i> [111]	Scroll	Sistema hermético con dos expansores simétricos	-	-	HCFC-123	1,200 – 2,066	4.5	1.59 – 2.56	23% – 36.4%	6.3% – 14.9% (eléctrica)	0.45 – 0.76 (eléctrica)
Zhang <i>et al.</i> [112]	Tornillo	-	-	-	HCFC-123	900 – 2,700	2 – 4.6	1.1 – 1.55	63.46% – 73.25%	26% – 57.88% (mecánica)	0.14 – 0.25 (mecánica)
Mohd <i>et al.</i> [113]	Paletas	-	-	-	HFC-245fa	2,200 – 2,900	21.54 – 24.17	-	-	43.1% – 48% (mecánica)	0.01 – 0.032 (mecánica)
Qiu <i>et al.</i> [114]	Paletas	-	-	-	HFE-7000	1,215 – 1,700	1.166 – 1.282	-	52.38% – 55.45%	-	1.659 – 1.72 (mecánica)
Kang [93]	Turbina	Radial	-	-	HFC-245fa	20,000	2.5 – 2.8	-	-	62% – 92% (eléctrica)	22 – 33 (eléctrica)

Yagoub <i>et al.</i> [43]	Turbina	Radial	-	-	HFE-7000	60,000	-	-	80% – 90%	-	1.5 (eléctrica)
Yagoub <i>et al.</i> [43]	Turbina	Radial	-	-	n-pentano	60,000	-	-	40%	-	1.5 (eléctrica)
Yamamoto <i>et al.</i> [115]	Turbina	Radial	-	-	Agua	0 – 45,000	-	-	-	34% – 46% (mecánica)	0 – 0.15 (mecánica)
Yamamoto <i>et al.</i> [115]	Turbina	Radial	-	-	HCFC-123	0 – 35,000	-	-	-	32% – 48% (mecánica)	0 – 0.15 (mecánica)

2.2.4. Fluidos de trabajo

El fluido de trabajo de un ORC es uno de los parámetros clave en su diseño, tanto desde el punto de vista de su viabilidad técnica como económica [116], ya que no solo afecta a la eficiencia del sistema, sino también al tamaño de los componentes, el diseño del expansor y a la seguridad del sistema, entre otros.

2.2.4.1. Selección de fluidos de trabajo

En la literatura se pueden encontrar un gran número de trabajos científicos relacionados con la selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC. En la mayoría de los casos, estos estudios presentan una comparación entre un conjunto de fluidos de trabajo candidatos en términos de desempeño termodinámico y basado en un modelo termodinámico del ciclo. Además, la lista de fluidos de trabajo candidatos para sistemas ORC es muy extensa. En la Tabla 2.2 se recoge una recopilación de fluidos de trabajo candidatos para ser utilizados en sistemas ORC [117].

Tabla 2.2. Fluidos de trabajo candidatos para sistemas ORC.

Categoría y nombre	Nombre alternativo	Presión crítica (bar)	Temperatura crítica (°C)
Hidrocarburos (HCs)			
Etano	HC-170	48.7	32
Propeno	HC-1270	45.3	91
Propano	HC-290	41.8	96
Ciclopropano	HC-270	54.8	124
Propino	-	56.3	129
Isobutano	HC-600a	36.4	135
Isobuteno	-	39.7	144
N-butano	HC-600	37.9	152
Neopentano	-	31.6	160
Isopentano	HC-601a	33.7	187

N-pentano	HC-601	33.6	196
Isohexano	-	30.4	225
N-hexano	-	30.6	235
N-heptano	-	27.3	267
Ciclohexano	-	40.7	280
N-octano	-	25.0	296
N-nonano	-	22.7	321
N-decano	-	21.0	345
N-dodecano	-	17.9	382
Benceno	-	48.8	298
Tolueno	-	41.3	319
P-Xileno	-	34.8	342
Etilbenceno	-	36.1	344
N-propilbenceno	-	32.0	365
N-butilbenceno	-	28.9	388
Perfluorocarbonos (PFCs)			
Carbon-tetrafluoruro	PFC-14	36.8	-46
Hexafluoroetano	PFC-116	30.5	20
Octafluoropropano	PFC-218	26.8	73
Perfluoro-N-pentano	PFC-5050	20.2	149
Decafluorobutano	PFC-3-1-10	23.2	113
Dodecafluoropentano	PFC-4-1-12	20.5	147
Clorofluorocarbonos (CFCs)			
Triclorofluorometano	CFC-11	43.7	197
Diclorodifluorometano	CFC-12	39.5	111
Triclorotrifluoroetano	CFC-113	33.8	213
Diclorotetrafluoroetano	CFC-114	32.4	145
Cloropentafluoroetano	CFC-115	30.8	79
Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs)			
Diclorofluorometano	HCFC-21	51.8	178
Clorodifluorometano	HCFC-22	49.9	96
1,1-Dicloro-2,2,2-trifluorometano	HCFC-123	36.6	183
2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	HCFC-124	36.2	122
1,1-Dicloro-1-fluoroetano	HCFC-141b	42.1	204
1-Cloro-1,1-difluoroetano	HCFC-142b	40.6	137
Hidrofluorocarbonos (HFCs)			
Trifluorometano	HFC-23	48.3	26
Difluorometano	HFC-32	57.4	78
Fluorometano	HFC-41	59.0	44
Pentafluoroetano	HFC-125	36.3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroetano	HFC-134a	40.6	101
1,1,1-Trifluoroetano	HFC-143a	37.6	73
1,1-Difluoroetano	HFC-152a	44.5	112

Categoría y nombre	Nombre alternativo	Presión crítica (bar)	Temperatura crítica (°C)
Fluoroetano	HFC-161	50.9	102
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	HFC-227ea	28.7	101
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropano	HFC-236fa	31.9	124
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropano	HFC-236ea	34.1	139
1,1,1,3,3-Pentafluoropropano	HFC-245fa	36.1	154
1,1,2,2,3-Pentafluoropropano	HFC-245ca	38.9	174
Octafluorociclobutano	HFC-318	27.8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutano	HFC-338mccq	27.2	159
1,1,1,3,3-Pentafluorobutano	HFC-365mfc	32.7	187
Hidrofluoroolefinas (HFOs)			
2,3,3,3-Tetrafluoropropeno	HFO-1234yf	33.8	95
Trans-1,3,3,3-tetrafluoropropeno	HFO-1234ze-E	36.4	109
Cis-1,3,3,3-tetrafluoropropeno	HFO-1234ze-Z	35.3	150
Trans-1,2,3,3-tetrafluoropropeno	HFO-1234ye-E	35.3	107
Cis-1,2,3,3-tetrafluoropropeno	HFO-1234ye-Z	38.4	140
1,1,2,3-Tetrafluoropropeno	HFO-1234yc	38.5	141
1,1,3,3-Tetrafluoropropeno	HFO-1234zc	37.0	124
1,1,2,3,3-Pentafluoropropeno	HFO-1225yc	36.2	139
Trans-1,2,3,3,3-pentafluoropropeno	HFO-1225ye-E	34.0	114
Cis-1,2,3,3,3-pentafluoropropeno	HFO-1225ye-Z	31.8	105
1,1,3,3,3-Pentafluoropropeno	HFO-1225zc	33.1	103
1,1,2-Trifluoropropeno	HFO-1243yc	40.0	131
Trans-1,2,3-trifluoropropeno	HFO-1243ye-E	42.4	156
2,3,3-Trifluoropropeno	HFO-1243yf	38.5	117
1,1,3-Trifluoropropeno	HFO-1243zc	40.4	136
Trans-1,3,3-trifluoropropeno	HFO-1243ze-E	40.5	137
3,3,3-Trifluoropropeno	HFO-1243zf	36.1	105
Cis-1,1,1,4,4,4-hexafluorobuteno	HFO-1336mzz-Z	29.0	171
Hidroclorofluoroolefinas (HCFOs)			
1-Cloro-3,3,3-trifluoropropeno	HFO-1233zd	35.7	166

Siloxanos			
Hexametildisiloxano	MM	19.1	245
Octametiltrisiloxano	MDM	14.4	291
Decametiltetrasiloxano	MD2M	12.2	326
Dodecametilpentasiloxano	MD3M	9.3	354
Octametilciclotetrasiloxano	D4	13.1	312
Decametilciclopentasiloxano	D5	11.6	346
Dodecametilciclohexasiloxano	D6	9.5	371
Alcoholes			
Metanol	-	81.0	240
Etanol	-	40.6	241
Hidrofluoroeter (HFEs)			
Pentafluorodimetileter	HFE-125	33.6	81
Bis-difluorometil-eter	HFE-134	42.3	147
2-Difluorometoxy-1,1,1-trifluoroetano	HFE-245	34.2	170
Pentafluorometoxietano	HFE-245-mc	28.9	134
Heptafluoropropil-metil-eter	HFE-7000	24.8	165
Dimetil-eter	HFE-170	53.7	127
Dietil-eter	HFE-610	36.4	193
Dodecafluoro-2-metilpentan-3-uno	HFE-649	18.6	169

Algunas de las indicaciones a tener en cuenta a la hora de seleccionar un fluido de trabajo para un sistema ORC son las siguientes:

- Desempeño termodinámico: la eficiencia y/o la potencia neta del sistema deben ser lo más altas posibles para las condiciones dadas de temperaturas en la fuente y el sumidero de calor. Este desempeño termodinámico depende de varias propiedades termodinámicas interdependientes del fluido de trabajo: punto crítico, calor específico, densidad... No es sencillo establecer un valor óptimo para cada propiedad termodinámica de forma independiente. El método más común consiste en simular el ciclo mediante un modelo termodinámico evaluando los distintos fluidos de trabajo candidatos. Para ello existen varios indicadores del desempeño termodinámico de un sistema ORC. La eficiencia de primera ley η_l se define como el ratio entre la potencia eléctrica neta producida por el

sistema y la potencia térmica captada por el sistema (véase Ecuación 2.6). También se puede comparar la eficiencia de un sistema ORC con la eficiencia de un ciclo de Carnot ideal, lo que se define como eficiencia de segunda ley η_{II} (véase Ecuación 2.7, donde T_L es la temperatura del foco frío y T_H es la temperatura del foco caliente). Para aplicaciones de cogeneración, también se suele definir la eficiencia térmica del sistema η_{th} como el ratio entre la potencia térmica cedida por el sistema y la potencia térmica captada por el sistema (véase Ecuación 2.8). Para aplicaciones de recuperación de calor residual, también se suele definir la eficiencia de recuperación de calor η_{WHR} como el ratio entre la potencia eléctrica neta producida por el sistema y la potencia térmica máxima a captar en la fuente (véase Ecuación 2.9).

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (2.6)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (2.8)$$

$$\eta_{WHR} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ev,max}} \quad (2.9)$$

- Curva de vapor saturado con pendiente positiva o isoentrópica: tal y como se comentó anteriormente para el caso del agua, una curva de vapor saturado con pendiente negativa (fluido húmedo) conlleva la formación de gotas de líquido al final del proceso de expansión. El vapor debe tener

cierto grado de recalentamiento a la entrada del expansor para evitar daños en el expansor. En el caso de una curva de vapor saturado con pendiente positiva (fluido seco), es conveniente el uso de un regenerador para aumentar la eficiencia del ciclo. En la Figura 2.16 se muestra en diagrama T-s para un fluido isoentrópico (CFC-11), un fluido seco (pentano) y un fluido húmedo (agua).

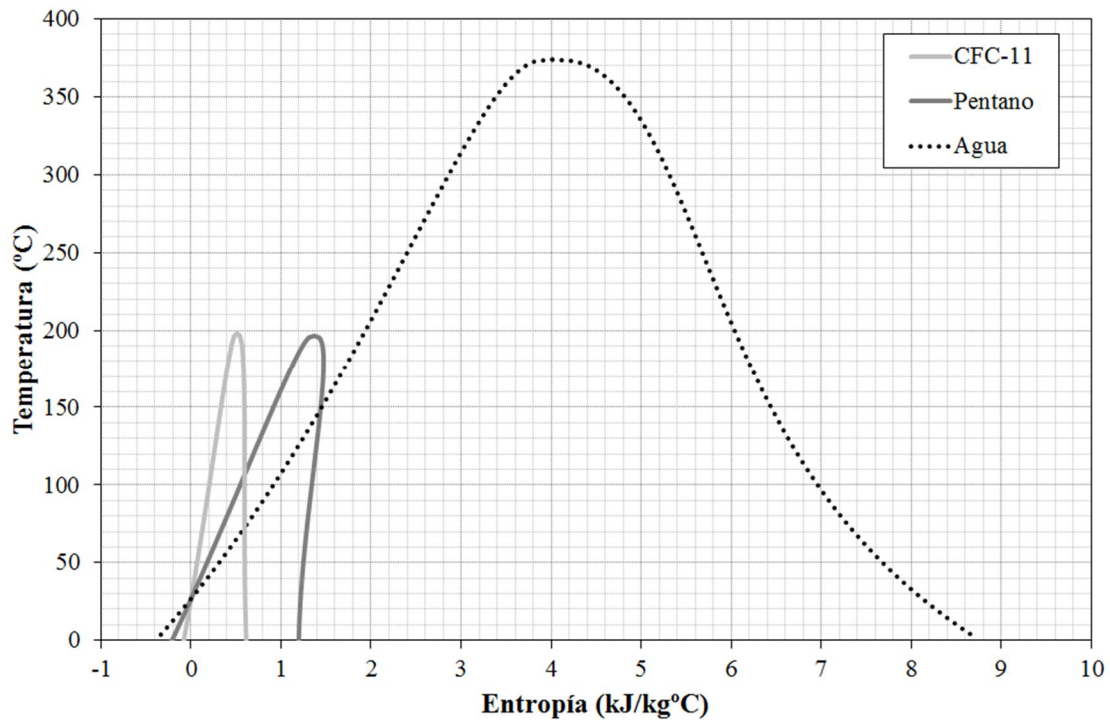


Figura 2.16. Fluidos isoentrópico (CFC-11), seco (pentano) y húmedo (agua).

- Densidad de vapor alta: este parámetro es muy importante, especialmente para fluidos con presiones de condensación muy bajas (como los aceites de silicona). Una densidad de vapor baja conlleva caudales volumétricos altos, lo cual implica que aumente el tamaño en los intercambiadores de calor para limitar las pérdidas de carga, afectando de forma significativa al coste del sistema. En general, para evitar densidades de vapor demasiado bajas, se seleccionan fluidos de trabajo cuya temperatura crítica se encuentre ligeramente por encima de la temperatura de evaporación

objetivo. Además, los caudales volumétricos a la entrada y a la salida del expansor influyen en el diseño del mismo. Macchi *et al.* [118] indican que el desempeño de turbinas como tecnología de expansión viene marcado por dos parámetros: el parámetro de tamaño SP (“size parameter” en inglés) y el ratio de caudales volumétricos isoentrópico VFR (“isentropic volume flow ratio” en inglés), que se definen en la Ecuación 2.10 y Ecuación 2.11, respectivamente. Un valor alto de SP conlleva un tamaño mayor para la turbina, mientras que valores bajos de VFR tienen asociados mayores eficiencias en el proceso de expansión. Por otro lado, para evaluar el tamaño de expansores volumétricos Quoilin [23] define el coeficiente de volumen VC (“volume coefficient” en inglés) como el ratio entre el volumen de entrada al expansor y la potencia generada por el mismo (véase Ecuación 2.12).

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{ex,is}}}{(h_{su} - h_{ex,is})^{0.25}} \quad (2.10)$$

$$VFR = \frac{\dot{V}_{ex,is}}{\dot{V}_{su}} \quad (2.11)$$

$$VC = \frac{\dot{V}_{su}}{W_x} \quad (2.12)$$

- Baja viscosidad: viscosidades bajas tanto para líquido como para vapor conlleva coeficientes de transferencia de calor altos y pérdidas de carga baja en los intercambiadores de calor y tuberías.
- Conductividad térmica alta: mejora los coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores.

- Presiones de evaporación aceptables: tal y como se comentó anteriormente para el caso del agua, presiones elevadas en el sistema elevan los costes de inversión y la complejidad del sistema.
- Presión de condensación manométrica positiva: trabajar con presiones por encima de la presión atmosférica evita posibles infiltraciones de aire en el sistema.
- Estabilidad térmica alta: al contrario que el agua, los fluidos de trabajo en sistemas ORC suelen sufrir procesos de deterioro y descomposición química a temperaturas altas. La temperatura máxima de la fuente de calor está limitada por la estabilidad térmica del fluido de trabajo.
- Punto de fusión: debe estar por debajo de la temperatura ambiental más baja posible durante todo el año para evitar solidificaciones del fluido de trabajo.
- Nivel de seguridad alto: incluye dos parámetros, la toxicidad y la inflamabilidad. Como guía se puede usar el Standard 34 de la ASHRAE [119], que clasifica los fluidos de trabajo en grupos de seguridad en función de su toxicidad y su inflamabilidad. En la Tabla 2.3 se muestra un resumen de esta clasificación.

Tabla 2.3. Clasificación ASHRAE Standard 34.

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Inflamabilidad alta	A3	B3
Inflamabilidad media	A2	B2
Inflamabilidad baja	A2L	B2L
Sin propagación de llama	A1	B1

- Factores medioambientales: implican principalmente el ODP y el GWP. La problemática medioambiental asociada a los fluidos de trabajo en sistemas ORC será tratada en el apartado 2.2.4.2.

- Buena disponibilidad en el mercado y bajo coste: los fluidos usados en el sector de la refrigeración son un ejemplo de fluidos de trabajo que tienen estas características.

En la Tabla 2.4 se recogen los trabajos científicos que versan sobre la selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC. Se han clasificado en función de la aplicación objetivo y de las temperaturas de evaporación y condensación. A pesar del gran número de trabajos que abordan la selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC, no se puede identificar un fluido de trabajo como óptimo. Diferentes condiciones de trabajo, como las temperaturas de la fuente y el sumidero de calor, conllevan la selección de fluidos de trabajo distintos. Por otra parte, considerar o no limitaciones en cuanto a toxicidad, inflamabilidad y factores ambientales como el ODP y el GWP también condiciona la selección del fluido de trabajo. Por último, en función de la aplicación la función objetivo en el proceso de optimización puede ser diferente: en aplicaciones con energías renovables como solar o biomasa se suele intentar maximizar la eficiencia del ciclo, mientras que en aplicaciones de recuperación de calor residual es la potencia neta del sistema el parámetro a optimizar [120].

Tabla 2.4. Estudios sobre selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC.

Autores	Aplicación	Temperatura del foco frío (°C)	Temperatura del foco caliente (°C)	Indicadores del desempeño	Fluidos recomendados
Aljundi [121]	-	25	55 – 140	Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley	N-hexano
Maizza <i>et al.</i> [18]	-	35 – 60*	80 – 110*	Eficiencia primera ley	HCFC-123, HCFC-124
Liu <i>et al.</i> [122]	Geotérmica	20	120 – 200	Eficiencia primera ley Eficiencia recuperación de calor	HFO-1234yf, HFO-1225ye-E, HFC-245fa, HFO-1234ze-Z
Astolfi <i>et al.</i> [123]	Geotérmica	15	120, 150, 180	Coste de inversión específico	HFC-161, HFC-134a, HFC-152a
Liu <i>et al.</i> [124]	Geotérmica	20	100 – 150	Potencia neta	HC-600a, HC-600, HFC-245fa
Saleh <i>et al.</i> [12]	Geotérmica	30*	120	Eficiencia primera ley	HFE-134, HFE-245, HC-600, HFC-245fa, HFC-245ca, HC-601
Borsukiewicz-Gozdur <i>et al.</i> [125]	Geotérmica	25*	80 – 115	Eficiencia primera ley Potencia neta	Propileno, HFC-227ea, HFC-245fa
Li <i>et al.</i> [126]	Geotérmica	28	91.1	Potencia neta Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley Área de intercambio de calor específica	HC-601a, HC-601

Autores	Aplicación	Temperatura del foco frío (°C)	Temperatura del foco caliente (°C)	Indicadores del desempeño	Fluidos recomendados
Hettiarachchi <i>et al</i> [127]	Geotérmica	30	70 – 90	Área de intercambio de calor específica	Amoniaco
Shengjun <i>et al.</i> [128]	Geotérmica	20	90	Área de intercambio de calor específica Coste intercambiadores de calor	HFC-152a
Drescher <i>et al.</i> [32]	Biomasa	90*	250 – 350	Eficiencia primera ley	Butilbenceno
Mikielewicz <i>et al.</i> [129]	Biomasa	50*	170*	Eficiencia primera ley	Etanol, HCFC-123, HCFC-141b
Faço <i>et al.</i> [130]	Solar	45*	80, 100 – 150, 200 – 250*	Eficiencia primera ley	Ciclohexano
Delgado-Torres <i>et al.</i> [131]	Solar	25	150	Área de intercambio de calor específica	HFC-245fa
Quoilin <i>et al.</i> [41]	Solar	15	150	Eficiencia primera ley	HFC-245fa, SES36
Tchanche <i>et al.</i> [132]	Solar	35*	75 – 115	Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley Irreversibilidades totales	HFC-134a, HFC-152a, HC-600, HC-290, HC-600a
Siddiqi <i>et al.</i> [133]	WHR	25	250, 350, 500	Eficiencia primera ley	N-hexano, n-pentano, tolueno, n-octano, n-dodecano, agua
Vaja <i>et al.</i> [134]	WHR	35*	470	Eficiencia primera ley	Benceno

Branchini <i>et al.</i> [135]	WHR	33*	150 – 400	Eficiencia primera ley Eficiencia recuperación de calor UA intercambiadores de calor	HFC-245fa, tolueno, MDM
Lai <i>et al.</i> [136]	WHR	85*	280 – 350	Eficiencia primera ley UA intercambiadores de calor	Ciclopentano
Wang <i>et al.</i> [137]	WHR	27 – 87*	327	Eficiencia primera ley Irreversibilidades totales	HFC-245fa, HFC-245ca
Hung [138]	WHR	20 – 60*	327	Eficiencia primera ley Irreversibilidades totales	P-Xileno
Liu <i>et al.</i> [139]	WHR	30*	200 – 300	Eficiencia primera ley Eficiencia recuperación de calor	Benceno, tolueno, HCFC-123
Hung <i>et al.</i> [140]	WHR	20	67 – 287	Eficiencia primera ley	Benceno
Roy <i>et al.</i> [141]	WHR	-	277	Potencia neta Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley	HCFC-123
Nguyen <i>et al.</i> [142]	WHR	5 – 35*	100 – 225	Eficiencia primera ley	Benceno
Wang <i>et al.</i> [143]	WHR	20	100 – 220	Área de intercambio de calor específica Eficiencia recuperación de calor	HCFC-123, HCFC-141b

Autores	Aplicación	Temperatura del foco frío (°C)	Temperatura del foco caliente (°C)	Indicadores del desempeño	Fluidos recomendados
Gu <i>et al.</i> [144]	WHR	50*	80 – 220*	Eficiencia primera ley	CFC-113, HCFC-123
Mago <i>et al.</i> [145]	WHR	25*	100 – 210*	Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley Irreversibilidades totales	CFC-113
Lakew <i>et al.</i> [146]	WHR	10	80 – 200	Potencia neta Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley	HFC-227ea, HFC-245fa
Quoilin <i>et al.</i> [120]	WHR	15	180	Potencia neta Coste de inversión específico	N-butano
Li <i>et al.</i> [147]	WHR	20	160	Potencia neta Área de intercambio de calor específica	CFC-11, HCFC-123, HFC-245fa, CFC-114
Liu <i>et al.</i> [148]	WHR	25	150	Impacto medioambiental	CFC-113
Le <i>et al.</i> [149]	WHR	15	150	Potencia neta Eficiencia primera ley	HFC-152a, HFC-32, HFO-1234ze-E
He <i>et al.</i> [150]	WHR	20	150	Potencia neta	CFC-114, HFC-245fa, HCFC-123, HC-601a, n-pentano, HCFC-141b, CFC-113
Hajabdollahi <i>et al.</i> [151]	WHR	40	148.8	Eficiencia primera ley Coste total anual	HCFC-123
Roy <i>et al.</i> [152]	WHR	20	140	Potencia neta Eficiencia primera ley Eficiencia segunda ley	HCFC-123

Dai <i>et al.</i> [153]	WHR	20	145	Potencia neta	HFC-236ea
Desai <i>et al.</i> [154]	WHR	40*	120*	Eficiencia primera ley	Tolueno, benceno
Peris <i>et al.</i> [77]	WHR	35*	90	Potencia neta Eficiencia primera ley	SES36, HFC-236fa, HFC-134a
Lecompte <i>et al.</i> [19]	WHR	0 – 31	85	Coste de inversión específico	HFC-152a
Zhao <i>et al.</i> [155]	WHR	20	85	Potencia neta Eficiencia primera ley	HCFC-123

* Temperaturas de condensación/evaporación en lugar de temperaturas de los focos.

Por tanto, al no poder a priori identificar un fluido de trabajo como óptimo, la selección del fluido de trabajo se debe integrar dentro del proceso de diseño del sistema ORC. No obstante, mediante un estudio termodinámico solamente no se puede determinar el fluido de trabajo óptimo, ya que este no afecta sólo al desempeño del sistema, sino también a su tamaño y coste [123]. Se pueden encontrar estudios en los que la selección del fluido de trabajo en sistemas ORC se realiza optimizando el sistema ORC considerando factores termodinámicos y económicos. Hettiarachchi *et al.* [127], considerando que los intercambiadores de calor son responsables de la mayor parte del coste total del sistema, usan el área de intercambio de calor específica por kW eléctrico como la función a ser minimizada. En otros estudios [120], el coste del expansor es comparable con el coste total de los intercambiadores de calor. Cayer *et al.* [156] realizan una optimización paramétrica de un ORC transcrito utilizando 6 criterios de desempeño como la eficiencia térmica, la potencia neta específica, la eficiencia exergética, UA total, superficie de los intercambiadores de calor y el coste relativo del sistema. Concluyen que no es posible optimizar de forma simultánea los 6 criterios de desempeño con los mismos parámetros independientes. Quoilin *et al.* [120], utilizando un modelo termo-económico de un sistema ORC no regenerativo para recuperación de calor residual, muestran como la optimización termodinámica difiere de forma significativa de la optimización termo-económica, utilizando como función a minimizar el coste de inversión específico (SIC: Specific Investment Cost) definido como el ratio entre el coste de inversión y la potencia neta del sistema. Lecompte *et al.* [19] realizan una optimización termo-económica de un sistema de cogeneración que utiliza un ORC no regenerativo considerando la operación en cargas parciales. Estos estudios muestran como al considerar factores económicos u otras limitaciones prácticas se puede llegar a diferentes condiciones de operación y fluidos de trabajo seleccionados.

Atendiendo a los sistemas ORC comerciales actuales, Quoilin *et al.* [2] realiza una revisión de los mismos, concluyendo que la mayoría tiene una arquitectura

simple: condiciones de trabajo subcríticas, fluidos de trabajo puros, una sola presión de evaporación y posibilidad de incorporar un regenerador. A pesar de que el número de fluidos de trabajo candidatos para sistemas ORC es largo, tal y como se vio en la Tabla 2.2, solo unos pocos de ellos se utilizan actualmente en sistemas ORC comerciales, los cuales se recogen en la Tabla 2.5 ordenados de menor a mayor temperatura crítica [2]. Se puede observar como entre ellos se encuentran el HFC-134a y el HFC-245fa, que también eran de los fluidos de trabajo más utilizados en los trabajos experimentales recogidos en la Tabla 2.1. Concretamente, el HFC-245fa se utiliza como fluido de trabajo habitual en sistemas ORC en aplicaciones con fuentes de calor de baja temperatura, especialmente recuperación de calor residual.

Tabla 2.5. Fluidos de trabajo utilizados en sistemas ORC comerciales.

HFC-134a	Plantas de generación geotérmica y en recuperación de calor residual de muy baja temperatura
HFC-245fa	Aplicaciones de baja temperatura, especialmente recuperación de calor residual
n-pentano	Aplicaciones de media temperatura en recuperación de calor residual y geotérmica, también es el fluido de trabajo utilizado en la única planta ORC solar en Nevada
SES36*	Recuperación de calor residual
MDM	Plantas de cogeneración mediante biomasa
Tolueno	Recuperación de calor residual

*SES36 es una mezcla azeotrópica de HFC-365mfc y otros.

2.2.4.2. Características medioambientales de los fluidos de trabajo

Se ha visto como el HFC-245fa es un fluido ampliamente utilizado en sistemas ORC en aplicaciones con fuentes de calor de baja temperatura. Este fluido de trabajo, al igual que el resto de HFCs, surgió como alternativa a los CFCs y los HCFCs.

Los CFCs y los HCFCs fueron ampliamente utilizados gracias a su seguridad (no son tóxicos ni inflamables), buenas propiedades termodinámicas, estabilidad y bajo coste de producción. También se utilizaron en otras aplicaciones, como propelentes, espumantes y en multitud de procesos gracias a sus buenas propiedades. Cuarenta años más tarde de la aparición de los CFCs y los HCFCs, los estudios presentados por Sherwood Rowland y Mario Molina [157] relacionaron la disminución del espesor de la capa de ozono estratosférico con la acción catalítica de las moléculas de determinados compuestos halogenados, derivados de los hidrocarburos saturados. Los CFCs y los HCFCs fueron señalados como los culpables de la destrucción de la capa de ozono, la encargada de protegernos frente a las nocivas radiaciones ultravioletas que provienen del sol. A medida que los expertos comenzaron a explorar la adopción de medidas concretas, el agotamiento de la capa de ozono se vio confirmado mediante observaciones realizadas desde satélites estadounidenses [158], como se observa en la Figura 2.17, que confirieron mayor urgencia a la necesidad de adoptar medidas concretas. El Protocolo de Montreal (1987) [159] estableció un calendario de prohibición de uso de estas sustancias, que más tarde se fue endureciendo en las sucesivas enmiendas del protocolo [160]. La Comunidad Europea creó el Reglamento CE 2037/2000 [161], que regula la eliminación y control de las sustancias dañinas para la capa de ozono prohibiendo el uso de los CFCs desde el año 2000 y estableciendo la fecha límite de uso de los HCFCs para 2015. En un periodo de tiempo muy corto se desarrollaron fluidos de trabajo sintéticos alternativos, los HFCs. Se añadían a las características ya requeridas a los fluidos de trabajo la protección de la capa de ozono, es decir, se exigía a los fluidos de trabajo tener un ODP nulo. Se extendió el uso de fluidos de trabajo de tercera generación HFCs de medio y largo plazo como el HFC-134a y el HFC-245fa. Estas sustancias eran consideradas inocuas para el medio ambiente, aunque más tarde se descubriría que tenían un efecto pernicioso sobre el calentamiento global.

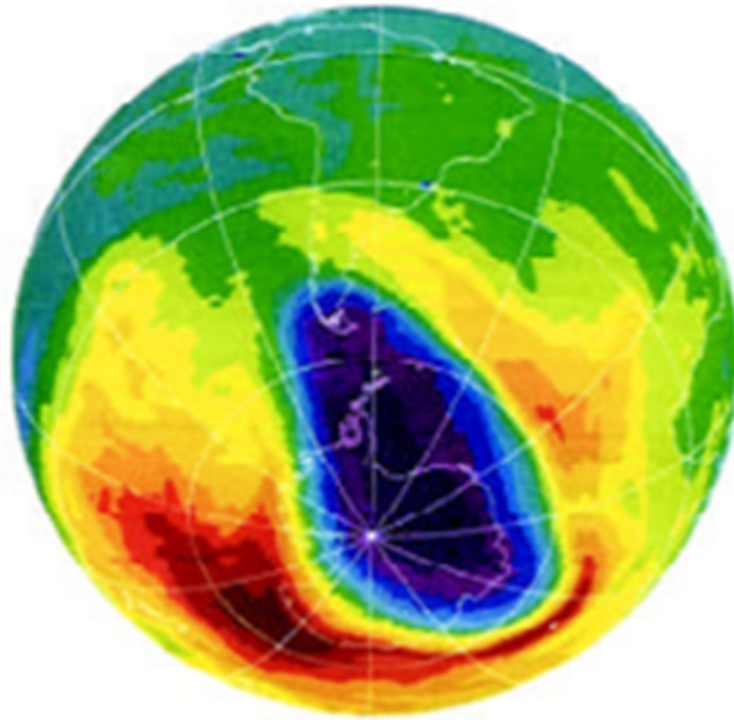


Figura 2.17. El agujero de la capa de ozono de la Antártida el 17 de octubre de 1994 [158].

Los enlaces C-F poseen una gran capacidad de absorción de la radiación electromagnética de onda larga (espectro infrarrojo) que emite la superficie terrestre. Este efecto hace que parte de la radiación sea devuelta a la tierra, produciéndose el denominado efecto invernadero. Los HFCs presentan un GWP muy elevado en caso de emisión directa. En el Protocolo de Kyoto (1997) [162] se adoptaron acuerdos para la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. El Parlamento Europeo estableció la Directiva 2006/40/CE [163], que prohíbe el uso de fluidos de trabajo con un GWP mayor de 150 para uso en aires acondicionados de automóviles de nuevo modelo, efectiva a partir de 2011, y para todos los automóviles nuevos, a partir de 2017. Una nueva reglamentación europea, el Reglamento nº 517/2014 [164], establece nuevas restricciones al uso de gases fluorados de efecto invernadero para otras aplicaciones, estableciendo un calendario de prohibición en función de la aplicación y el GWP. Además de la reglamentación europea, algunos países europeos han aprobado regulaciones

propias en cuanto al control de las emisiones de gases de efecto invernadero [165]. Algunos países han aprobado tasas para la adquisición de HFCs [166]: por ejemplo, la tasa del HFC-134a es de 28.8 €/kg en Dinamarca, 55.3 €/kg en Noruega, 35 €/kg en Suecia, 6.5 €/kg en Eslovenia y 26 €/kg en España.

2.3. Alternativas de bajo potencial de efecto invernadero al HFC-245fa

Tal y como se ha comentado, el fluido de trabajo HFC-245fa es ampliamente utilizado en sistemas ORC comerciales para aplicaciones de baja temperatura, no sólo por su idoneidad termodinámica sino también por sus características de no inflamabilidad y baja toxicidad. Al tratarse de un HFC tiene un valor de ODP nulo, ya que no contiene cloro en su formulación. No obstante, tal y como se ha visto anteriormente, la problemática medioambiental asociada a los fluidos de trabajo no se limita solo a los valores de ODP, sino también a los de GWP. Así, el HFC-245fa tiene un valor de GWP de 858 [3].

Como consecuencia de la problemática medioambiental asociada a los fluidos de trabajo, se ha iniciado la búsqueda de fluidos de trabajo con bajo GWP alternativos a los actuales. Estos nuevos fluidos de trabajo, además de tener valores bajos de GWP, deben llevar asociados eficiencias del ciclo iguales, o incluso superiores, a las de los fluidos actualmente utilizados. Además, deben cumplir la mayor cantidad de requisitos deseables: baja toxicidad, no inflamables, estables químicamente, compatibles con los materiales..., y a ser posible permitir una sustitución directa del fluido de trabajo en sistemas ORC ya existentes.

Varios fluidos de trabajo con bajo GWP pueden ser alternativas potenciales para el HFC-245fa en diversas aplicaciones, incluyendo los sistemas ORC. El HCFO-1233zd-E [167] es una hidroclorofluoroolefina (HCFO) con un valor de GWP de 1 [3]. A pesar de la presencia de cloro en la molécula de HCFO-1233zd-E, su ODP se ha estimado en un valor muy bajo de 0.00034, debido a su muy baja vida atmosférica (ALT: Atmospheric Life Time) [168], comparado con otros fluidos de trabajo que contienen cloro (como el HCFC-123 o el HCFC-22). El HFO-1336mzz-Z es una hidrofluoroolefina (HFO) con un valor de GWP de 2 [3] y un valor nulo de ODP [169,170]. El HFO-1234ze-Z es una hidrofluoroolefina (HFO) con un valor de GWP de 1 [3] y un valor nulo de OPD [171], aunque a diferencia de los fluidos anteriores es ligeramente inflamable [172]. Cabe destacar que de los fluidos mencionados solamente el HCFO-1233zd-E se encuentra actualmente disponible comercialmente. La Tabla 2.6 muestra las principales propiedades termofísicas del HFC-245fa, HCFO-1233zd-E, HFO-1336mzz-Z y HFO-1234ze-Z, mientras que en la Figura 2.18 se pueden observar los diagramas T-s y las curvas P-T para estos fluidos de trabajo.

Tabla 2.6. Principales propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo estudiados.

Propiedad	HFC-245fa	HCFO-1233zd-E	HFO-1336mzz-Z	HFO-1234ze-Z
Fórmula química	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	CF ₃ CH=CHCl	CF ₃ CH=CHCF ₃	CF ₃ CH=CHF
Temperatura crítica (°C)	154.0	165.6	171.3	150.1
Presión crítica (bar)	36.5	35.7	29.0	35.3
Peso molecular (kg/kmol)	134	130.5	164	114
Categoría según la pendiente de la curva de vapor saturado	Seco	Seco	Seco	Seco
OEL (ppm)	300	800	500	-
Inflamabilidad	No inflamable	No inflamable	No inflamable	Ligeramente inflamable
Clasificación ASHRAE	B1	A1	A1 (esperada)	A2L (esperada)
Estabilidad térmica experimental (°C) [170]	250	150	250	-
ALT (años)	7.7	0.0712	0.0602	0.0274
ODP	0	0.00034	0	0
GWP	858	1	2	1
Temperatura de ebullición (°C)	14.8	18.0	33.4	9.4
Calor latente a la temperatura de ebullición (kJ/kg)	196.2	195.5	165.7	215.1
Presión de evaporación a 125°C (bar)	21.3	17.4	12.3	22.3
Presión de condensación a 25°C (bar)	1.48	1.30	0.74	1.77

Densidad de vapor saturado a 125°C (kg/m ³)	135.9	100.5	85.0	131.1
Densidad de vapor saturado a 25°C (kg/m ³)	8.55	7.19	5.03	8.81
Densidad de líquido saturado a 25°C (kg/m ³)	1338.5	1262.8	1364.3	1220.8
Calor específico de vapor saturado a 125°C (kJ/kg°C)	1.76	1.31	1.17	1.99
Calor específico de vapor saturado a 25°C (kJ/kg°C)	0.95	0.83	0.87	0.91
Calor específico de líquido saturado a 25°C (kJ/kg°C)	1.32	1.24	1.20	1.27

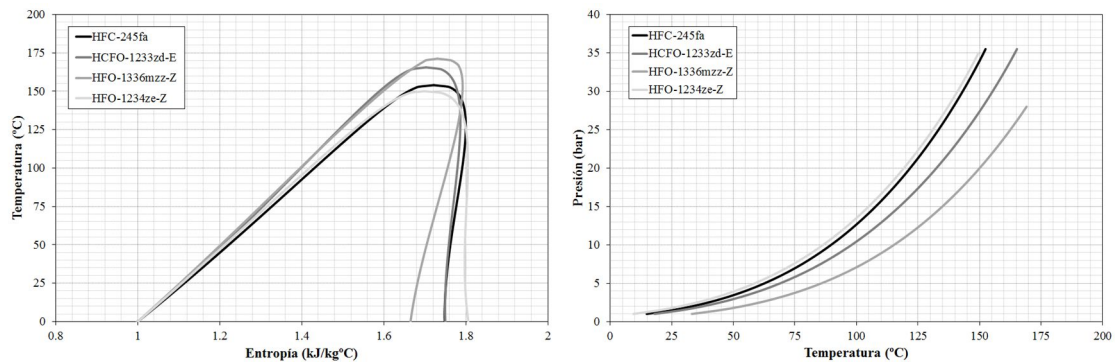


Figura 2.18. Diagrama T-s y curvas P-T de los fluidos de trabajo estudiados.

Estos tres fluidos, el HCFO-1233zd-E, el HFO-1336mzz-Z y el HFO-1234ze-Z, han sido seleccionados como posibles alternativas de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. La selección de los

fluidos de trabajo alternativos de bajo GWP constituye el punto de partida a partir del cual se iniciará el análisis teórico en el Capítulo 3.

2.4. Conclusiones del capítulo

El ciclo orgánico Rankine (ORC) destaca como solución tecnológica a la generación eléctrica mediante fuentes de calor de baja temperatura y pequeña potencia. Permite utilizar fuentes de energía renovable en lugar de combustibles fósiles, formar parte de sistemas de cogeneración, así como recuperar calor residual de baja temperatura, contribuyendo a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Se trata de un ciclo de potencia parecido a un ciclo Rankine de vapor. Sin embargo, la principal diferencia es que en un ORC el fluido de trabajo no es agua, sino un compuesto orgánico caracterizado por temperaturas de ebullición menores a las del agua y que permiten la generación de potencia mediante fuentes de calor de baja temperatura. Además, utilizar otros fluidos de trabajo también supone una serie de diferencias adicionales que simplifican el diseño de los componentes del ciclo, haciendo del ORC una opción interesante para sistemas de pequeña potencia.

El hecho de poder utilizar distintos fluidos de trabajo para adaptarse a las condiciones de la fuente de calor hace que los sistemas ORC sean eficaces en diferentes tipos de aplicaciones, tanto con fuentes de calor de baja temperatura (por debajo de 250°C) como de alta temperatura. Entre las aplicaciones en las que es posible utilizar sistemas ORC destacan la generación eléctrica mediante fuentes de energía renovables como biomasa, solar y geotérmica, así como la

recuperación de calor residual industrial y procedente de otros ciclos de potencia, conformando un ciclo combinado.

En cuanto a la configuración del ciclo se puede diferenciar entre ciclos subcríticos, transcríticos y supercríticos, en función de las presiones de trabajo y la presión crítica del fluido de trabajo. A pesar de que los ciclos transcríticos y supercríticos pueden tener asociados incrementos en la eficiencia del sistema, suponen un aumento de la complejidad del sistema. Una forma posible de mejorar la eficiencia del ciclo, sobretodo en fluidos secos, consiste en incorporar un regenerador entre la salida del expansor y la de la bomba, de forma que se reduce la potencia térmica necesaria para evaporar el fluido de trabajo. Otro elemento que afecta directamente a la eficiencia del sistema es el expansor. Se puede hablar de dos tipos de expansores: las turbinas y los expansores volumétricos, siendo estos últimos una alternativa interesante en aplicaciones de pequeña potencia.

La selección del fluido de trabajo de un ORC es un factor clave en su diseño, ya que no solo afecta a la eficiencia del sistema, sino también al tamaño y diseño de los componentes, condicionando la viabilidad técnica y económica. Además, existe una gran cantidad de fluidos de trabajo disponibles. No es de extrañar, por tanto, que se puedan encontrar un gran número de trabajos científicos en la literatura abordando la selección del fluido de trabajo para un sistema ORC, basándose la mayoría en la comparación de una lista de fluidos de trabajo candidatos mediante un modelo termodinámico del ciclo. No obstante, no se puede identificar un fluido de trabajo como óptimo, debido a las diferentes condiciones de trabajo o limitaciones consideradas en los diferentes estudios, así como al tipo de aplicación que influencia la función objetivo en el proceso de optimización. Además, el desempeño termodinámico no es suficiente para evaluar un fluido de trabajo, ya que, tal y como se ha comentado, éste también afecta al tamaño y coste del sistema. Considerar factores económicos u otra clase de limitaciones también condiciona a la selección del fluido de trabajo.

Uno de los fluidos de trabajo comúnmente utilizado en sistemas ORC para aplicaciones de baja temperatura, especialmente recuperación de calor residual, es el HFC-245fa. Se trata de un hidrofluorocarbono, y tiene por tanto ODP nulo, es decir, es inocuo para la capa de ozono. No obstante, la problemática medioambiental asociada a los fluidos de trabajo no se limita solo a los valores de ODP. En realidad, los HFCs están señalados como gases de efecto invernadero. Concretamente, el HFC-245fa presenta un valor de GWP de 858. Como consecuencia de la problemática medioambiental asociada a los fluidos de trabajo, se ha iniciado la búsqueda de fluidos de trabajo con bajo GWP alternativos a los actuales. Varios fluidos de trabajo con bajo GWP han sido seleccionados para su estudio como alternativas potenciales para el HFC-245fa en sistemas ORC: el HCFO-1233zd-E, el HFO-1336mzz-Z y el HFO-1234ze-Z.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS TEÓRICO

3.1. Introducción

En este capítulo se va a realizar un análisis teórico del desempeño de los fluidos de trabajo seleccionados como alternativas de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Los fluidos de trabajo seleccionados, de acuerdo con lo visto en el capítulo anterior, son: HCFO-1233zd-E, HFO-1336mzz-Z y HFO-1234ze-Z.

Para ello se van a realizar dos análisis diferenciados. En un primer lugar se va a realizar un análisis termodinámico para determinar el desempeño energético de los distintos fluidos de trabajo, comparándolos con el HFC-245fa. En segundo lugar se va a realizar un análisis termoeconómico de forma que también se tenga en cuenta el diseño de los componentes y el coste del sistema.

3.2. Análisis termodinámico

Se va a realizar un análisis termodinámico con el objetivo de estudiar el desempeño energético de fluidos de trabajo de bajo GWP como alternativas al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Los

fluidos de trabajo que van a ser estudiados son HCFO-1233zd-E, HFO-1336mzz-Z y HFO-1234ze-Z, junto con HFC-245fa que servirá como base para el estudio.

3.2.1. Modelo termodinámico

Para realizar el análisis termodinámico se va a desarrollar un modelo termodinámico del ORC. A continuación se describen las configuraciones ORC consideradas, se presentan las asunciones en las que se basa el modelo y se detalla el modelado del ciclo termodinámico. Así mismo, se presentan los indicadores del desempeño energético del sistema y el procedimiento de cálculo empleado.

3.2.1.1. Configuraciones ORC

Se han considerado dos configuraciones ORC: el ciclo básico y el ciclo regenerativo. Tal y como se vio en el capítulo anterior, estas dos configuraciones son las más usadas en sistemas ORC comerciales, a pesar de que otras configuraciones más complejas como la transcítica o la supercrítica pueden tener asociados mayores valores de eficiencia energética del sistema a costa de aumentar la complejidad del sistema.

El ciclo básico (BORC: Basic Organic Rankine Cycle) es la configuración más simple, mostrada en la Figura 3.1. Trabaja en condiciones subcríticas y requiere de un número mínimo de componentes. El fluido de trabajo es bombeado a través del evaporador para captar la potencia térmica disponible en la fuente de calor. El vapor a la salida del evaporador se expande en el expansor produciendo potencia mecánica, que generalmente es transformada en potencia eléctrica en el generador. Para cerrar el ciclo, el fluido de trabajo es condensado y ligeramente subenfriado antes de ser bombeado de nuevo. El grado de recalentamiento del vapor a la entrada de la turbina adecuado varía en función

del fluido de trabajo y las condiciones de operación, aunque para fluidos secos como los considerados en el análisis para la misma temperatura del fluido a la entrada del expensor suele ser recomendable un recalentamiento pequeño o incluso nulo, es decir, estado de vapor saturado.

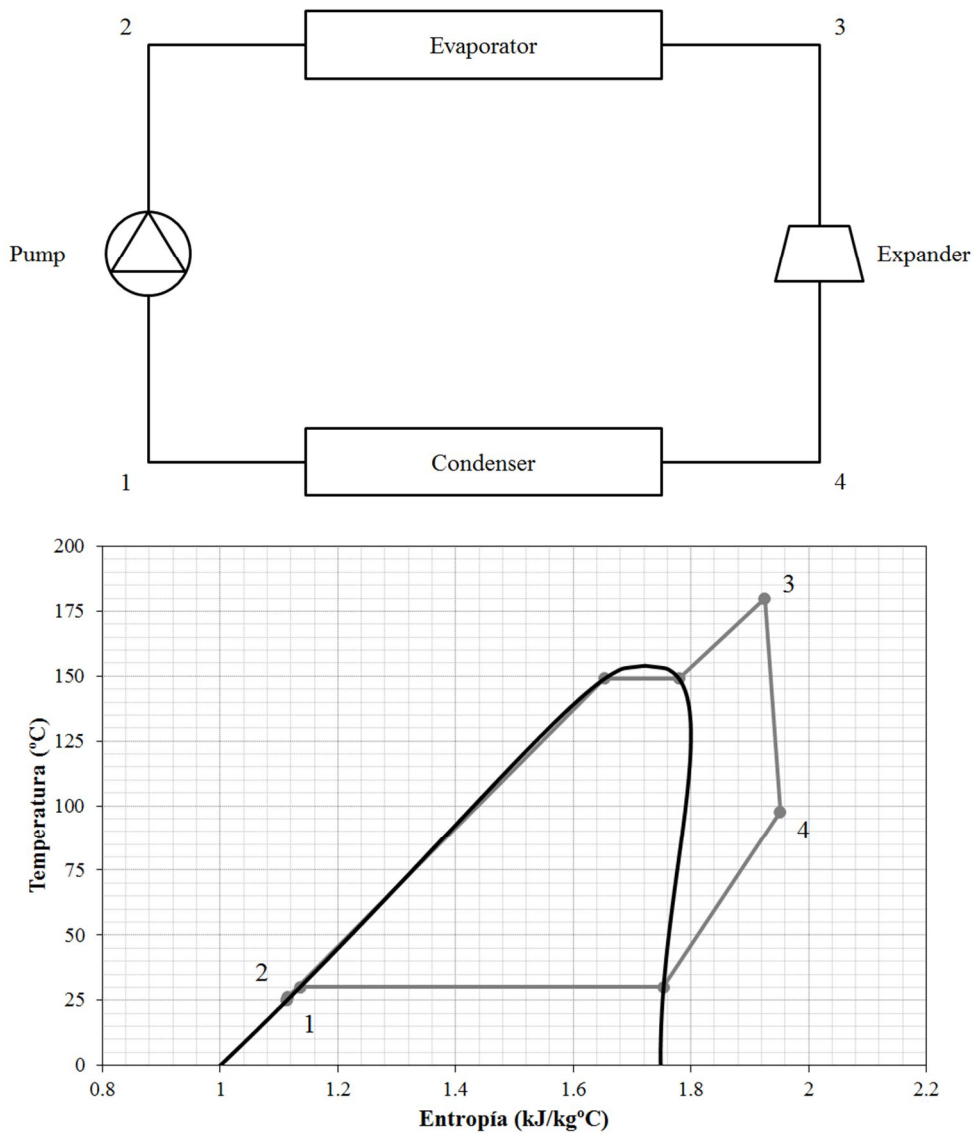


Figura 3.1. Ciclo básico (BORC).

El ciclo regenerativo (RORC: Regenerative Organic Rankine Cycle) es similar al BORC, pero incluye un intercambiador de calor interno que actúa como regenerador (véase Figura 3.2). En esta configuración se utiliza el vapor a

la salida del expansor para precalentar el líquido presurizado antes de entrar al evaporador, reduciendo la potencia térmica necesaria a captar en el evaporador y aumentando la eficiencia neta del sistema, al mismo tiempo que se reduce la potencia térmica a disipar en el condensador. En este caso, a diferencia de la configuración básica, el recalentamiento puede resultar en mayor eficiencia del ciclo, también en fluidos secos, debido a la recuperación de calor a la salida del expansor.

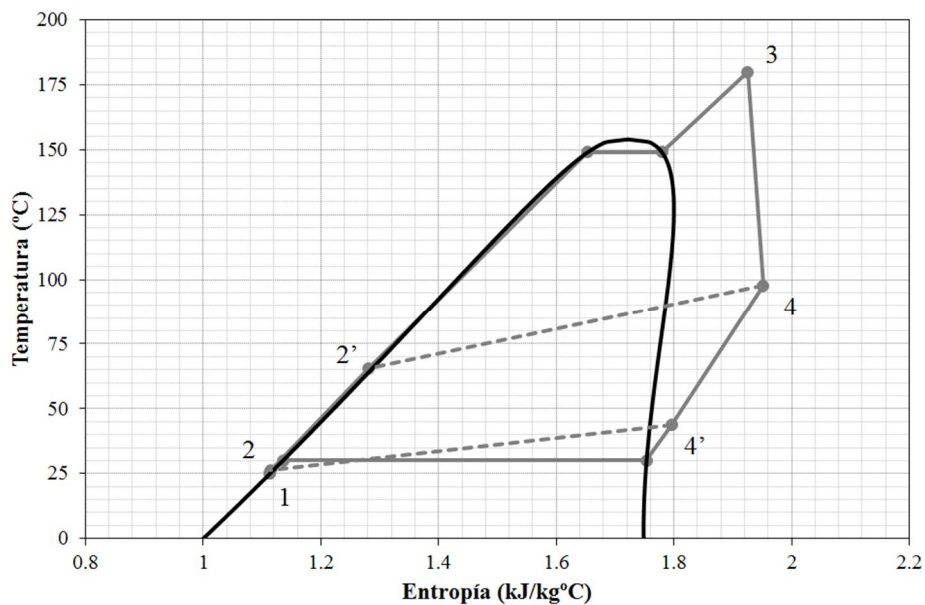
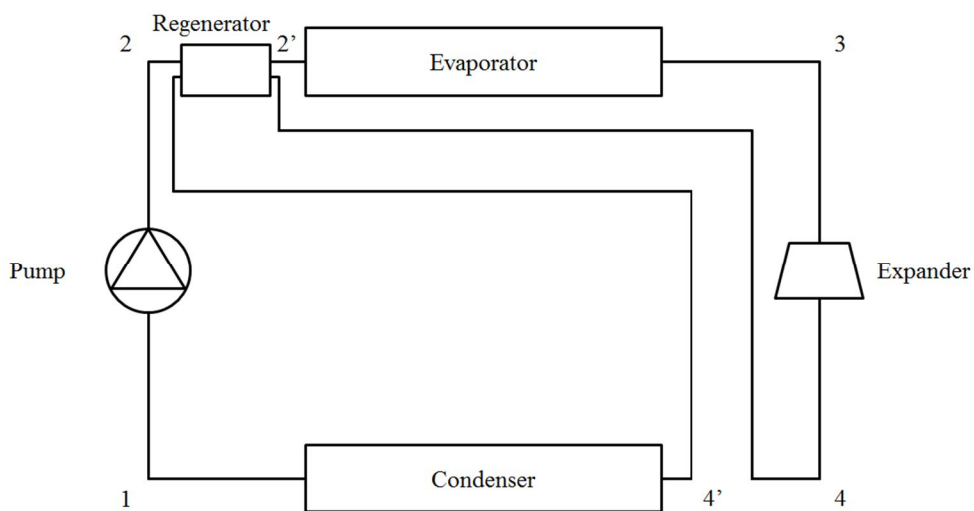


Figura 3.2. Ciclo regenerativo (RORC).

3.2.1.2. Asunciones

Para desarrollar el modelo termodinámico que permita llevar a cabo el análisis, se han considerado las siguientes asunciones:

- Régimen estacionario en todos los componentes del sistema.
- Se desprecian las pérdidas de calor en las tuberías.
- No se consideran pérdidas de carga.

3.2.1.3. Modelado del ciclo termodinámico

Se ha desarrollado un modelo termodinámico para cada configuración, en el que las propiedades de los fluidos de trabajo se han obtenido mediante el software REFPROP [173].

La eficiencia global del proceso de expansión es 70%, valor estimado a partir de los estudios experimentales recopilados en el Capítulo 2. Tal y como se comentó en el mismo capítulo, la eficiencia global del proceso de expansión se define como el ratio entre la potencia obtenida y la potencia máxima que se podría obtener de forma ideal, mediante una expansión isoentrópica. La potencia eléctrica generada por el expansor se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.1.

$$\dot{W}_x = \varepsilon_{ov,x} \dot{m} (h_{su,x} - h_{ex,is,x}) \quad (3.1)$$

El proceso de expansión se asume adiabático. Las condiciones a la salida del expansor se calculan de acuerdo a la Ecuación 3.2.

$$h_{ex,x} = h_{su,x} - \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}} \quad (3.2)$$

A la salida del condensador el fluido de trabajo tiene un subenfriamiento de 5°C. Tal y como se explicó en el capítulo anterior, el fluido de trabajo tiene que tener cierto grado de subenfriamiento a la entrada de la bomba para evitar fenómenos de cavitación en la misma.

El proceso de bombeo se asume isoentrópico. La eficiencia global del proceso de bombeo es 40% [174]. La eficiencia global del proceso de bombeo, de forma análoga a la eficiencia global del proceso de expansión, se define como el ratio entre la potencia mínima que se podría consumir de forma ideal, mediante un proceso de bombeo isoentrópico, y la potencia eléctrica consumida por la bomba. La potencia eléctrica consumida por la bomba se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.3.

$$\dot{W}_{pp} = \dot{m}(h_{ex, is, pp} - h_{su, pp}) / \varepsilon_{ov, pp} \quad (3.3)$$

La eficacia del regenerador es 80%, tomada de otros estudios previos similares realizados por otros autores [135,175], y queda definida de acuerdo a la Ecuación 3.4.

$$\varepsilon_{rg} = \frac{T_4 - T_4'}{T_4 - T_2} \quad (3.4)$$

Sin pérdida de generalidad y con el fin de obtener valores comparables para todos los supuestos independientemente de las condiciones de la fuente de calor, la potencia térmica captada en el evaporador son 10 kW. El caudal másico del fluido de trabajo se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.5.

$$\dot{m} = \dot{Q}_{ev} / (h_{ex, ev} - h_{su, ev}) \quad (3.5)$$

3.2.1.4. Indicadores del desempeño

Para determinar el desempeño del sistema, además de la potencia eléctrica generada por el expansor y la potencia eléctrica consumida por la bomba, se van a definir otros parámetros. La eficiencia neta del sistema se define como el ratio entre la potencia eléctrica neta producida por el sistema y la potencia térmica captada por el sistema (véase Ecuación 3.6). Para evaluar el tamaño de una turbina como tecnología de expansión se calcula el parámetro de tamaño SP (véase Ecuación 3.7), mientras que para evaluar el tamaño de un expansor volumétrico como tecnología de expansión se calcula el coeficiente de volumen VC (véase Ecuación 3.8). Ambos parámetros, SP para turbinas y VC para expansores volumétricos, proporcionan información adicional sobre el diseño preliminar del ORC, desde un punto de vista técnico. En la literatura se pueden encontrar los valores típicos para estos dos valores y así utilizarlos como referencia sobre la adecuación de los dispositivos de expansión. Así, de acuerdo a la literatura científica, los valores típicos para el SP se encuentran entre 0.02 y 1 [76,146,176,177], mientras que para el VC los valores típicos se encuentran entre 0.25 y 0.6 [23]. No obstante, es importante señalar que estos valores encontrados en la literatura se deben utilizar como indicaciones generales y no como límites estrictos [175]. Si el valor obtenido para estos parámetros no se encuentra dentro de los rangos señalados, no tiene por qué significar una reducción de la eficiencia del proceso de expansión, ya que se están produciendo nuevos avances en el diseño de dispositivos de expansión para sistemas ORC.

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_x - \dot{W}_{pp}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (3.6)$$

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{ex,is,x}}}{(h_{su,x} - h_{ex,is,x})^{0.25}} \quad (3.7)$$

$$VC = \frac{\dot{V}_{su,x}}{W_x} \quad (3.8)$$

Además de presentar los valores obtenidos de los parámetros que determinan el desempeño del sistema ORC para los fluidos de trabajo alternativos junto con el HFC-245fa, también se presentan los resultados en términos de diferencias relativas tomando como base el HFC-245fa (véase Ecuación 3.9).

$$\%X = \frac{X_{Fluido} - X_{HFC-245fa}}{X_{HFC-245fa}} \quad (3.9)$$

3.2.1.5. Procedimiento de cálculo

Mediante el modelo termodinámico definido, se pueden calcular los parámetros que determinan el desempeño del sistema a partir de los valores de la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación y el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. Así, se ha utilizado este modelo para llevar a cabo un análisis termodinámico del sistema ORC variando la temperatura de evaporación (entre 95°C y 145°C) y manteniendo constante la temperatura de condensación a 25°C y el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor a 25°C. Al mismo tiempo, también resulta interesante para aplicaciones CHP considerar temperaturas de condensación más altas. Así, se ha llevado a cabo también el análisis termodinámico variando la temperatura de condensación (entre 25°C y 75°C) y manteniendo constante la temperatura de evaporación a 125°C y el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor a 25°C. Además, algunos estudios [77] señalan que, en función de las condiciones de la fuente de calor, valores altos para el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor tienen una influencia positiva en el sistema. Por ello, también se ha llevado a cabo el análisis termodinámica variando el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor (entre 0°C y 50°C) y manteniendo constante la temperatura de evaporación a 125°C y la temperatura de condensación a 25°C.

3.2.2. Potencia eléctrica generada por el expansor

En la Figura 3.3 se muestra la potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. Se observa como la potencia eléctrica generada por el expansor aumenta al incrementarse la temperatura de evaporación, mientras que disminuye al incrementarse la temperatura de condensación. Aumentar la temperatura de evaporación y disminuir la temperatura de condensación aumentan la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador, reduciendo el caudal másico del fluido de trabajo, al considerar en el análisis una potencia térmica captada en el evaporador constante. A pesar de que la reducción del caudal másico tiene un efecto negativo en la potencia eléctrica generada por el expansor, aumentar la temperatura de evaporación y disminuir la temperatura de condensación también incrementan la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del expansor, afectando de forma positiva a la potencia eléctrica generada por el expansor. El recalentamiento del fluido a la entrada del expansor tiene una influencia positiva en la potencia eléctrica generada por el expansor para la configuración regenerativa, mientras que no presenta una influencia significativa para la configuración básica. Aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor aumenta la diferencia de entalpías en el evaporador, reduciendo el caudal másico del fluido y afectando de forma negativa a la potencia eléctrica generada por el expansor, y aumenta la diferencia de entalpías en el expansor, afectando de forma positiva a la potencia eléctrica generada por el expansor. Para el caso de la configuración básica, estos dos efectos contrarios se compensan en mayor o menor medida en función del fluido de trabajo, no presentando el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor una influencia significativa. No obstante, para la configuración regenerativa aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor también aumenta la potencia térmica recuperada por el regenerador, con lo que se atenúa la reducción del caudal másico del fluido

y el recalentamiento tiene un efecto positivo en la potencia eléctrica generada por el expansor. Por otro lado, la configuración regenerativa presenta potencias eléctricas generadas por el expansor superiores a las de la configuración básica. En la configuración regenerativa se aprovecha el recalentamiento del vapor a la salida del expansor para precalentar el líquido antes de entrar al evaporador. Así, en la configuración regenerativa se tienen menores diferencias de entalpías en el evaporador que en la configuración básica para las mismas condiciones de operación, aumentando el caudal másico del fluido y por tanto la potencia eléctrica generada por el expansor. Las potencias eléctrica generadas por el expansor varían entre 0.6 y 1.8 kW en función de las condiciones de operación, la configuración y el fluido de trabajo seleccionado.

En cuanto a las diferencias entre los fluidos de trabajo, en la Figura 3.4 se muestran las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. Los parámetros estudiados, temperatura de evaporación, temperatura de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, influyen de forma más o menos acentuada en los diferentes fluidos de trabajo, ocasionando que las diferencias relativas entre ellos varíen en función de estos parámetros y de la configuración estudiada. Como ya se observaba en la figura anterior, las diferencias son casi nulas para la configuración regenerativa, si bien a temperaturas de condensación altas las diferencias se acentúan, alcanzándose diferencias relativas de -3.2%, -0.4% y 0.8% para el HFO-1336mzz-Z, el HCFO-1233zd-E y el HFO-1234ze-Z, respectivamente. Lo mismo sucede con valores del recalentamiento del fluido a la entrada el expansor bajos y altos: para el HCFO-1233zd-E y el HFO-1336mzz-Z se obtienen diferencias relativas positivas con respecto al HFC-245fa para valores de recalentamiento del fluido a la entrada del expansor bajos, mientras que para el HFO-1234ze-E se obtienen diferencias relativas positivas con respecto al HFC-245fa para valores de recalentamiento del fluido a la entrada del expansor altos.

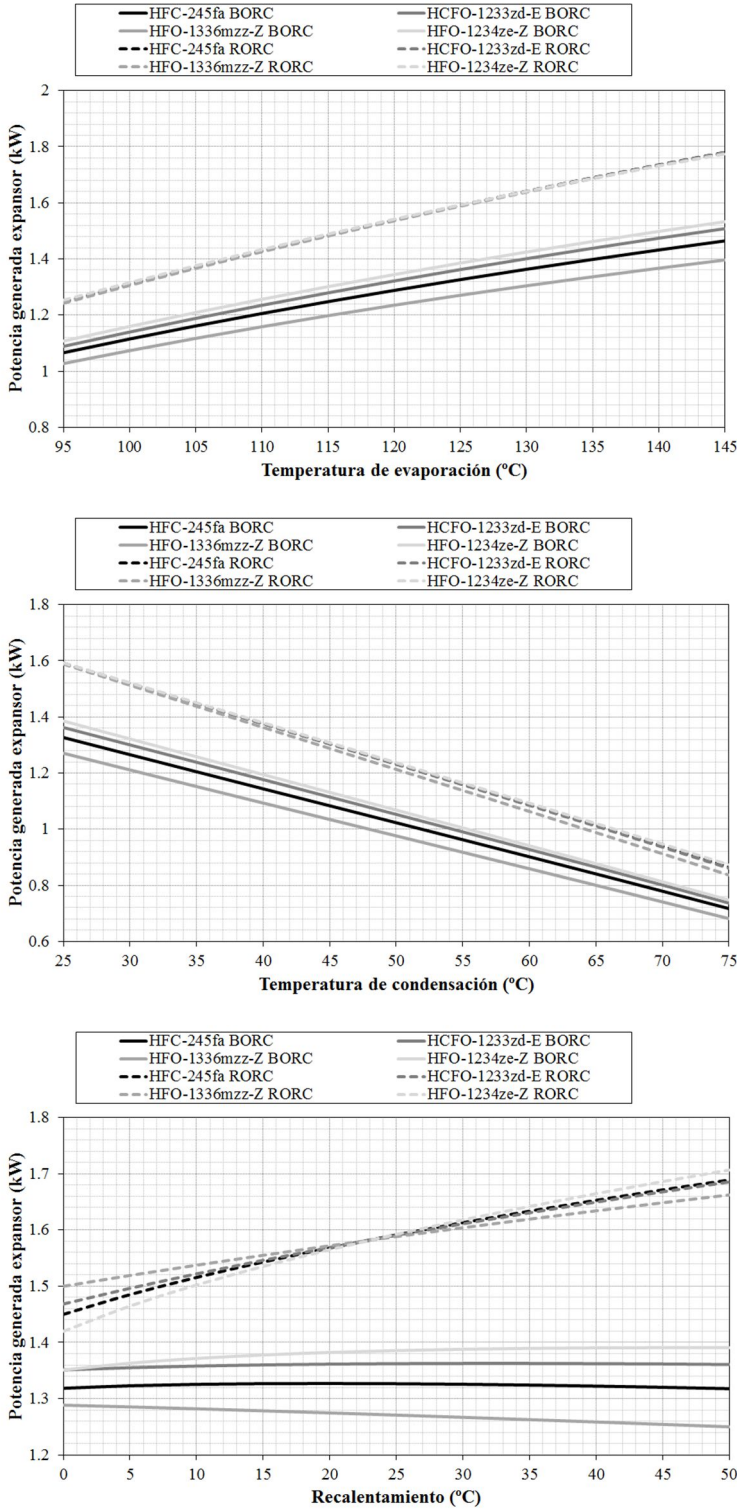


Figura 3.3. Potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

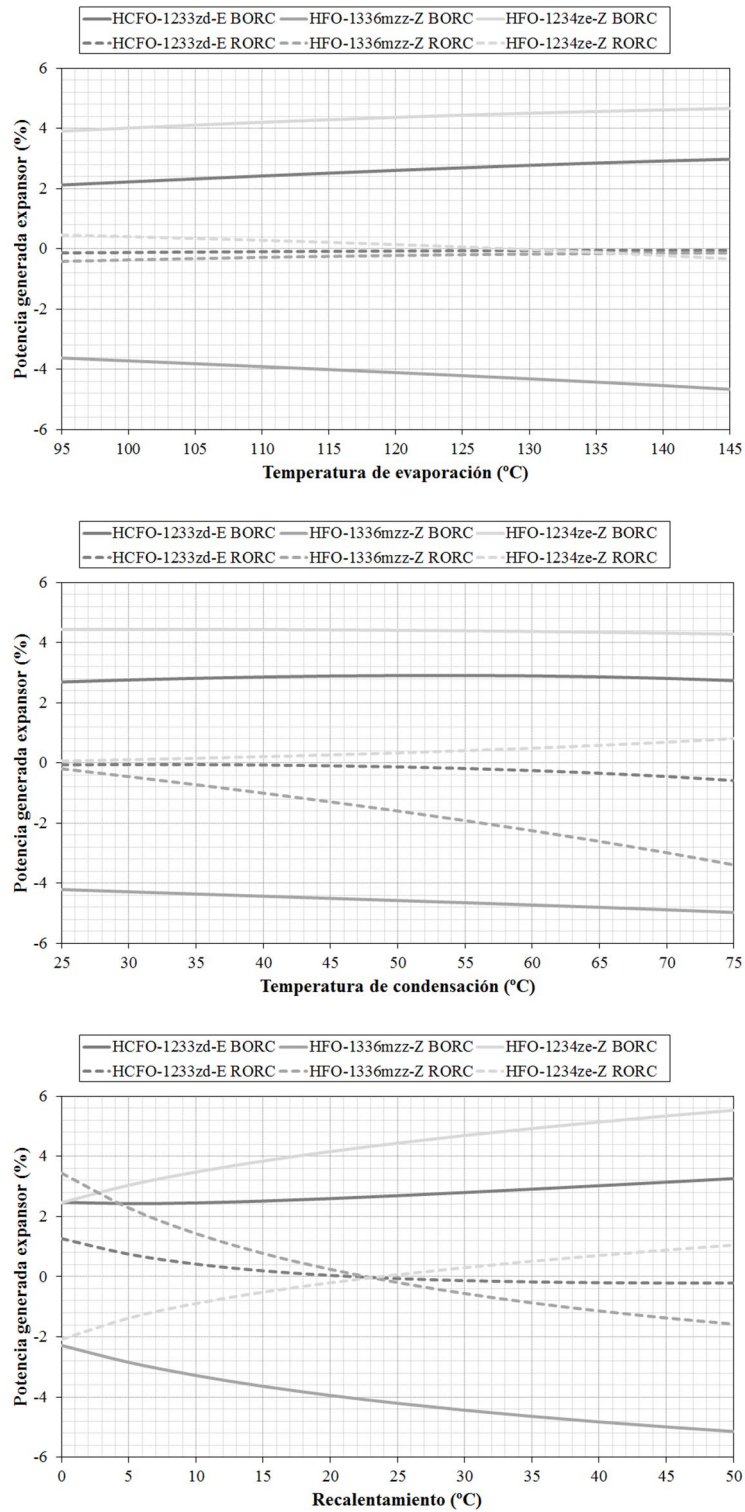


Figura 3.4. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia eléctrica generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Sin embargo, para un recalentamiento del fluido a la entrada del expansor de aproximadamente 23°C la potencia eléctrica generada por el expansor en la configuración regenerativa prácticamente coincide para los cuatro fluidos de trabajo estudiados, para las condiciones de operación consideradas en el estudio. En cuanto a la configuración básica, se observa que la potencia eléctrica generada por el expansor es entre el 3.6% y el 5.1% inferior para el HFO-1336mzz-Z que para el HFC-245fa, mientras que es entre el 2% y el 3.3% superior para el caso del HCFO-1233zd-E y entre el 2.5% y el 5.5% superior para el caso del HFO-1234ze-Z, en el rango de condiciones de operación estudiadas. En el caso de la configuración básica, se observa como estas diferencias relativas se acentúan al aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor y al aumentar la temperatura de evaporación, mientras que no se ven influenciadas de forma significativa por la temperatura de condensación.

3.2.3. Potencia eléctrica consumida por la bomba

La Figura 3.5 muestra la potencia eléctrica consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. La potencia eléctrica consumida por la bomba aumenta al incrementarse la temperatura de evaporación, mientras que apenas sufre cambios al cambiar la temperatura de condensación. Aumentar la temperatura de evaporación ocasiona una reducción del caudal másico del fluido de trabajo. Sin embargo, a pesar de que el caudal másico del fluido de trabajo se reduce, la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la bomba se incrementa considerablemente, aumentando la potencia eléctrica consumida por la bomba. Por otro lado, aumentar la temperatura de condensación resulta en un aumento del caudal másico del fluido de trabajo y una reducción de la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la bomba, que prácticamente se compensan mutuamente. El recalentamiento del fluido a la

entrada del expansor no afecta a la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la bomba, pero sí que afecta al caudal másico del fluido de trabajo. Así, aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor conlleva una reducción del caudal másico del fluido de trabajo, que se transforma en una ligera disminución de la potencia eléctrica consumida por la bomba. En cuanto a las configuraciones, se observa cómo la configuración regenerativa presenta mayor potencia eléctrica consumida por la bomba para todos los fluidos de trabajo estudiados y el rango de condiciones de operación consideradas. Esto es debido a que la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida de la bomba es la misma para ambas configuraciones, pero el caudal másico del fluido de trabajo es mayor para la configuración regenerativa, tal y como se comentó para el caso de la potencia eléctrica generada por el expansor. Las potencias eléctricas consumidas por la bomba varían entre 0.04 y 0.23 kW en función de las condiciones de operación, la configuración y el fluido de trabajo seleccionado.

Atendiendo a las diferencias relativas de los fluidos de trabajo de bajo GWP alternativos al HFC-245fa, en la Figura 3.6 se observa como la potencia eléctrica consumida por la bomba es entre el 36% y el 40% inferior para el HFO-1336mzz-Z, entre el 10% y el 14% inferior para el HCFO-1233zd-E y entre el 6% y el 12% superior para el HFO-1234ze-Z, no habiendo grandes diferencias entre la configuración seleccionada ni las condiciones de operación. Las diferencias relativas para la potencia eléctrica consumida por la bomba entre los distintos fluidos de trabajo vienen dadas principalmente por la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la bomba.

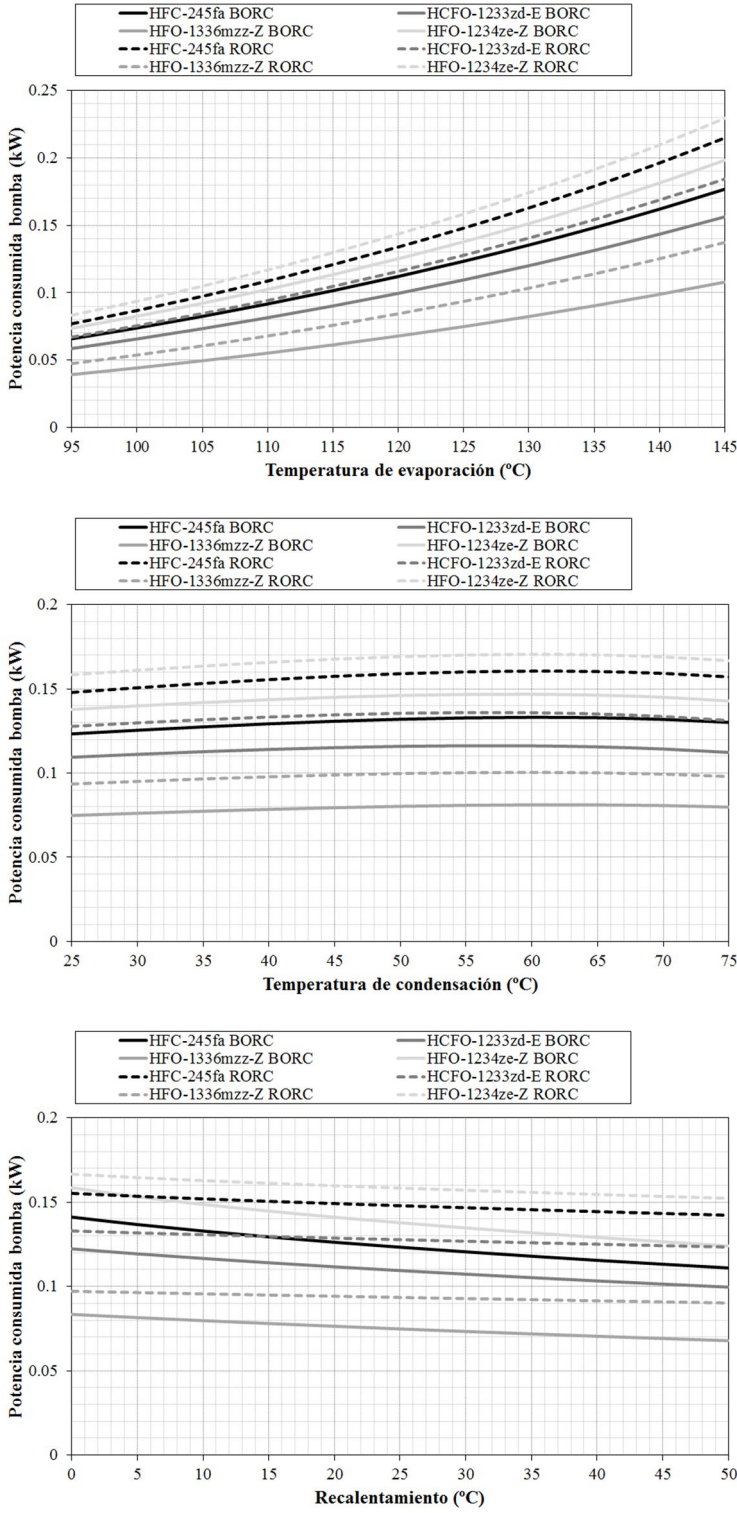


Figura 3.5. Potencia eléctrica consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

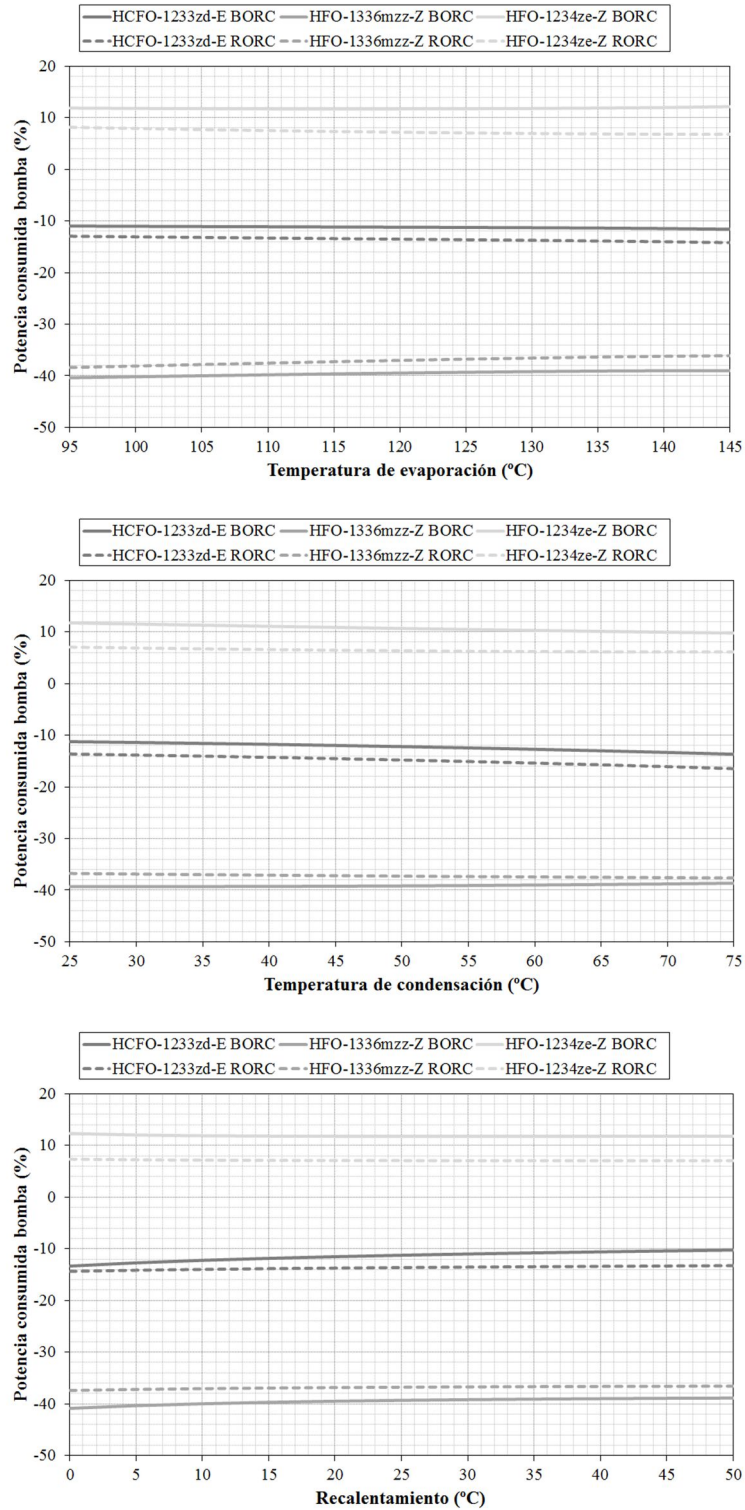


Figura 3.6. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia eléctrica consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

3.2.4. Eficiencia neta

La eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor se muestra en la Figura 3.7. Como en el análisis se está considerando una potencia térmica captada en el evaporador constante, la eficiencia neta viene dada por la potencia neta del sistema, es decir, la diferencia entre la potencia eléctrica generada por el expansor y la potencia eléctrica consumida por la bomba. Así, temperaturas de evaporación mayores tienen asociadas potencias eléctricas generadas por el expansor y potencias eléctricas consumidas por la bomba mayores, aunque la potencia eléctrica generada por el expansor aumenta en mayor medida que la potencia eléctrica consumida por la bomba. Por ello, al aumentar la temperatura de evaporación se incrementa la eficiencia neta del sistema. Para el caso de la temperatura de condensación, esta no tenía una influencia significativa en la potencia eléctrica consumida por la bomba, mientras que para mayores temperaturas de condensación se correspondían menores potencias eléctricas generadas por el expansor. Así, al aumentar la temperatura de condensación disminuye la eficiencia neta del sistema. En cuanto al recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, tampoco tenía una influencia significativa en la potencia eléctrica consumida por la bomba. Por ello, la eficiencia neta del sistema sigue la misma tendencia que seguía la potencia eléctrica generada por el expansor, aumentando al aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor para la configuración regenerativa, mientras que no se observa una influencia significativa del recalentamiento del fluido a la entrada del expansor en la eficiencia neta del sistema para la configuración básica. Hay que tener en cuenta que para la misma temperatura de evaporación aumentar el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor supone aumentar la temperatura del foco caliente. Pese a aumentar la temperatura del foco caliente, la eficiencia neta del sistema no aumenta con el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor para la configuración básica. La configuración regenerativa

presenta eficiencias netas superiores a las de la configuración básica, ya que la potencia eléctrica generada por el expansor es mayor en la configuración regenerativa en mayor medida que la potencia eléctrica consumida por la bomba, que también presenta valores superiores para la configuración regenerativa. Con la configuración básica se alcanzan eficiencias netas entre el 6% y el 13.6%, mientras que para la configuración regenerativa se alcanzan eficiencias netas entre el 7.2% y el 16.4%, en función del fluido de trabajo considerado y de las condiciones de operación.

En cuanto a los fluidos de trabajo, en la Figura 3.8 se muestran las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, de la eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. Para el HCFO-1233zd-E, la diferencia relativa de la eficiencia neta se incrementa con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, obteniéndose eficiencias netas entre el 3% y el 6.4% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 0.8% y el 3.1% superiores a las del HFC-245fa. En cuanto a la influencia del recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, para la configuración regenerativa se obtienen mayores diferencias relativas con respecto al HFC-245fa para valores bajos de recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, mientras que para la configuración básica no se observa una influencia significativa. Para el HFO-1336mzz-Z, las diferencias relativas de la eficiencia neta también se incrementan con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, mientras que se reducen con el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, obteniéndose eficiencias netas entre el 2% inferiores y el 2.4% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 1.6% y el 8.3% superiores a las del HFC-245fa.

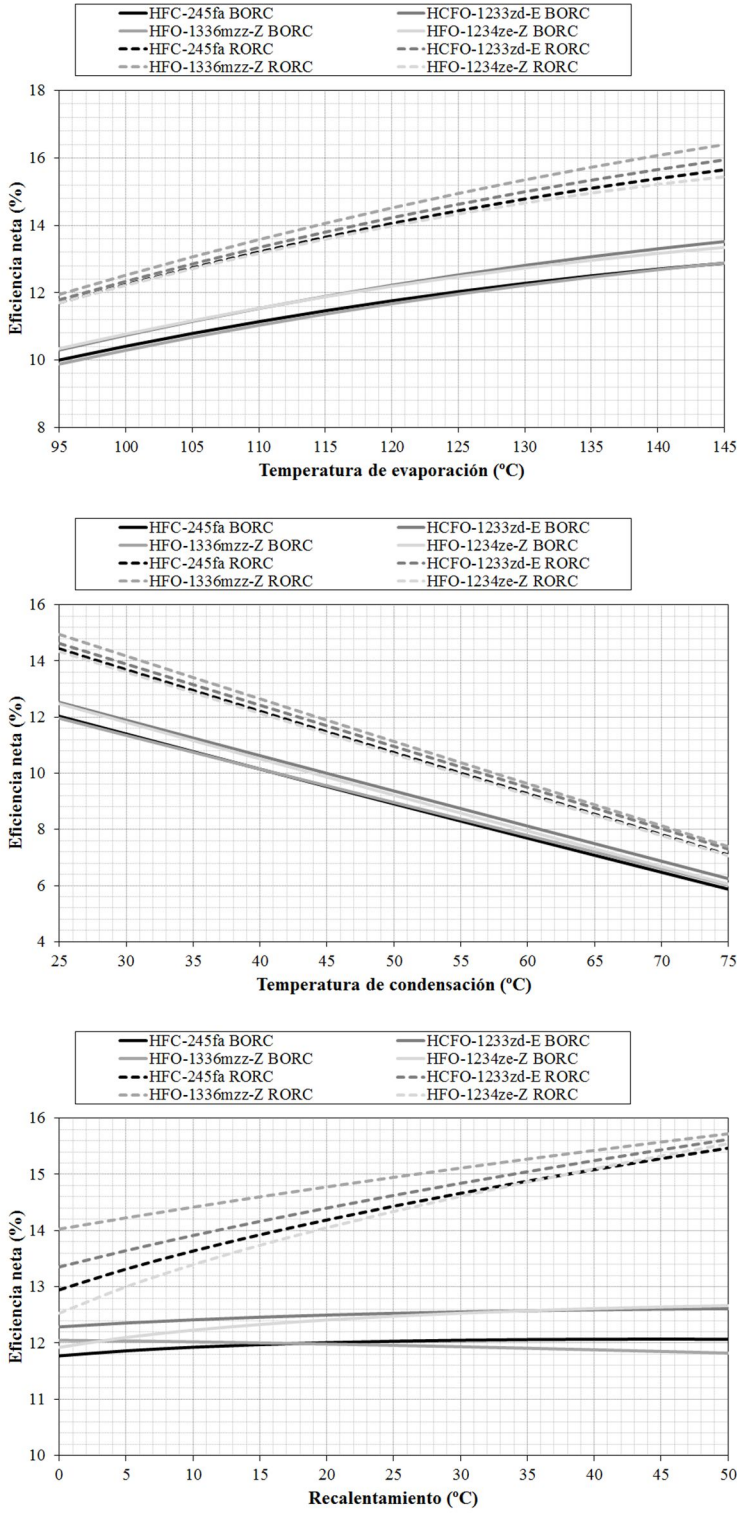


Figura 3.7. Eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

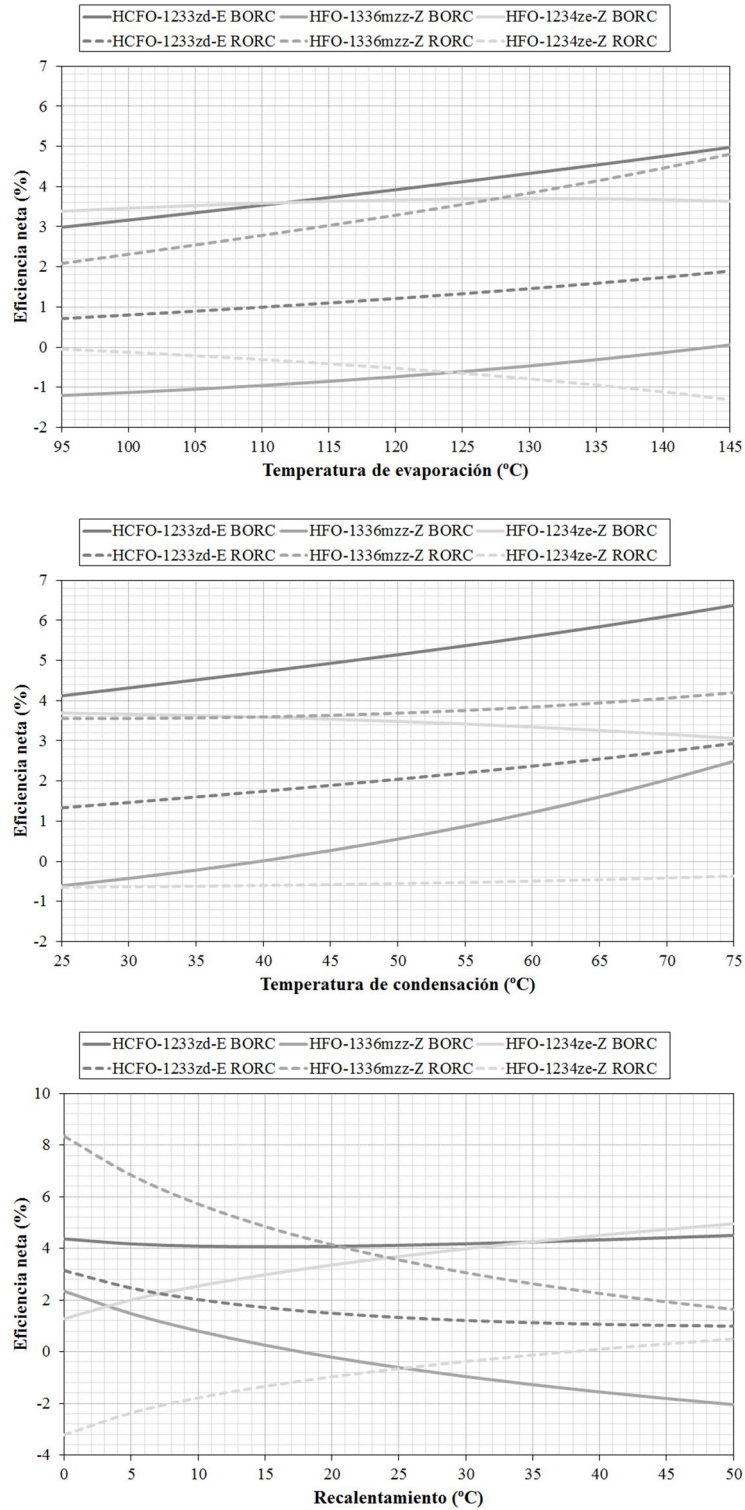


Figura 3.8. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Para el HFO-1234ze-Z, la diferencia relativa de la eficiencia neta se mantiene constante o disminuye ligeramente con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, mientras que aumenta con el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, obteniéndose eficiencias netas entre el 1.3% y el 5% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 3.2% inferiores y el 0.5% superiores a las del HFC-245fa. En general, para la configuración básica obtiene valores superiores de eficiencia neta el HCFO-1233zd-E, mientras que para la configuración regenerativa obtiene valores superiores de eficiencia neta el HFO-1336mzz-Z. Por tanto, en función de la configuración y las condiciones de trabajo, hay alguno de los fluidos de trabajos de bajo GWP estudiados alternativos al HFC-245fa capaz de presentar eficiencias netas superiores a las de este último.

3.2.5. Parámetro de tamaño SP

El parámetro de tamaño SP es un indicativo del tamaño de una turbina como tecnología de expansión y se muestra en la Figura 3.9 para diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. El parámetro de tamaño SP se calcula a partir de la diferencia de entalpías isoentrópica en el expansor y del caudal volumétrico al final de la expansión isoentrópica. El parámetro de tamaño SP disminuye con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, y es superior para la configuración regenerativa que para la configuración básica. En cuanto a la influencia del recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, para la configuración básica el parámetro de tamaño SP disminuye con el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, mientras que para la configuración regenerativa no se observa influencia significativa. El parámetro de tamaño SP presenta valores entre 1 y 2.6 en función de las condiciones de operación, la configuración y el fluido de trabajo seleccionado.

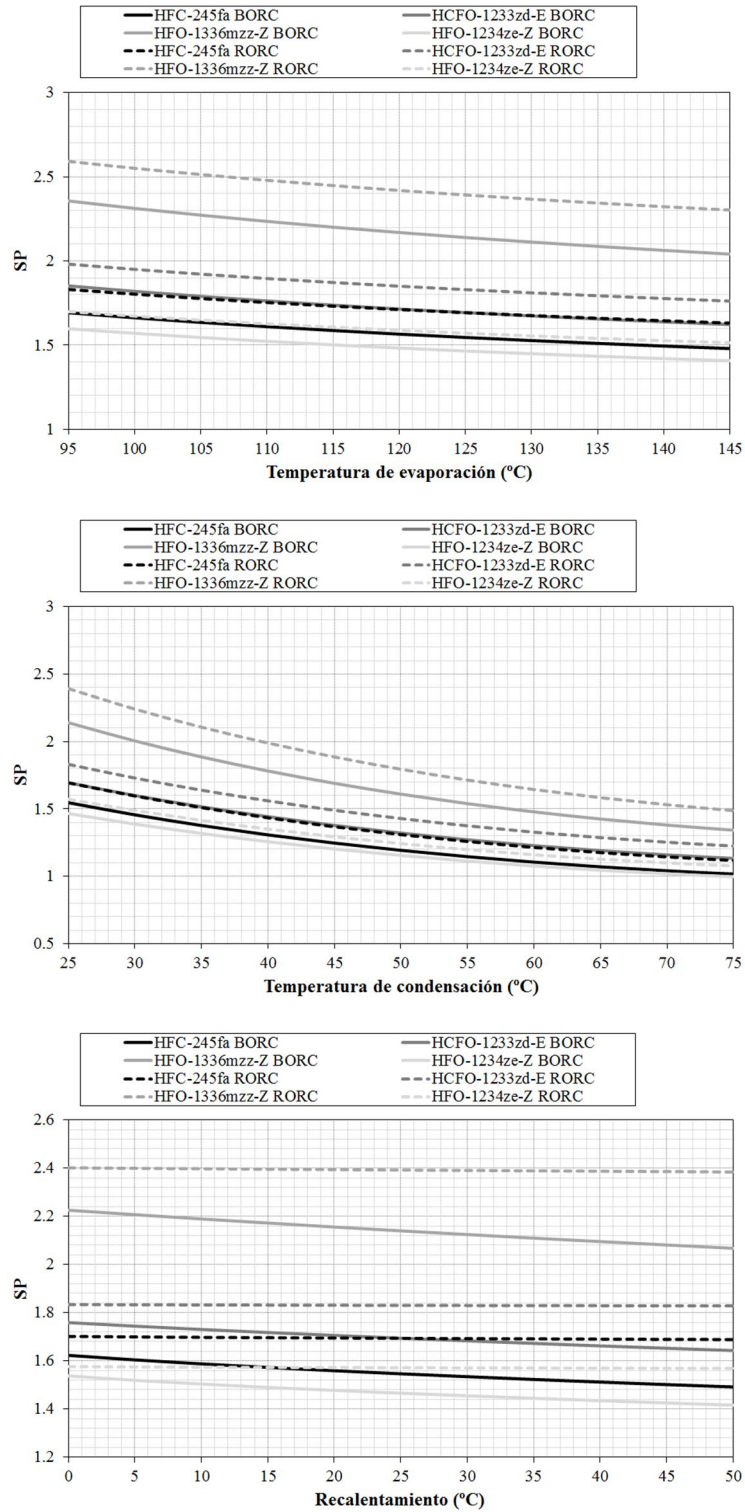


Figura 3.9. Parámetro de tamaño SP a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

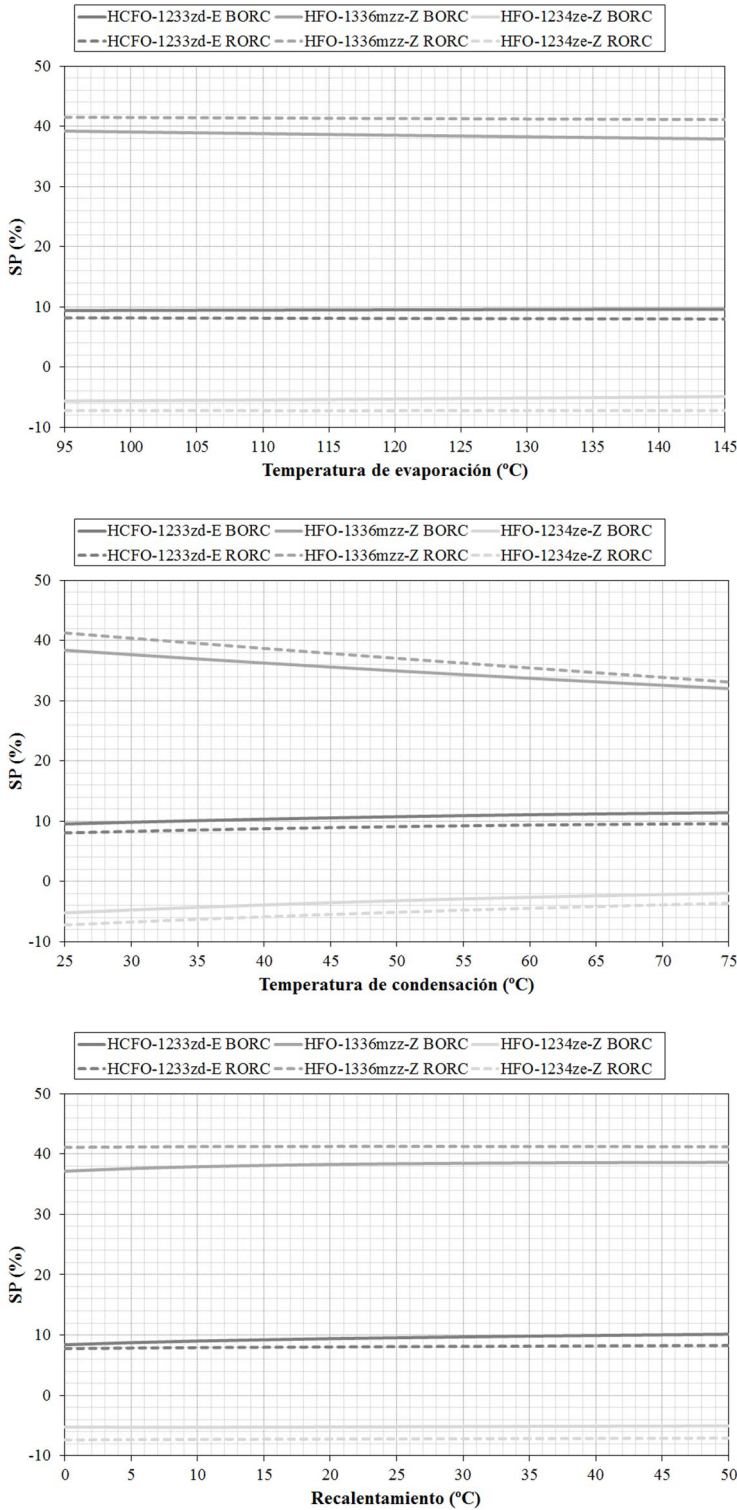


Figura 3.10. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, del parámetro de tamaño SP a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

La Figura 3.10 muestra las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, del parámetro de tamaño SP a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. Al igual que ocurría con la potencia eléctrica consumida por la bomba, no se observan grandes diferencias entre las diferencias relativas a diferentes condiciones de operación y configuraciones. El parámetro de tamaño SP es entre el 32% y el 42% superior para el HFO-1336mzz-Z que para el HFC-245fa, entre el 8% y el 12% superior para el HCFO-1233zd-E que para el HFC-245fa y entre el 2% y el 8% inferior para el HFO-1234ze-Z. Las diferencias más elevadas para el HFO-1336mzz-Z hacen que este fluido de trabajo pueda requerir modificaciones en el diseño de las turbinas en los sistemas ORC para sustituir al HFC-245fa como fluido de trabajo.

3.2.6. Coeficiente de volumen VC

Para evaluar el tamaño de expansores volumétricos utilizamos el coeficiente de volumen VC, mostrado en la Figura 3.11 para diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. El coeficiente de volumen VC está principalmente influenciado por la densidad del fluido a la entrada del expansor y la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del expansor. Es por ello que este parámetro toma los mismos valores para la configuración regenerativa que para la configuración básica, ya que para ambas configuraciones la densidad del fluido a la entrada del expansor y la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del expansor presentan los mismos valores. El coeficiente de volumen VC disminuye con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, mientras que no se ve afectado de forma significativa por el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor. El coeficiente de volumen VC presenta valores entre 1.8 y 9.2 en función de las condiciones de operación y el fluido de trabajo seleccionado.

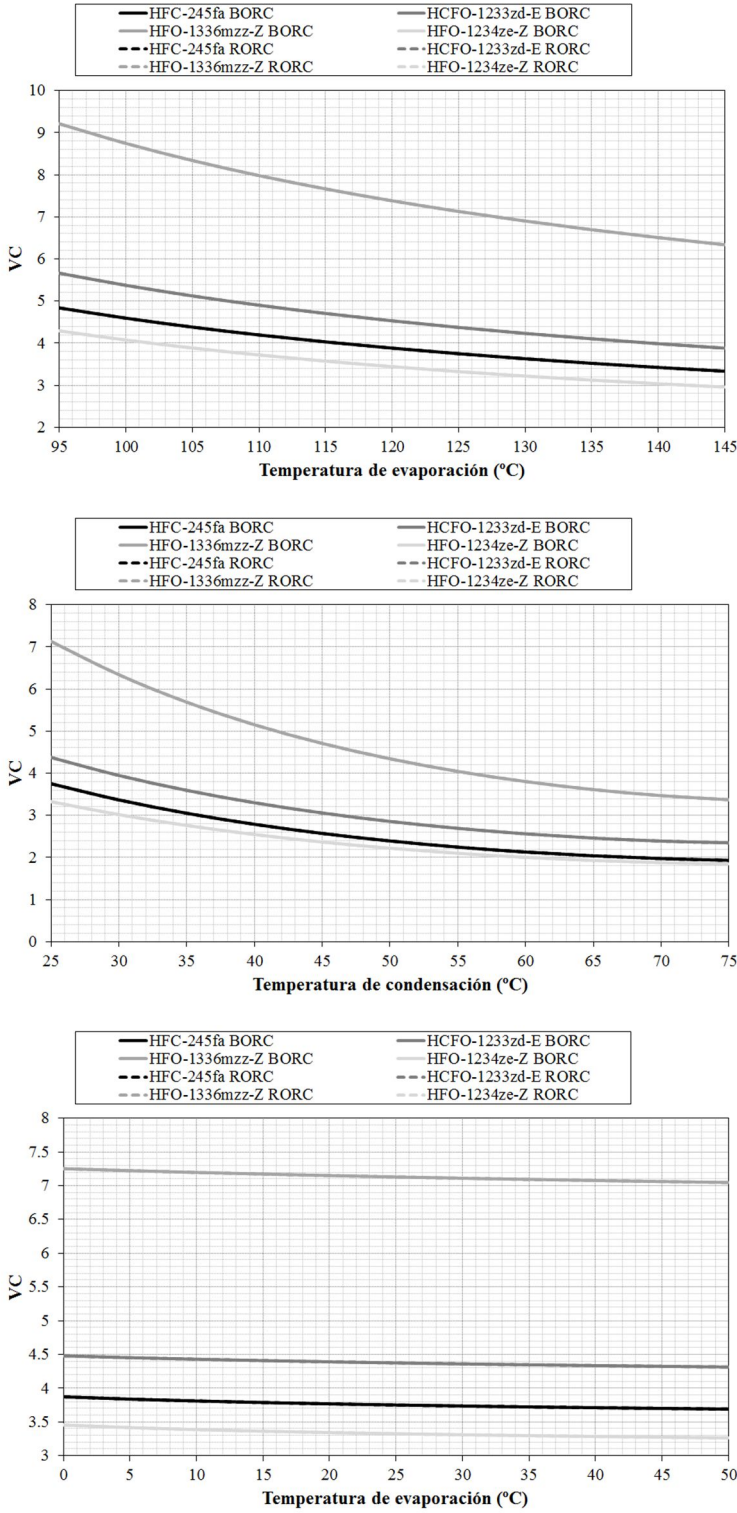


Figura 3.11. Coeficiente de volumen VC a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

Las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, del coeficiente de volumen VC a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor se muestran en la Figura 3.12. Como el coeficiente de volumen VC presenta los mismos valores para ambas configuraciones, las diferencias relativas también presentan los mismos valores para ambas configuraciones. Las diferencias relativas del coeficiente de volumen VC presentan valores prácticamente constantes con la temperatura de evaporación el recalentamiento del fluido a la entrada del expansor, mientras que presentan ligeros cambios con la temperatura de condensación. El coeficiente de volumen VC es entre el 76% y el 90% superior para el HFO-1336mzz-Z que para el HFC-245fa, entre el 16% y el 20% superior para el HCFO-1233zd-E que para el HFC-245fa y entre el 4% y 16% inferior para el HFO-1234ze-Z que para el HFC-245fa. Las diferencias más elevadas del HFO-1336mzz-Z hacen que este fluido de trabajo pueda requerir modificaciones en el diseño de expansores volumétricos en los sistemas ORC para sustituir al HFC-245fa como fluido de trabajo.

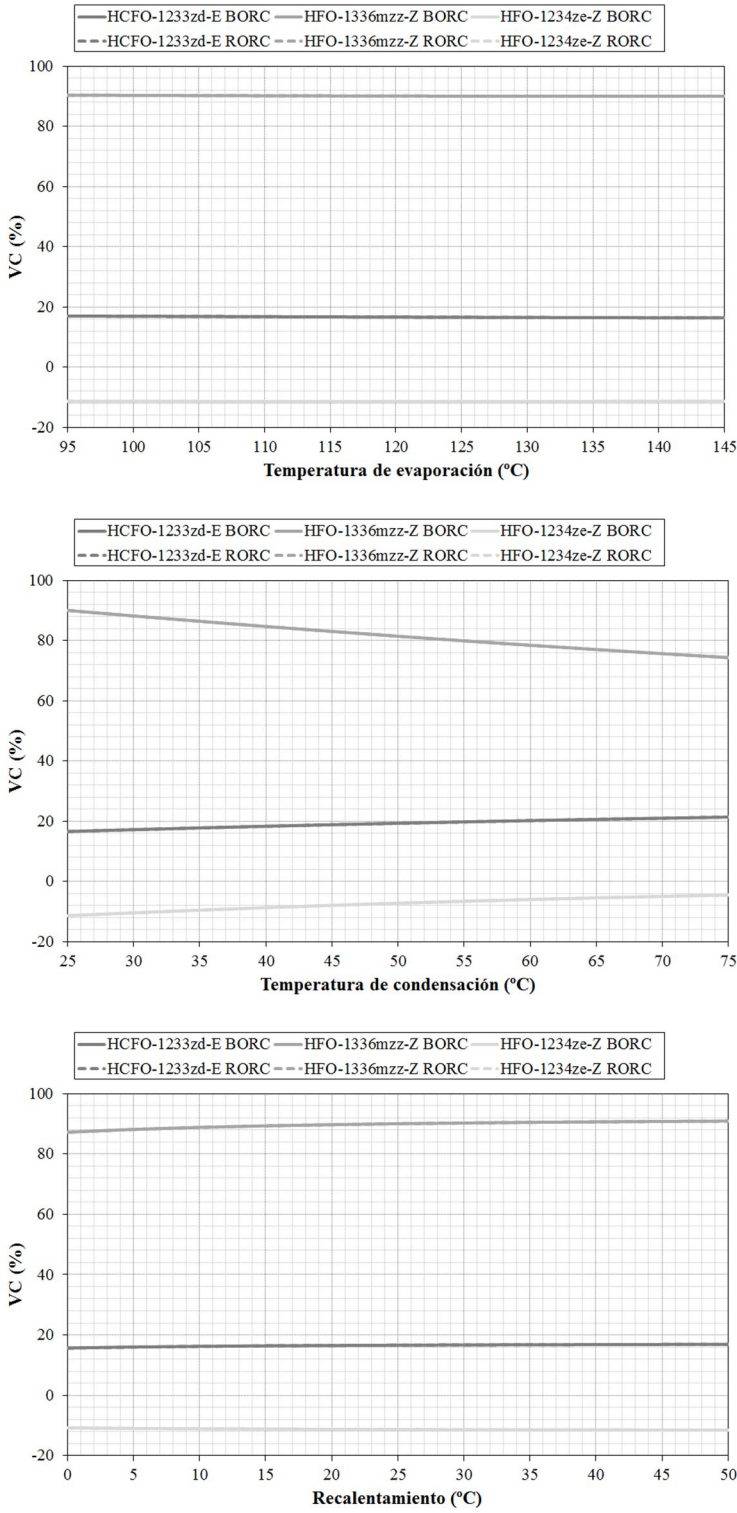


Figura 3.12. Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, del coeficiente de volumen VC a diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y recalentamiento del fluido a la entrada del expansor.

3.3. Análisis termoeconómico

Se va a realizar un análisis termoeconómico con el objetivo de estudiar el desempeño energético y el coste de sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura utilizando fluidos de trabajo de bajo GWP como alternativas al HFC-245fa.

3.3.1. Modelo termoeconómico

Para llevar a cabo el análisis termoeconómico se va a desarrollar un modelo termoeconómico del ORC. A continuación se describe la configuración ORC considerada, se presentan las asunciones en las que se basa el modelo y se detalla el modelado de los distintos componentes del sistema. Así mismo, se presentan las funciones de cálculo para los costes de los componentes, así como los indicadores del desempeño energético y económico del sistema y el procedimiento de cálculo empleado.

3.3.1.1. Configuración ORC

Tal y como se comentó en el capítulo anterior y se ha visto en el análisis termodinámico, la configuración regenerativa presenta mayores valores de eficiencia a costa de incluir solamente un intercambiador de calor adicional. Por ello, se ha considerado una configuración regenerativa, mostrada en la Figura 3.13, trabajando en condiciones subcríticas.

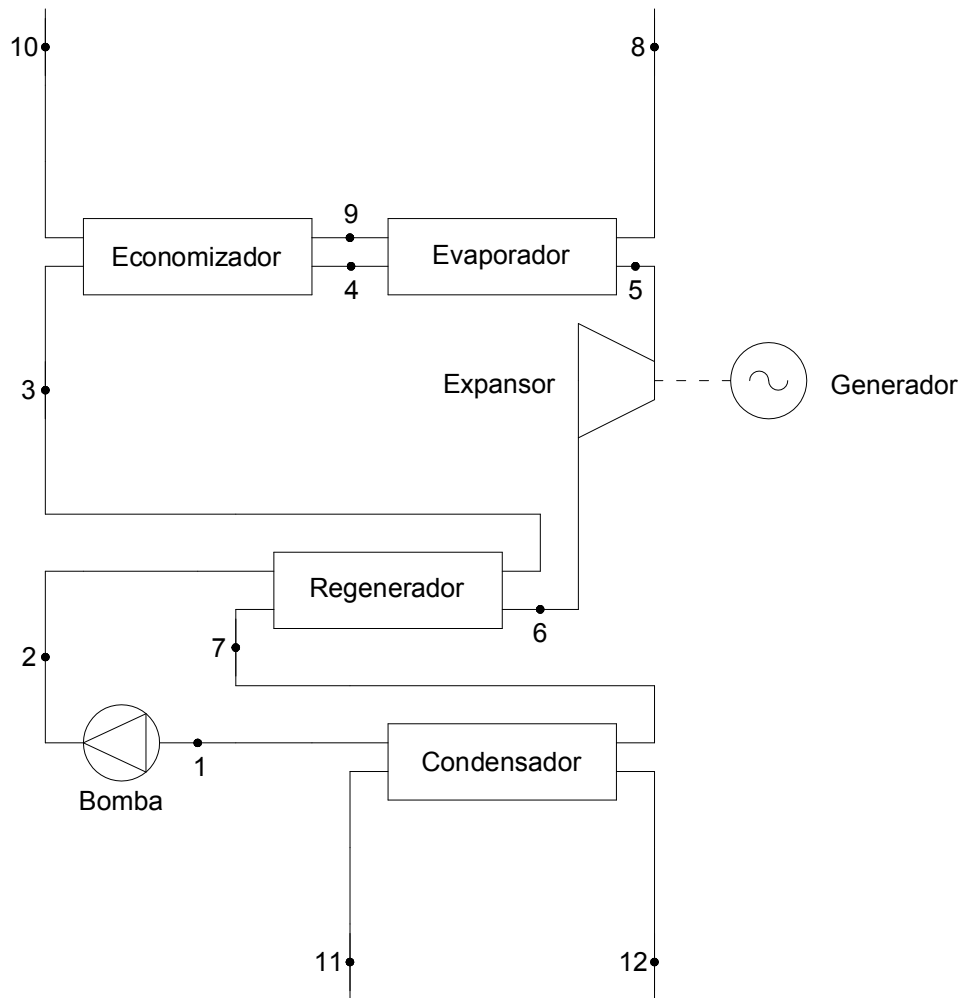


Figura 3.13. Sistema ORC.

En cuanto a los focos térmicos, el fluido de transferencia de calor en la fuente de calor es aceite térmico, concretamente Therminol 66. La diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida del aceite térmico es de 20°C. El fluido de transferencia de calor en el sumidero de calor es agua. La diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida del agua es de 5°C.

3.3.1.2. Asunciones

Se ha desarrollado un modelo termoeconómico, en el que las propiedades de los fluidos de trabajo se han obtenido mediante el software REFPROP [173]. Se han considerado las siguientes asunciones:

- Régimen estacionario en todos los componentes del sistema.
- Se desprecian las pérdidas de calor en las tuberías.
- No se consideran pérdidas de carga en las tuberías.

3.3.1.3. Modelado del expansor

Se ha considerado un expansor de desplazamiento positivo. Este tipo de expansor se caracteriza por su relación de volúmenes interna, que es el ratio entre el volumen de la cámara de admisión y el volumen de la cámara de descarga. Dos tipos de pérdidas pueden ocurrir cuando la relación de volúmenes del sistema no coincide con la relación de volúmenes interna del expansor: la sub-expansión, que ocurre cuando la relación de volúmenes interna del expansor es menor que la del sistema; la sobre-expansión, que ocurre la relación de volúmenes interna del expansor es mayor que la del sistema. Estos dos efectos pueden reducir considerablemente la eficiencia del expansor, siendo más grave la sobre-expansión. Las pérdidas debidas a los fenómenos de sub-expansión y sobre-expansión se pueden modelar dividiendo el proceso de expansión [96] en una expansión isoentrópica, correspondiente a una relación de volúmenes igual a la relación de volúmenes interna, y una expansión a volumen constante, correspondiente a la expansión o recompresión hasta la presión de descarga. Otras pérdidas en el proceso de expansión, como fricción, pérdidas de carga en la admisión y la descarga, fugas internas y pérdidas de calor, se combinan en la eficiencia mecánica del proceso de expansión η_{mec} , cuyo valor coincide con la eficiencia global del proceso de expansión cuando no existe sub-expansión ni

sobre-expansión. La eficiencia mecánica del proceso de expansión considerada es 70%, valor estimado a partir de los estudios experimentales recopilados en el Capítulo 2. La potencia eléctrica generada por el expansor se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.10.

$$\dot{W}_x = \eta_{mec} \dot{m} \left[(h_{su,x} - h_{in,x}) + (P_{in,x} - P_{ex,x}) v_{su,x} r_v \right] \quad (3.10)$$

El proceso de expansión se asume adiabático. Las condiciones a la salida del expansor se calculan de acuerdo a la Ecuación 3.2.

3.3.1.4. Modelado de la bomba

El proceso de bombeo se asume isoentrópico. La eficiencia global del proceso de bombeo es 40%, al igual que para el análisis termodinámico. La potencia eléctrica consumida por la bomba se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.3.

3.3.1.5. Modelado de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor (economizador, evaporador, regenerador y condensador) considerados son de tipo placas. Los intercambiadores de calor son modelados mediante el método de la Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (LMTD: Logarithmic Mean Temperature Difference) para intercambiadores de calor a contracorriente. La geometría de los intercambiadores de calor, mostrada en la Figura 3.14, está parcialmente fijada, con un diámetro hidráulico D_h de 2 mm y un ángulo Chevron β de 45°. A la hora de dimensionar un intercambiador de calor de placas hay dos grados de libertad: la longitud L_i y la anchura total w_i , que a su vez está relacionada con la anchura y el número de placas. El producto de ambos es el área de transferencia de calor A_i . Estos dos grados de libertad vienen fijados al determinar los requerimientos en cuanto a área de transferencia de calor y la pérdida de carga

máxima. Por tanto, el diseño del intercambiador de calor de placas viene dado por el pinch point y la pérdida de carga. Los intercambiadores de calor se dividen en zonas de límites móviles (MBZ: Moving Boundaries Zones). El evaporador se subdivide en dos zonas (evaporación y recalentamiento), el condensador se subdivide en 3 zonas (desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento), mientras que el economizador y el regenerador solo tienen una zona. Cada zona se caracteriza por un área de transferencia de calor A_i y un coeficiente global de transferencia de calor U_i , tal y como muestra la Ecuación 3.11. La diferencia de temperatura logarítmica media $LMTD_i$ y el coeficiente global de transferencia de calor U_i se determinan de acuerdo a la Ecuación 3.12 y la Ecuación 3.13, respectivamente. Para cada intercambiador de calor, el área de transferencia de calor total es la suma de las áreas de transferencia de calor de cada una de sus zonas, mientras que la longitud total del intercambiador de calor es la suma de la longitud de cada una de sus zonas.

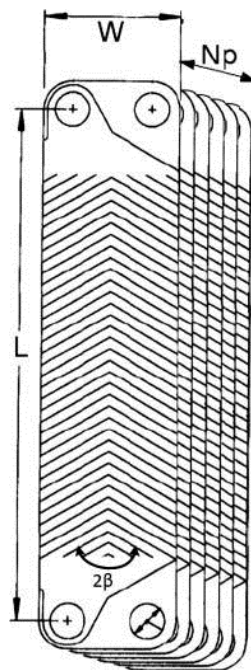


Figura 3.14. Geometría de un intercambiador de calor de placas [178].

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_{LMTD,i} \quad (3.11)$$

$$\Delta T_{LMTD,i} = \frac{(T_{c,su,i} - T_{f,ex,i}) - (T_{c,ex,i} - T_{f,su,i})}{\ln \frac{(T_{c,ex,i} - T_{f,ex,i})}{(T_{c,ex,i} - T_{f,su,i})}} \quad (3.12)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_f} \quad (3.13)$$

Las pérdidas de carga en los intercambiadores de calor son calculadas mediante el factor de fricción f y la Ecuación 3.14.

$$\Delta P = \frac{2f G^2 L}{\rho D_h} \quad (3.14)$$

A la salida del economizador el fluido de trabajo se encuentra en estado de líquido saturado. A la salida del condensador el fluido de trabajo tiene un subenfriamiento de 5°C. La eficacia del regenerador queda definida de acuerdo a la Ecuación 3.4.

La potencia térmica captada en el evaporador y el economizador son 10 kW. El caudal másico del fluido de trabajo se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.15.

$$\dot{m} = (\dot{Q}_{ec} - \dot{Q}_{ev}) / (h_{ex,ev} - h_{su,ec}) \quad (3.15)$$

3.3.1.6. Coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor α y el factor de fricción f para estados monofásicos, se utiliza la correlación propuesta por

Thonon *et al.* [179] para calcular el número de Nusselt Nu y el factor de fricción f (Ecuación 3.16 y Ecuación 3.17, respectivamente), en función del número de Reynolds Re y del número de Prandtl Pr . Los parámetros C , m y n se fijan de acuerdo a la correlación.

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{k} = C Re^m Pr^n \quad (3.16)$$

$$f = C Re^m \quad (3.17)$$

El coeficiente de transferencia de calor α para el proceso de evaporación se calcula mediante la correlación de Hsieh *et al.* [180], que es función del número de ebullición Bo y del coeficiente de transferencia de calor para líquido α_{liq} (véase Ecuación 3.18). El factor de fricción se calcula de la misma forma que en la Ecuación 3.17, pero utilizando los parámetros de la correlación de Hsieh.

$$\alpha_{ev} = C \alpha_{liq} Bo^m \quad (3.18)$$

El coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción para el proceso de condensación se calculan mediante la Ecuación 3.16 y la Ecuación 3.17, respectivamente, pero utilizando los parámetros de la correlación de Yan *et al.* [181].

3.3.1.7. Otros componentes

Los diámetros de las tuberías se calculan imponiendo la velocidad de circulación del fluido de trabajo, tomando valores que no conlleven pérdidas de carga elevadas: 0.5 m/s para líneas de líquido y 5 m/s para líneas de vapor. En cuanto a las longitudes de las líneas de líquido, vapor a baja presión y vapor a alta presión se asumen en 2 m, 0.5 m y 1 m respectivamente.

La masa total de fluido de trabajo se calcula asumiendo que las zonas bifásicas de los intercambiadores de calor tienen volúmenes iguales de líquido que de vapor.

3.3.1.8. Coste de los componentes

El modelo termoeconómico se completa con el coste total del sistema ORC, determinado a partir de la suma de los costes de los componentes individuales. Estos costes se toman a partir de trabajos similares en la literatura [120,182], y se recogen en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Costes de los componentes.

Componente	Variable dependiente	Coste (€)
Expansor	Caudal volumétrico (m ³ /s)	$1.5(225 + 170 \dot{V}_{su,exp})$
Intercambiadores de calor	Área de transferencia de calor (m ²)	$190 + 310 A$
Bomba	Potencia eléctrica (kW)	$900 \left(\frac{\dot{W}_p}{300} \right)^{0.25}$
Tuberías	Diámetro (m) y longitud (m)	$(0.897 + 21 D) L$
Fluidos de trabajo	Masa (kg)	$20 M$
Sistema de control	-	300
Otros	-	500
Mano de obra	Coste total de los componentes (€)	$0.3 TCC$

3.3.1.9. Indicadores del desempeño

Para determinar el desempeño del sistema, además de la potencia eléctrica generada por el expansor y la potencia eléctrica consumida por la bomba, se define la eficiencia neta del sistema como el ratio entre la potencia eléctrica neta producida por el sistema y la potencia térmica captada por el sistema (véase Ecuación 3.6).

Se define el coste específico de inversión (SIC: Specific Investment Cost) como el ratio entre el coste total del sistema ORC y la potencia neta generada (véase Ecuación 3.19).

$$SIC = \frac{Cost}{\dot{W}_n} \quad (3.19)$$

3.3.1.10. Procedimiento de cálculo

Los parámetros de entrada que determinan el diseño del sistema son la temperatura de entrada de la fuente de calor y la temperatura de entrada del sumidero de calor. El criterio de optimización es la minimización del SIC. El modelo termoeconómico permite variar las pérdidas de carga y los pinch points en los intercambiadores de calor, así como la eficiencia del regenerador, la relación de volúmenes interna del expansor y el grado de recalentamiento del fluido de trabajo a la salida del evaporador.

Se ha fijado un conjunto de condiciones de operación: temperatura de entrada de la fuente de calor de 155°C y temperatura de entrada del sumidero de calor 25°C. Los nueve parámetros (ϵ_{rg} , r_v , SH , $pinch_{ev}$, $pinch_{cd}$, ΔP_{ev} , ΔP_{ec} , ΔP_{cd} , ΔP_{rg}) son optimizados con el objetivo de minimizar el SIC.

3.3.2. Resultados de la optimización

La Tabla 3.2 muestra los parámetros resultantes de la optimización termoeconómica para cada fluido de trabajo. Las eficiencias óptimas de intercambio de calor en el regenerador son similares para todos los fluidos de trabajo, de aproximadamente el 80%. A mayor eficiencia de intercambio de calor en el regenerador aumenta la potencia neta generada, pero al mismo tiempo

aumenta el coste de los intercambiadores. La relación de volúmenes interna óptima es mayor para el HFO-1336mzz-Z y menor para el HFO-1234ze-Z comparada con la del HFC-245fa y el HCFO-1233zd-E que presentan valores similares para este parámetro. Tal y como vimos en el análisis termodinámico, para una configuración regenerativa mayores recalentamientos del fluido a la entrada del expansor conllevan mayor potencia neta del sistema. Sin embargo, al considerar el coste del sistema, se observa como existe un valor óptimo para este parámetro. El recalentamiento óptimo se mantiene entre 15°C y 25°C, dependiendo del fluido de trabajo. El pinch point óptimo en el condensador se encuentra siempre por debajo de 5°C, con valores similares para todos los fluidos de trabajo estudiados, mientras que el pinch point en el evaporador varía dependiendo del fluido de trabajo considerado. Las caídas de presión óptimas en los intercambiadores de calor son notablemente mayores en el evaporador y ligeramente menores en el condensador y en el regenerador en comparación con las del economizador. Las pérdidas de carga en los intercambiadores afectan de forma directa a la potencia eléctrica generada por el expansor y a la potencia eléctrica consumida por la bomba. Para menores pérdidas de carga en los intercambiadores mayor es la potencia neta generada por el sistema. Sin embargo, menores pérdidas de carga también se corresponden con mayor coste de los intercambiadores.

Tabla 3.2. Parámetros optimizados para los diferentes fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	ϵ_{rg} (%)	r_v (-)	SH (°C)	$pinch_{ev}$ (°C)	$pinch_{cd}$ (°C)	ΔP_{ev} (kPa)	ΔP_{ec} (kPa)	ΔP_{cd} (kPa)	ΔP_{rg} (kPa)
HFC-245fa	82.43	12.73	20.89	9.78	4.07	97.33	31.74	13.03	7.97
HCFO-1233zd-E	78.26	11.74	19.12	7.29	4.60	106.20	32.70	11.62	6.29
HFO-1336mzz-Z	78.55	15.88	15.77	5.07	4.90	88.10	38.79	7.97	5.16
HFO-1234ze-Z	82.09	10.68	23.91	12.41	3.86	90.70	23.68	14.35	7.54

En la Tabla 3.3 se muestran los indicadores del desempeño del sistema resultantes del proceso de optimización termoeconómica. La potencia eléctrica generada por el expansor es casi idéntica para todos los fluidos de trabajo, pero la potencia eléctrica neta producida por el sistema es mayor para el HCFO-1233zd-E y el HFO-1336mzz-Z debido a la menor potencia eléctrica consumida por la bomba, tal y como se vio anteriormente en el apartado 3.2.3. Por tanto, los fluidos de trabajo HCFO-1233zd-E y HFO-1336mzz-Z presentan mayores eficiencias que el HFC-245fa, mientras que el HFO-1234ze-Z presenta menor eficiencia que el HFC-245fa. El menor valor para el SIC se alcanza para el ciclo que utiliza el HFO-1336mzz-Z como fluido de trabajo, aunque todos los fluidos de trabajo de bajo GWP obtienen menores valores de SIC que el HFC-245fa.

Tabla 3.3. Desempeño de los diferentes fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	\dot{W}_x (kW)	η_{net} (%)	SIC (€/kW)
HFC-245fa	1.52	13.31	2283
HCFO-1233zd-E	1.51	13.37	2276
HFO-1336mzz-Z	1.51	13.77	2243
HFO-1234ze-Z	1.51	13.18	2278

La Figura 3.15 muestra el coste relativo de los diferentes componentes del sistema para cada fluido de trabajo. Los intercambiadores de calor, el expansor y la mano de obra suponen más de la mitad del coste total del sistema. Por otro lado, el coste del fluido de trabajo y el sistema de tuberías tienen muy poca influencia en el coste total del sistema comparados con el resto de los elementos. La estructura de coste del sistema es muy similar para todos los fluidos de trabajo estudiados.

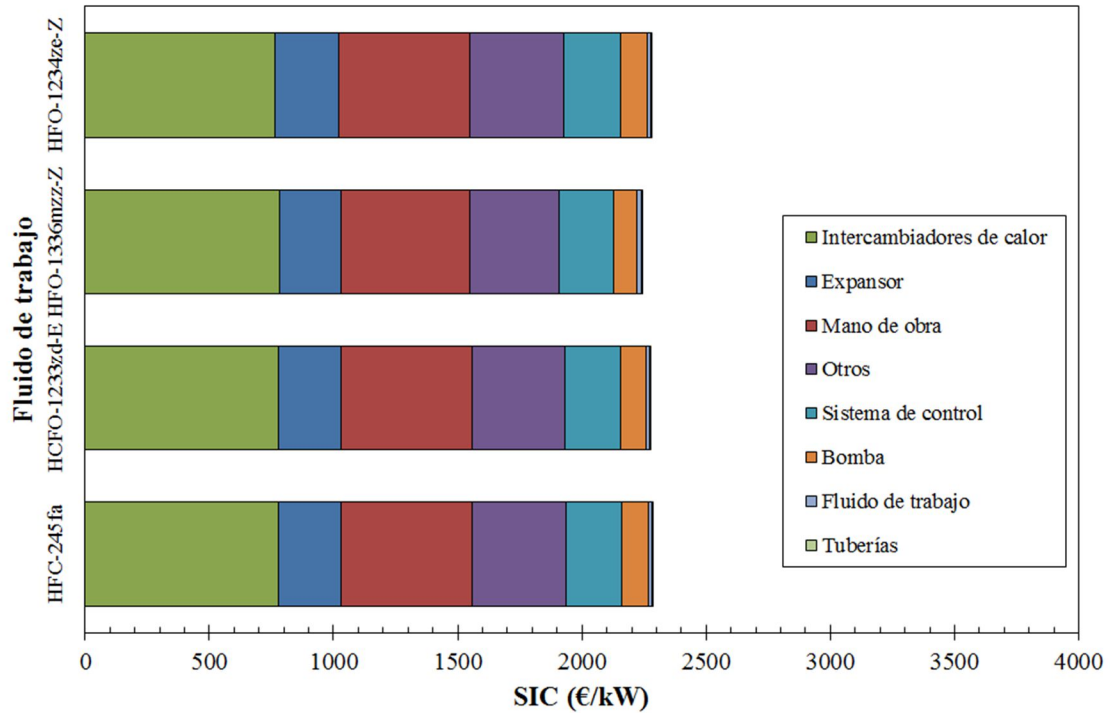


Figura 3.15. Coste relativo de los componentes del sistema para los diferentes fluidos de trabajo.

3.3.3. Influencia de los parámetros de entrada

Se analiza la sensibilidad de los resultados de la optimización termoeconómica variando la temperatura de entrada de la fuente de calor y la temperatura de entrada del sumidero de calor, minimizando el SIC para cada nuevo conjunto de condiciones de operación. La Figura 3.16 y la Figura 3.17 muestran la variación de los indicadores del desempeño con la temperatura de entrada de la fuente de calor y la temperatura de entrada del sumidero de calor, respectivamente. Aumentar la temperatura de entrada de la fuente de calor resulta en menores valores de SIC y mayores eficiencias. Por otro lado, aumentar la temperatura de entrada del sumidero de calor resulta en mayores valores de SIC y menores eficiencias. En este sentido, la temperatura de entrada del sumidero de calor tiene más influencia que la temperatura de entrada de la fuente de calor. El

HFO-1336mzz-Z presenta menores valores de SIC y mayores eficiencias que el resto de los fluidos de trabajo analizados en el rango de condiciones de operación estudiado.

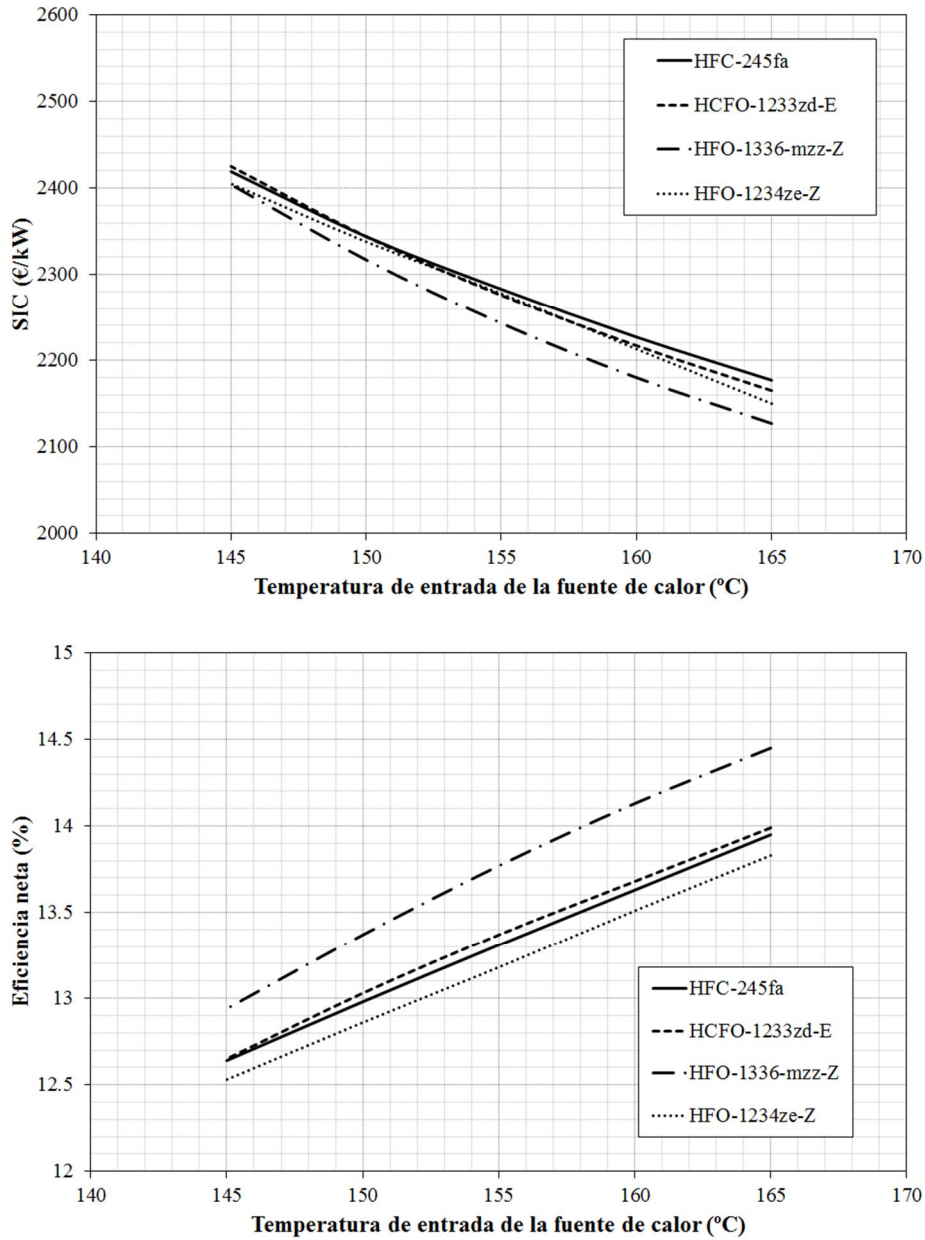


Figura 3.16. Variación de los indicadores del desempeño con la temperatura de entrada de la fuente de calor.

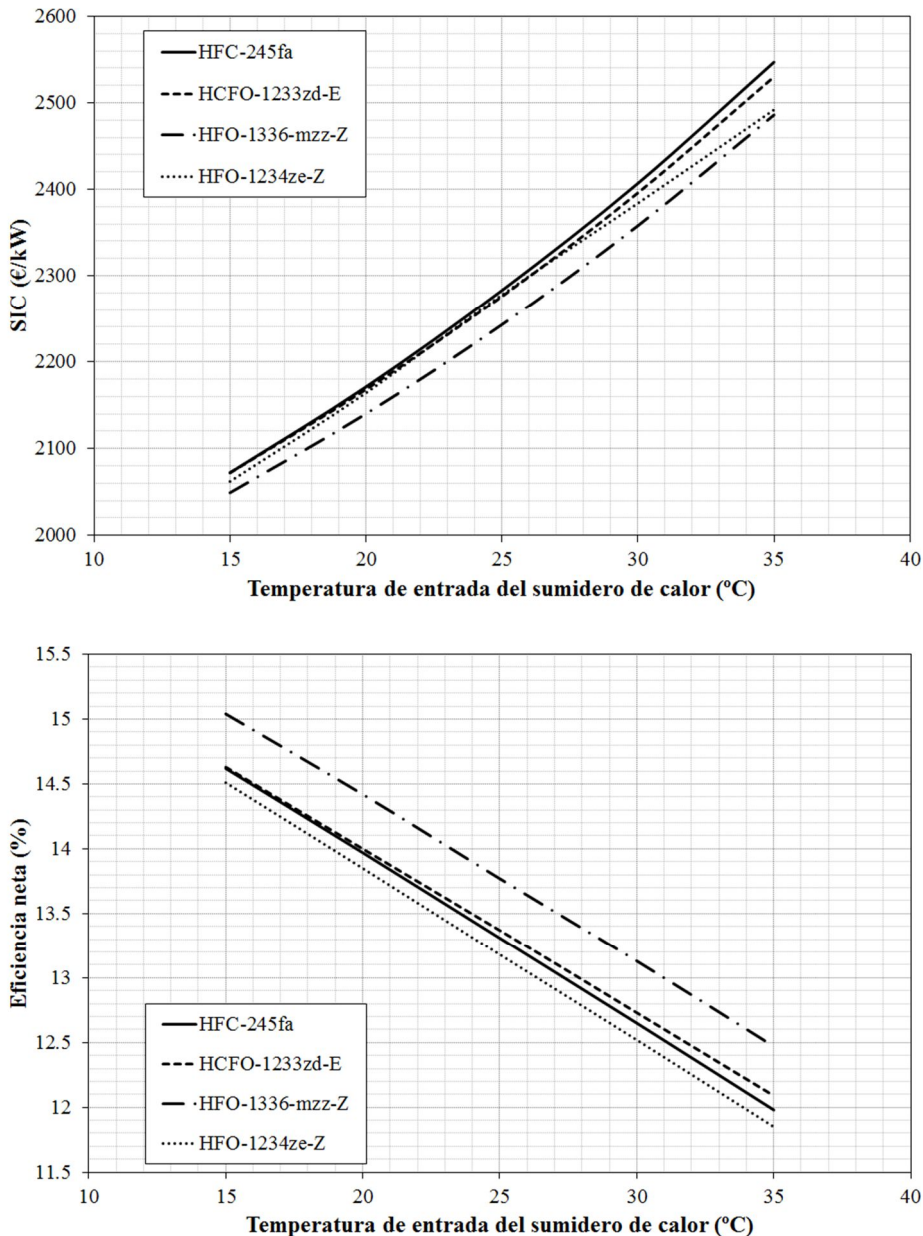


Figura 3.17. Variación de los indicadores del desempeño con la temperatura de entrada del sumidero de calor.

3.4. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha realizado un análisis teórico del desempeño de los fluidos de trabajo seleccionados como alternativas de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Los fluidos de trabajo seleccionados son el HCFO-1233zd-E, el HFO-1336mzz-Z y el HFO-1234ze-Z. Para ello se han realizado dos análisis diferenciados.

En primer lugar se ha realizado un análisis termodinámico para determinar el desempeño energético de los distintos fluidos de trabajo, comparándolos con el HFC-245fa. Se han considerado dos configuraciones de trabajo, el ciclo básico y el ciclo regenerativo, ambas trabajando en condiciones subcríticas. Se ha desarrollado un modelo termodinámico para cada configuración, que permite calcular los parámetros que determinan el desempeño del sistema a partir de los valores de la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. Los parámetros escogidos como indicadores del desempeño del sistema son la potencia eléctrica generada por el expansor, la potencia eléctrica consumida por la bomba, la eficiencia neta del sistema y dos parámetros que evalúan el tamaño de dos tipos distintos de tecnología de expansión, el parámetro de tamaño SP para turbinas y el coeficiente de volumen VC para expansores de tipo volumétrico. En cuanto a las diferencias que presentan los fluidos de trabajo alternativos con respecto al HFC-245fa destaca la menor potencia eléctrica consumida por la bomba del HCFO-1233zd-E y del HFO-1336mzz-Z, que a su vez presentan mayores valores para los indicadores del tamaño de los dispositivos de expansión. Las diferencias más elevadas en los indicadores del tamaño de los dispositivos de expansión para el HFO-1336mzz-Z con respecto al HFC-245fa hacen que el HFO-1336mzz-Z pueda requerir modificaciones en el diseño de los expansores en sistemas ORC que utilicen actualmente HFC-245fa como fluido de trabajo. En cuanto a la eficiencia neta del sistema, en función de

la configuración y las condiciones de trabajo, hay alguno de los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados alternativos al HFC-245fa capaz de presentar eficiencias netas superiores a las de este último. Así, para la configuración básica el fluido de trabajo que presenta mayores valores de eficiencia neta es el HCFO-1233zd-E, mientras que para la configuración regenerativa el HFO-1336mzz-Z obtiene valores superiores de eficiencia neta.

En segundo lugar se ha realizado un análisis termoeconómico de forma que también se evalúe el diseño de los componentes y el coste total de sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura utilizando fluidos de trabajo de bajo GWP alternativos al HFC-245fa. Se ha considerado una configuración regenerativa trabajando en condiciones subcríticas, para la que se ha desarrollado un modelo termoeconómico. El modelo termoeconómico permite, a partir de la temperatura de entrada de la fuente de calor y la temperatura de entrada del sumidero de calor, optimizar el valor de los diferentes parámetros que definen el diseño de los componentes del sistema con el objetivo de minimizar el SIC, el coste específico de inversión. Se ha fijado un conjunto de condiciones de operación con la temperatura de entrada de la fuente de calor a 155°C y la temperatura de entrada del sumidero de calor a 25°C. Las eficiencias óptimas de intercambio de calor en el regenerador son similares para todos los fluidos de trabajo, de aproximadamente el 80%, mientras que el recalentamiento óptimo se sitúa entre 15°C y 25°C. La relación de volúmenes interna óptima del expansor volumétrico es mayor para el HFO-1336mzz-Z y menor para el HFO-1234ze-Z comparada con la del HFC-245fa y el HCFO-1233zd-E. En cuanto al desempeño del sistema ORC, los fluidos de trabajo HCFO-1233zd-E y HFO-1336mzz-Z presentan mayores eficiencias que el HFC-245fa, mientras que el HFO-1234ze-Z presenta menor eficiencia. Todos los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados obtienen menores valores de SIC que el HFC-245fa, siendo el HFO-1336mzz-Z el que presenta el menor valor. En cuanto al coste relativo de los diferentes componentes del sistema destacan los costes de los intercambiadores de calor, el expansor y la mano de obra, mientras que los costes del fluido de trabajo y el

sistema de tuberías son poco significativos en comparación con el resto de componentes. Se ha analizado la sensibilidad de los resultados de la optimización termoeconómica variando la temperatura de entrada de la fuente de calor y la temperatura de entrada del sumidero de calor. Aumentar la temperatura de entrada la fuente de calor y disminuir la temperatura de entrada del sumidero de calor resulta en menores valores de SIC y mayores eficiencias. El HFO-1336mzz-Z presenta menores valores de SIC y mayores eficiencias que el resto de los fluidos de trabajo analizados en el rango de condiciones de operación considerado.

Así, en base a los resultados teóricos obtenidos en este capítulo, se selecciona el fluido de trabajo HCFO-1233zd-E de entre los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados para realizar el análisis experimental. El fluido de trabajo HFO-1336mzz-Z presenta valores para los indicadores de tamaño de los dispositivos de expansión elevados comparándolos con los del HFC-245fa, con lo que este fluido de trabajo no sería adecuado para situaciones de sustitución directa. Por otro lado, el fluido de trabajo HFO-1234ze-Z no se encuentra actualmente disponible comercialmente.

CAPÍTULO 4. OBTENCIÓN Y TRATAMIENTO DE LOS DATOS EXPERIMENTALES

4.1. Introducción

En este capítulo se va a explicar cómo se ha efectuado la obtención de los datos experimentales que serán analizados en el Capítulo 5. En primer lugar se va a describir la instalación utilizada para la obtención de los datos experimentales, presentándose los distintos componentes de la misma y su funcionamiento, así como la instrumentación utilizada. A continuación se va a detallar el tratamiento de los datos experimentales, describiendo como se obtienen cada uno de los parámetros energéticos que caracterizan el ciclo termodinámico y el funcionamiento del expansor, y que servirán para llevar a cabo el análisis experimental en el Capítulo 5. Además, también se va a obtener la incertidumbre de los parámetros calculados derivada de la incertidumbre asociada a los instrumentos de medida. Por último, se va a presentar la validación de las mediciones de forma que se verifique que los datos obtenidos son válidos para realizar el análisis experimental.

4.2. Instalación experimental

La Figura 4.1 muestra el esquema general de la instalación experimental. La instalación experimental consta de un módulo ORC, un circuito secundario que actúa como fuente de calor y un circuito secundario que actúa como sumidero de calor. El banco de pruebas se encuentra totalmente monitorizado, con un sistema de adquisición y registro de datos que muestra y almacena los valores medidos por la instrumentación del banco de ensayos.

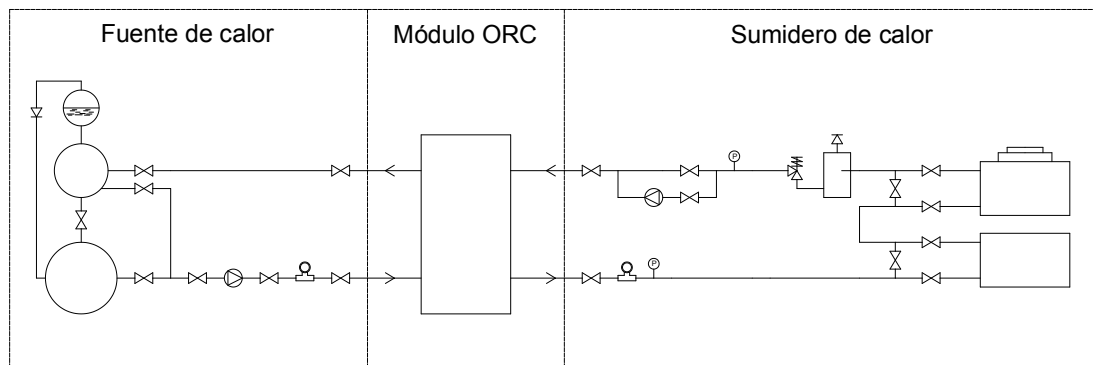


Figura 4.1. Esquema general de la instalación experimental.

La instalación utilizada en el trabajo experimental de la presente tesis doctoral pertenece al grupo ISTENER y se encuentra en el laboratorio del que dispone el grupo en el edificio TC de la Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales de la Universidad Jaume I.

4.2.1. Módulo ORC

El componente principal de la instalación experimental es el módulo ORC, mostrado en la Figura 4.2. Se trata de un módulo ORC comercial [183] que

utiliza una configuración regenerativa (véase Figura 4.3), de forma que no solo se aprovecha la energía térmica de la fuente de calor, sino que también se aprovecha el recalentamiento del vapor a la salida del expansor para precalentar el líquido presurizado antes de entrar al evaporador. Tal y como se vio en el Capítulo 3, con esta configuración se obtiene mayor eficiencia neta del sistema. El módulo ORC está diseñado para utilizar aceite térmico como fluido secundario en el foco caliente y agua en el foco frío. El resto de características del módulo ORC se presentan en la Tabla 4.1.



Figura 4.2. Módulo ORC.

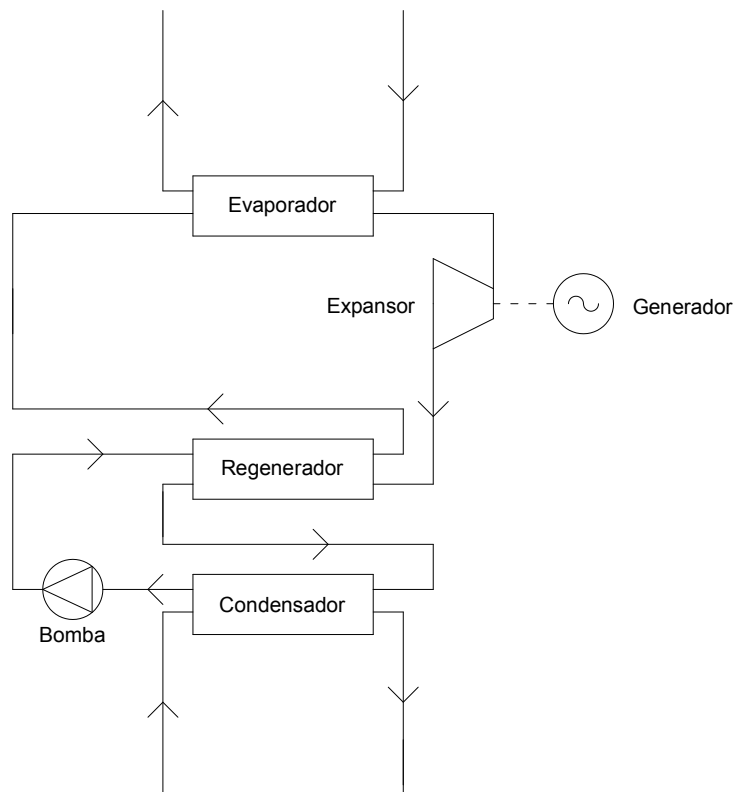


Figura 4.3. Configuración regenerativa.

Tabla 4.1. Características del módulo ORC.

Potencia nominal del generador (kW)	1.5
Configuración ORC	Regenerativa
Fluido de trabajo	HFC-245fa
Tecnología de expansión	Volumétrica
Tipo de intercambiadores de calor	Placas soldadas
Temperatura máxima de entrada del aceite térmico (°C)	160
Temperatura máxima de entrada del agua (°C)	45

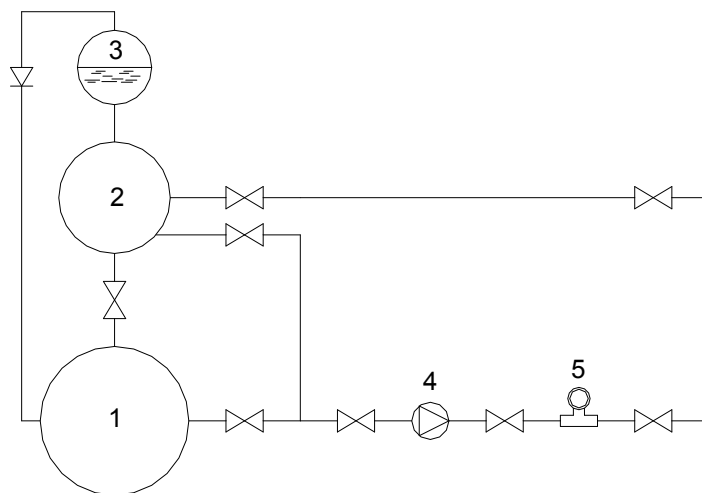


Figura 4.4. Circuito secundario fuente de calor.

4.2.2. Fuente de calor

El circuito secundario que actúa como fuente de calor consiste en un circuito cerrado de aceite térmico, cuyo esquema se muestra junto con una imagen del mismo en la Figura 4.4. Los componentes del circuito de aceite térmico son: el depósito (1), la caldera (2), el vaso de expansión (3), la bomba (4) y el caudalímetro (5). El principal componente del circuito es la caldera eléctrica de 12 kW, que proporciona la potencia térmica requerida por el foco caliente del módulo ORC y controla la temperatura de entrada del aceite térmico al mismo mediante un termostato. En cuanto a la bomba, se trata de una bomba centrífuga que proporciona el caudal al circuito manteniéndolo fijo para todos los ensayos realizados. Por último, el aceite térmico utilizado es Pirobloc 300-A, un fluido térmico empleado en fase líquida en procesos indirectos de transmisión de calor. Sus propiedades típicas se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Propiedades típicas del aceite térmico.

Densidad a 15°C	880 kg/m ³
Viscosidad a 40°C	20 cSt
Viscosidad a 100°C	4.5 cSt
Temperatura máxima de operación	300°C

4.2.3. Sumidero de calor

El circuito secundario que actúa como sumidero de calor consiste en un circuito cerrado de agua, cuyo esquema se muestra junto con una imagen del mismo en la Figura 4.5. Los componentes del circuito de agua son: el aerotermo (1), la enfriadora (2), el desaireador (3), la válvula de seguridad (4), la bomba (5) y el caudalímetro. Para conseguir las condiciones deseadas en el circuito de agua, independientemente de la temperatura ambiente, se pueden

utilizar de forma independiente, gracias al sistema de válvulas con las que cuenta el circuito, el aerotermo o la enfriadora. El aerotermo, que tiene una superficie de intercambio térmico de 187 m^2 , disipa al ambiente la potencia térmica proveniente del foco frío del módulo ORC, controlando la temperatura de entrada del agua al módulo ORC mediante un PID que varía la frecuencia de giro de los ventiladores del aerotermo. En cuanto a la enfriadora, se trata de un sistema de refrigeración de agua mediante un ciclo de compresión de vapor con una capacidad frigorífica de 11.3 kW , que controla la temperatura de entrada del agua al módulo ORC mediante el propio sistema de regulación de la enfriadora. Una bomba centrífuga proporciona el caudal al circuito, que se mantiene fijo para todos los ensayos realizados.

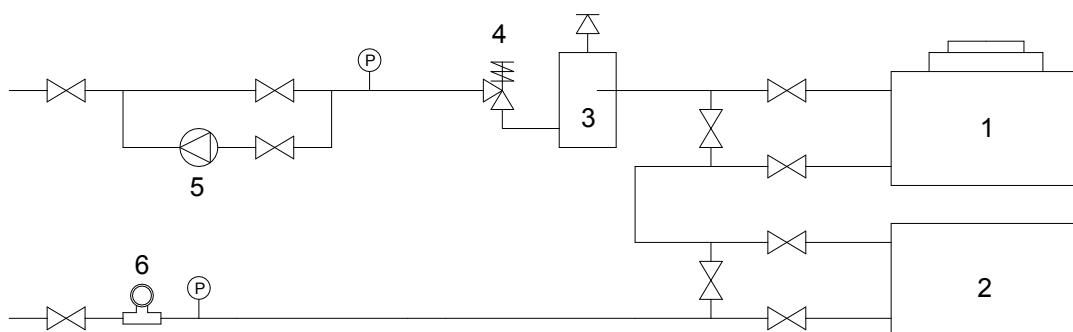


Figura 4.5. Circuito secundario sumidero de calor.

4.2.4. Instrumentación

La instalación cuenta con la instrumentación necesaria para la medición de las principales variables del módulo ORC y de los circuitos secundarios. Así, se miden la presión y la temperatura a la entrada y la salida de los elementos principales que componen el módulo ORC. De esta forma, se pueden calcular los estados termodinámicos del fluido de trabajo utilizando REFPROP [173]. También se miden las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos secundarios al módulo ORC. El caudal másico del fluido de trabajo del módulo ORC se mide mediante un caudalímetro másico de Coriolis, el caudal del circuito de agua se mide mediante un caudalímetro electromagnético y el caudal del circuito de aceite térmico se mide mediante un caudalímetro Vortex. La potencia eléctrica generada por el expansor y la potencia eléctrica consumida por la bomba se obtienen mediante dos vatímetros digitales. Finalmente, todas las mediciones son recogidas mediante un sistema de adquisición de datos, mediante el cual son registradas y monitorizadas a través de un ordenador personal.

En la Tabla 4.3 se recogen los parámetros medidos y los sensores utilizados para las mediciones, así como la incertidumbre asociada con cada medición.

Tabla 4.3. Parámetros medidos e incertidumbre de los sensores.

Parámetro medido	Sensor	Incertidumbre
Temperatura	Termopar tipo K	± 0.5 °C
Presión	Transductor de presión piezoeléctrico	± 0.5 kPa
Caudal másico del fluido de trabajo	Caudalímetro másico de Coriolis ENDRESS&HAUSER 80E15	$\pm 0.3\%$
Potencia eléctrica	Vatímetro digital ISKRA MI400	$\pm 1.55\%$
Caudal volumétrico del aceite térmico	Caudalímetro Vortex ENDRESS&HAUSER 72F15	± 0.028 m ³ /h
Caudal volumétrico del agua	Caudalímetro electromagnético YOKOGAWA RXF025	$\pm 0.5\%$

4.3. Procedimiento de ensayo

A partir de los resultados obtenidos en el Capítulo 3, se selecciona el fluido de trabajo HCFO-1233zd-E de entre los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados para realizar el análisis experimental. Tal y como se vio en el Capítulo 3, el fluido de trabajo HFO-1336mzz-Z presenta valores del coeficiente de volumen VC, indicador del tamaño de los dispositivos de expansión de tipo volumétrico, muy superiores a los del HFC-245fa. Así, su uso en un módulo ORC diseñado para HFC-245fa puede requerir de modificaciones en el diseño del expansor, por lo que se descarta para el análisis experimental que se va a llevar a cabo en esta tesis. Por otra parte, el fluido de trabajo HFO-1234ze-Z, además de ser ligeramente inflamable, se encuentra en una fase temprana de desarrollo, por lo que no ha sido posible, de momento, obtener muestras para su análisis experimental. Además de realizar la caracterización experimental del fluido de trabajo de bajo GWP HCFO-1233zd-E, también se va a llevar a cabo la caracterización experimental del fluido de trabajo HFC-245fa, para poder llevar a cabo la comparación del desempeño de ambos fluidos de trabajo.

Así, ambos fluidos de trabajo han sido utilizados en el módulo ORC perteneciente a la instalación experimental descrita anteriormente en el rango de operación del mismo. Así, se han fijado tres valores para la consigna de la temperatura de entrada del agua, el sumidero de calor del módulo ORC, en 25°C, 32.5°C y 40°C. Por otro lado, la temperatura de entrada del aceite térmico, la fuente de calor del módulo ORC, se ha variado entre 140°C y 155°C. Los caudales de los fluidos secundarios, el agua y el aceite térmico, se han mantenido constantes. En cuanto al funcionamiento del módulo ORC, el recalentamiento a la entrada del expansor se ha mantenido constante a 25°C.

Los datos experimentales consisten en 160 ensayos en estado estacionario, mostrados en la Figura 4.6, que han sido obtenidos en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, tal y como se muestra en la Tabla 4.4. Estos datos experimentales serán utilizados en el Capítulo 5 para llevar a cabo el análisis experimental del desempeño energético del módulo ORC y del expansor utilizando ambos fluidos de trabajo.

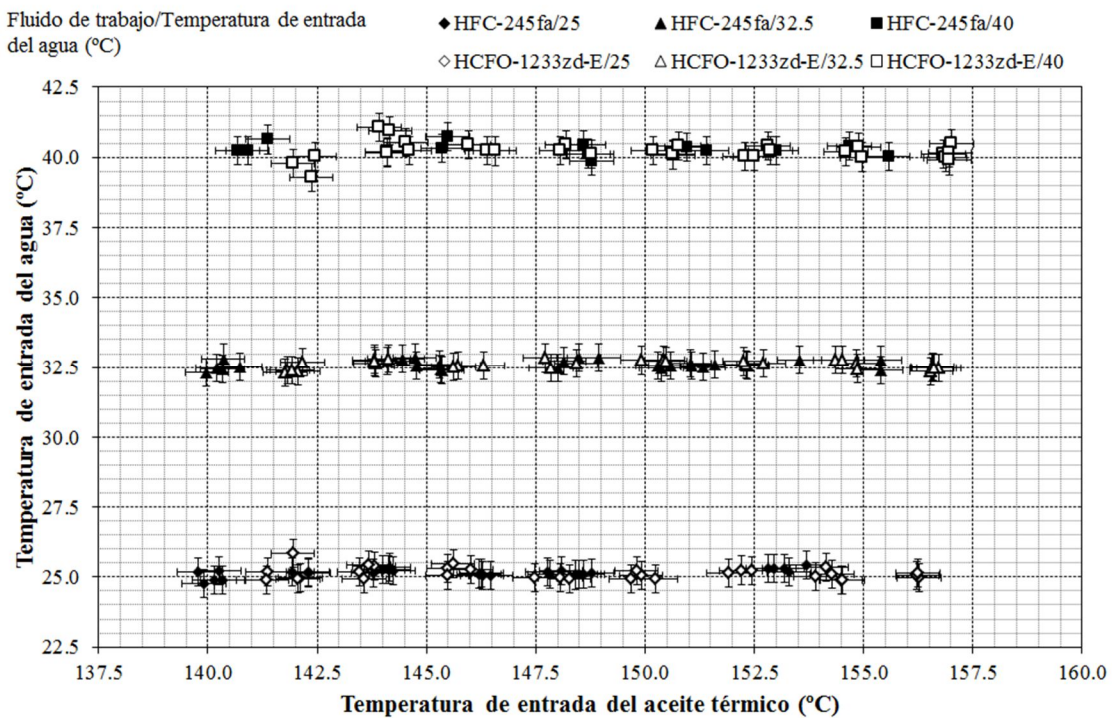


Figura 4.6. Temperatura de entrada del agua y del aceite térmico de los datos experimentales.

El proceso de selección de un ensayo en estado estacionario consiste en la toma de datos durante un periodo de tiempo de 15 minutos, con un periodo de muestreo de 1 segundo, en los que las variables medidas se mantienen en un rango de fluctuación menor al 1%. Una vez se ha alcanzado el estado estacionario (con 900 mediciones directas), los datos utilizados como ensayo en estado estacionario se obtienen promediando un periodo de tiempo de 10 minutos (600 mediciones).

Tabla 4.4. Rango de condiciones de operación de los datos experimentales.

Parámetro	Rango
$T_{oil,su}$ (°C)	139.79 – 157.01
$T_{oil,ex}$ (°C)	126.73 – 143.21
\dot{V}_{oil} (m ³ /h)	1.29 – 1.30
$T_{w,su}$ (°C)	24.76 – 41.06
$T_{w,ex}$ (°C)	26.62 – 43.03
\dot{V}_w (m ³ /h)	3.40 – 3.46

4.4. Tratamiento de los datos experimentales

Se han utilizado diversas ecuaciones para el análisis de los datos experimentales obtenidos durante los ensayos en estado estacionario.

La potencia térmica captada por el fluido de trabajo en el evaporador es obtenida como el producto del caudal másico del fluido de trabajo y la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del evaporador, tal y como se muestra en la Ecuación 4.1. De forma similar, la potencia térmica cedida por el fluido de trabajo en el condensador se obtiene mediante la Ecuación 4.2.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_{ev,ex} - h_{ev,su}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}(h_{cd,su} - h_{cd,ex}) \quad (4.2)$$

La potencia eléctrica neta producida por el sistema se calcula utilizando la Ecuación 4.3 a partir de la potencia eléctrica producida por el expansor y la

potencia eléctrica consumida por la bomba. La eficiencia neta del sistema se obtiene mediante la Ecuación 4.4.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_x - \dot{W}_{pp} \quad (4.3)$$

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{ev}} \quad (4.4)$$

Atendiendo al desempeño del expansor, se definen varios parámetros. La eficiencia isoentrópica se obtiene a partir de la Ecuación 4.5 como el ratio entre la diferencia de entalpías en el proceso real de expansión y la diferencia de entalpías isoentrópica del proceso ideal de expansión. La relación entre la potencia eléctrica producida por el expansor y la máxima que se podría obtener de forma ideal en un proceso de expansión isoentrópico se define como la eficiencia global (véase la Ecuación 4.6). El desempeño volumétrico del expansor se representa mediante el factor de llenado [110], calculado mediante la Ecuación 4.7 como el ratio entre el caudal volumétrico obtenido experimentalmente y el teóricamente desplazado por el expansor. Otros parámetros calculados y utilizados para el análisis son el ratio de presión en el expansor, definido mediante la Ecuación 4.8, y el ratio de volúmenes en el expansor, definido mediante la Ecuación 4.9.

$$\varepsilon_{is} = \frac{h_{x,su} - h_{x,ex}}{h_{x,su} - h_{x,ex,is}} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon_{ov} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}(h_{x,su} - h_{x,ex,is})} \quad (4.6)$$

$$\varphi = \frac{\dot{m}v_{x,su} 3600}{\dot{V}_{x,su,in}} \quad (4.7)$$

$$r_p = \frac{P_{x,su}}{P_{x,ex}} \quad (4.8)$$

$$r_v = \frac{v_{x,ex}}{v_{x,su}} \quad (4.9)$$

4.5. Análisis de incertidumbre

En la Tabla 4.5 se presenta la incertidumbre de los parámetros calculados a partir de los datos experimentales, a partir de la incertidumbre de la instrumentación de la instalación experimental y utilizando el método RSS [184].

Tabla 4.5. Incertidumbre de los parámetros calculados.

Parámetros calculados	Incertidumbre
$\rho_{x,su}$	$\pm 1.72\%$
T_{ev}	$\pm 0.62\%$
T_{cd}	$\pm 1.61\%$
\dot{Q}_{ev}	$\pm 0.61\%$
\dot{Q}_{cd}	$\pm 0.80\%$
\dot{W}_{net}	$\pm 2.29\%$
η_{net}	$\pm 2.35\%$
r_p	$\pm 2.08\%$
r_v	$\pm 2.46\%$
φ	$\pm 1.91\%$
ε_{is}	$\pm 5.51\%$
ε_{ov}	$\pm 3.69\%$

4.6. Validación de los datos experimentales

Para validar los datos experimentales, se lleva a cabo una comparación entre la potencia térmica captada por el fluido de trabajo y la potencia térmica cedida por el aceite térmico en el evaporador. Del mismo modo, también se realiza una comparación entre la potencia térmica cedida por el fluido de trabajo y la potencia térmica captada por el agua en el condensador. Ambos balances energéticos se presentan en la Figura 4.7.

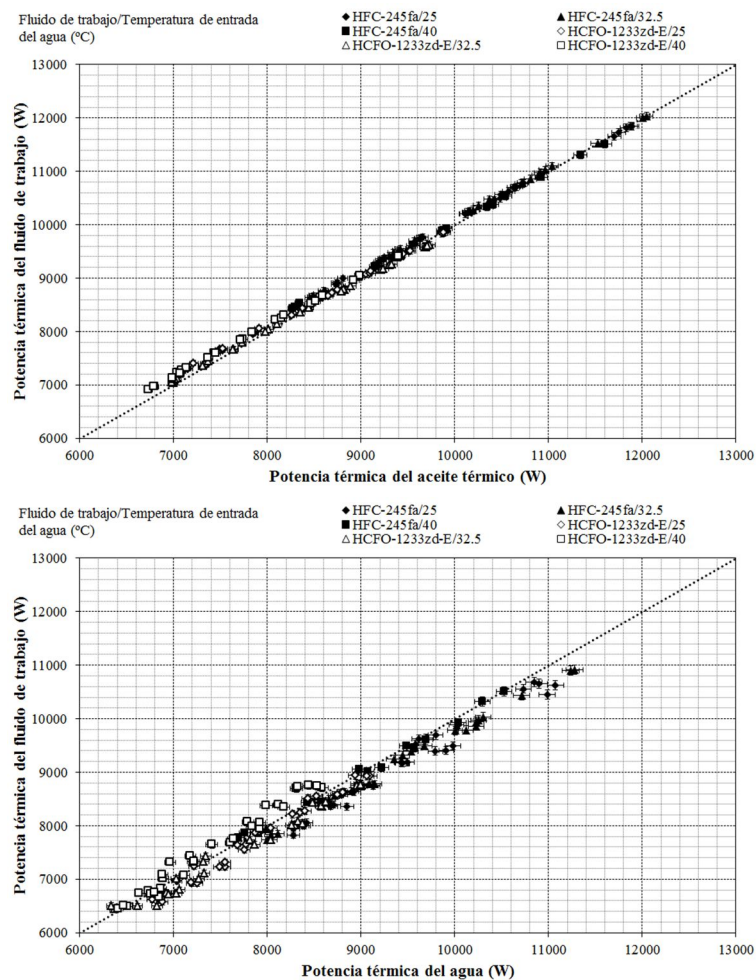


Figura 4.7. Comparación entre las potencias térmicas del fluido de trabajo y los fluidos secundarios en el evaporador y el condensador.

La potencia térmica cedida por el aceite térmico en el evaporador se obtiene a partir de la Ecuación 4.10 utilizando el caudal volumétrico, las temperaturas de entrada y salida en el evaporador y las propiedades del aceite térmico en las condiciones de operación. De forma similar, la potencia térmica captada por el agua en el condensador se obtiene mediante la Ecuación 4.11.

$$\dot{Q}_{oil,ev} = \dot{V}_{oil} \rho c_p (T_{oil,su} - T_{oil,ex}) \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_{w,cd} = \dot{V}_w \rho c_p (T_{w,ex} - T_{w,su}) \quad (4.11)$$

4.7. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha descrito como se ha llevado a cabo la obtención y tratamiento de los datos experimentales. En primer lugar, se ha descrito la instalación experimental utilizada en la presente tesis doctoral. La instalación experimental está constituida por el módulo ORC, un circuito secundario de aceite térmico que actúa como fuente de calor y un circuito secundario de agua que actúa como sumidero de calor. Además de presentar los principales componentes de la instalación experimental, también se ha detallado el tipo de sensores utilizados para las mediciones de los parámetros de interés, así como la incertidumbre que tiene asociada cada uno de estos sensores. A continuación se ha detallado cual ha sido el procedimiento de ensayo empleado, indicándose el proceso de selección de los ensayos en estado estacionario. Al mismo tiempo se han presentado los datos experimentales obtenidos así como el rango de condiciones de operación que comprenden los mismos. Por otro lado, se ha presentado el tratamiento de los datos experimentales, describiéndose como se obtienen los parámetros que caracterizan el desempeño energético del sistema. Se

ha llevado a cabo un análisis de incertidumbre para determinar el error presente en los parámetros calculados proveniente de los errores asociados a las variables medidas directamente en la instalación experimental. Por último, se ha presentado la validación de las mediciones, llevada a cabo mediante el balance energético entre el fluido de trabajo y los fluidos secundarios en el evaporador y en el condensador.

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS EXPERIMENTAL

5.1. Introducción

En este capítulo se va a realizar un análisis experimental del desempeño del fluido de trabajo HCFO-1233zd-E seleccionado como alternativa de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura.

Para ello, a partir de los datos experimentales obtenidos tal y como se indicó en el Capítulo 4, se van a realizar dos análisis diferenciados. En primer lugar se va a realizar un análisis del ciclo termodinámico para comparar el desempeño experimental del HCFO-1233zd-E y del HFC-245fa. En segundo lugar se va a realizar un análisis del expansor para comparar el rendimiento del mismo al utilizar como fluido de trabajo el HCFO-1233zd-E y el HFC-245fa. Además de presentar los resultados de ambos análisis, se presentarán los resultados obtenidos en una prueba adicional realizada al introducir una modificación al sistema operando con HCFO-1233zd-E para aumentar las potencias térmicas y eléctricas del sistema y equipararlas a las del HFC-245fa.

5.2. Análisis del ciclo termodinámico

Una de las principales diferencias entre los dos fluidos de trabajo en el análisis experimental del ciclo termodinámico, y a partir de la cual surgen otras, es el caudal másico de los fluidos de trabajo. En la Figura 5.1 se muestra el caudal másico de los fluidos de trabajo para diferentes temperaturas de entrada del aceite térmico y del agua. Se observa cómo, para ambos fluidos de trabajo, el caudal másico aumenta con la temperatura de entrada del aceite térmico, mientras que la temperatura de entrada del agua no tiene una influencia significativa en el caudal másico. Por otro lado, el caudal másico del HCFO-1233zd-E presenta valores inferiores a los del HFC-245fa, con una diferencia relativa entre ambos fluidos de aproximadamente un 20%.

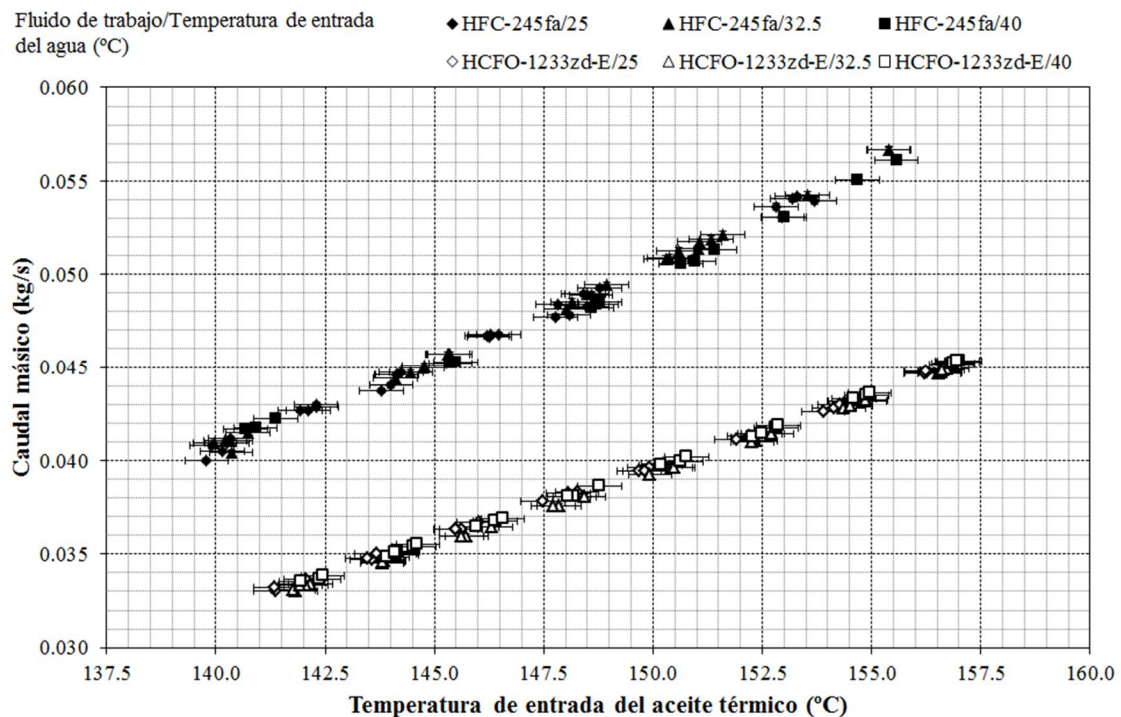


Figura 5.1. Caudal másico del fluido de trabajo.

Al trabajar con un expansor de tipo volumétrico y manteniendo constante el grado de recalentamiento del vapor a la entrada del expansor, el caudal másico de los fluidos de trabajo viene dado por la densidad del fluido de trabajo a la entrada del expansor. La Figura 5.2 muestra la densidad del fluido de trabajo a la entrada del expansor para diferentes temperaturas de entrada del aceite térmico y del agua. La densidad del fluido de trabajo a la entrada del expansor aumenta con la temperatura de entrada del aceite térmico y presenta valores superiores para el HFC-245fa, con una diferencia relativa entre ambos fluidos de aproximadamente un 20%.

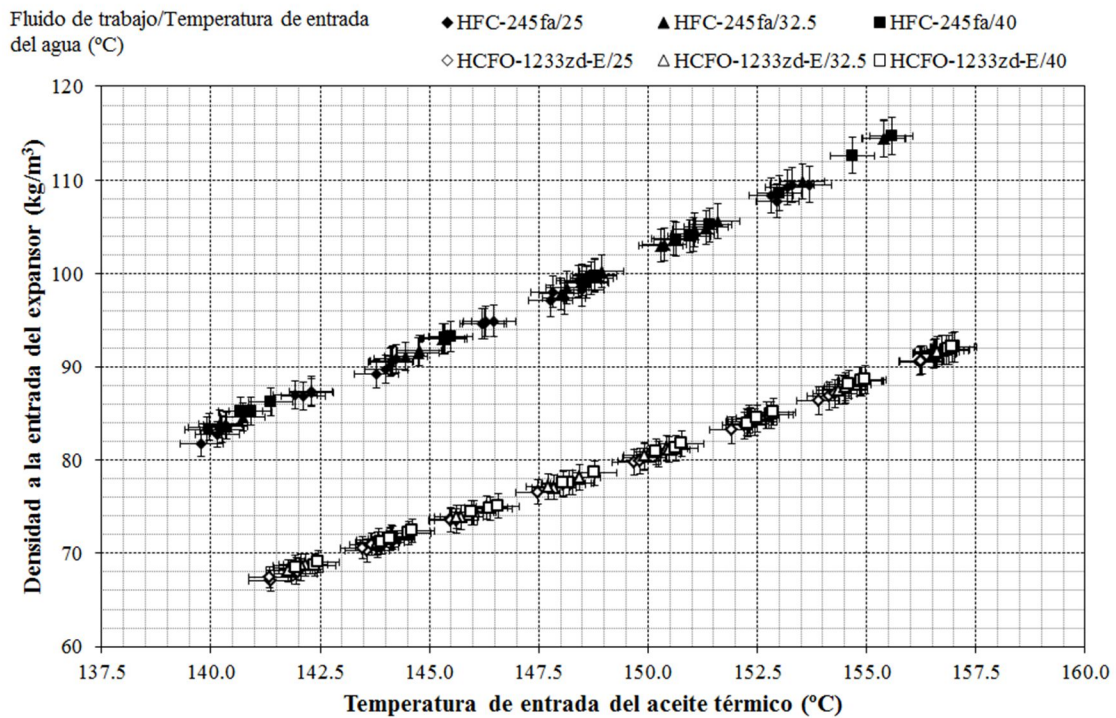


Figura 5.2. Densidad del fluido de trabajo a la entrada del expansor.

La diferencia entre los caudales másicos de los fluidos de trabajo afecta directamente a diversos parámetros del funcionamiento del sistema. El desempeño de los intercambiadores de calor del ORC puede variar ligeramente al trabajar con distintos caudales másicos. Para evaluar si se produce algún cambio en el desempeño de los intercambiadores de calor se muestran a continuación los

valores registrados para la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación.

En la Figura 5.3 se muestra la temperatura de evaporación de los fluidos de trabajo para diferentes temperaturas de entrada del aceite térmico y del agua. No se observan diferencias significativas entre la temperatura de evaporación entre ambos fluidos de trabajo. Como se esperaba, la temperatura de evaporación está relacionada con la temperatura de entrada del aceite térmico y aumenta al aumentar esta última.

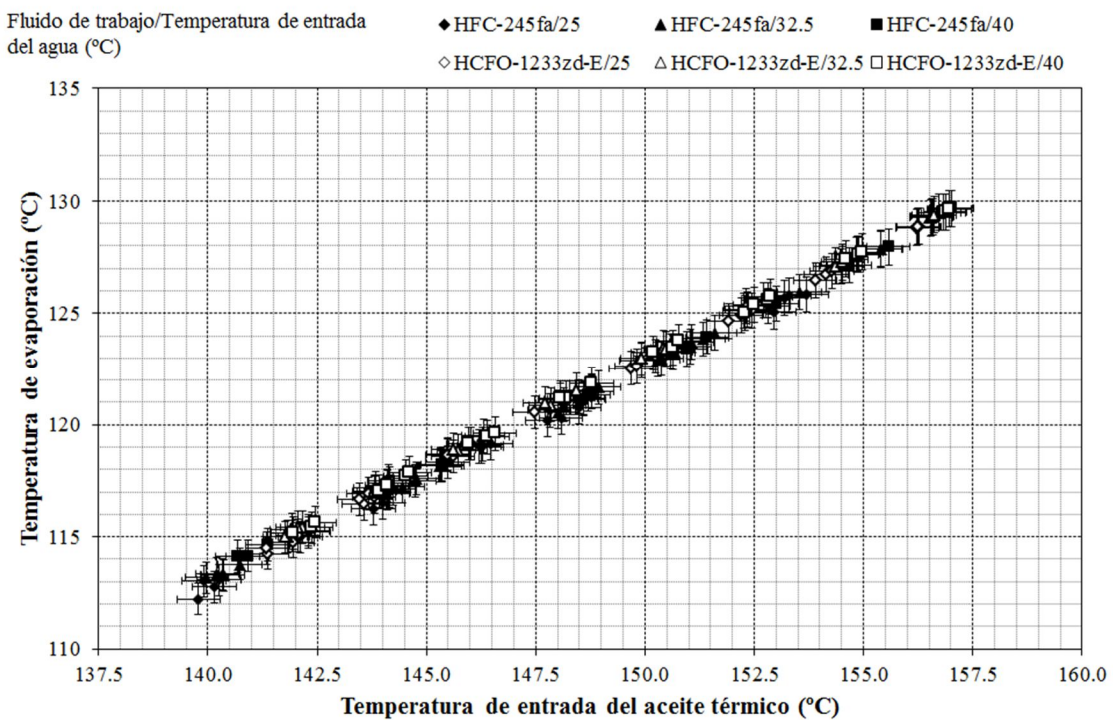


Figura 5.3. Temperatura de evaporación.

En la Figura 5.4 se muestra la temperatura de condensación de los fluidos de trabajo para diferentes temperaturas de entrada del aceite térmico y del agua. Las temperaturas de condensación del HCFO-1233zd-E son ligeramente inferiores que para el HFC-245fa. Esto es debido a los diferentes caudales máxicos circulantes a través del condensador para ambos fluidos de trabajo. Tal y como

era de esperar, la temperatura de condensación está relacionada con la temperatura de entrada del agua y aumenta al aumentar esta última.

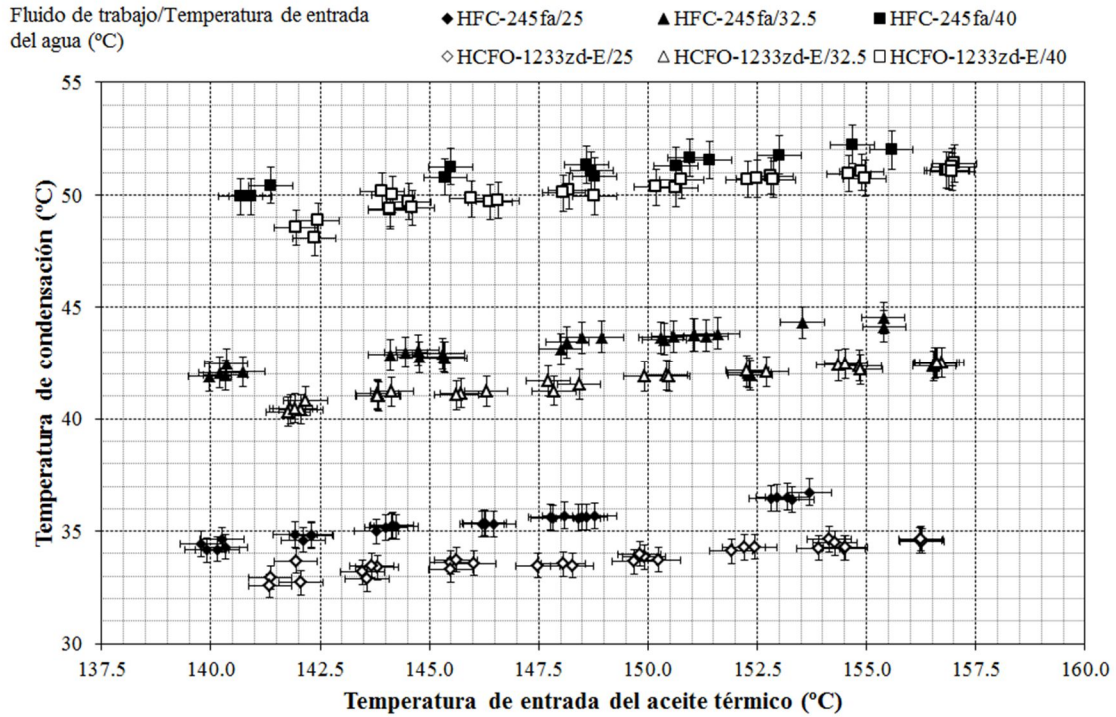


Figura 5.4. Temperatura de condensación.

Además de afectar ligeramente al desempeño de los intercambiadores de calor del sistema, la diferencia de caudales máxicos entre los fluidos de trabajo afecta de forma directa a las potencias térmicas y eléctricas del ciclo. Así, en la Figura 5.5 se observa como la potencia térmica captada por el ORC presenta mayores valores para el HFC-245fa que para el HCFO-1233zd-E. La potencia térmica captada por el ORC varía desde 8,400 W hasta 12,000 W para el HFC-245fa, mientras que para el HCFO-1233zd-E varía entre 6,900 W y 9,900 W. La potencia térmica captada por el ORC aumenta al incrementarse la temperatura de entrada del aceite térmico y disminuye ligeramente al incrementarse la temperatura de entrada del agua. Además del caudal máxico del fluido de trabajo, la potencia térmica captada por el ORC también se ve influenciada por la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador, que aumenta

con la temperatura de evaporación y disminuye con la temperatura de condensación, tal y como se comentó para el análisis termodinámico llevado a cabo en el Capítulo 3. Como, tal y como se ha visto anteriormente, la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación están directamente relacionadas con la temperatura de entrada del aceite térmico y la temperatura de entrada del agua, respectivamente, estas últimas influyen en la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador. Además, la temperatura de entrada del aceite térmico también presenta, tal y como se vio anteriormente, una influencia significativa en el caudal másico del fluido de trabajo, que afecta a la potencia térmica captada por el ORC.

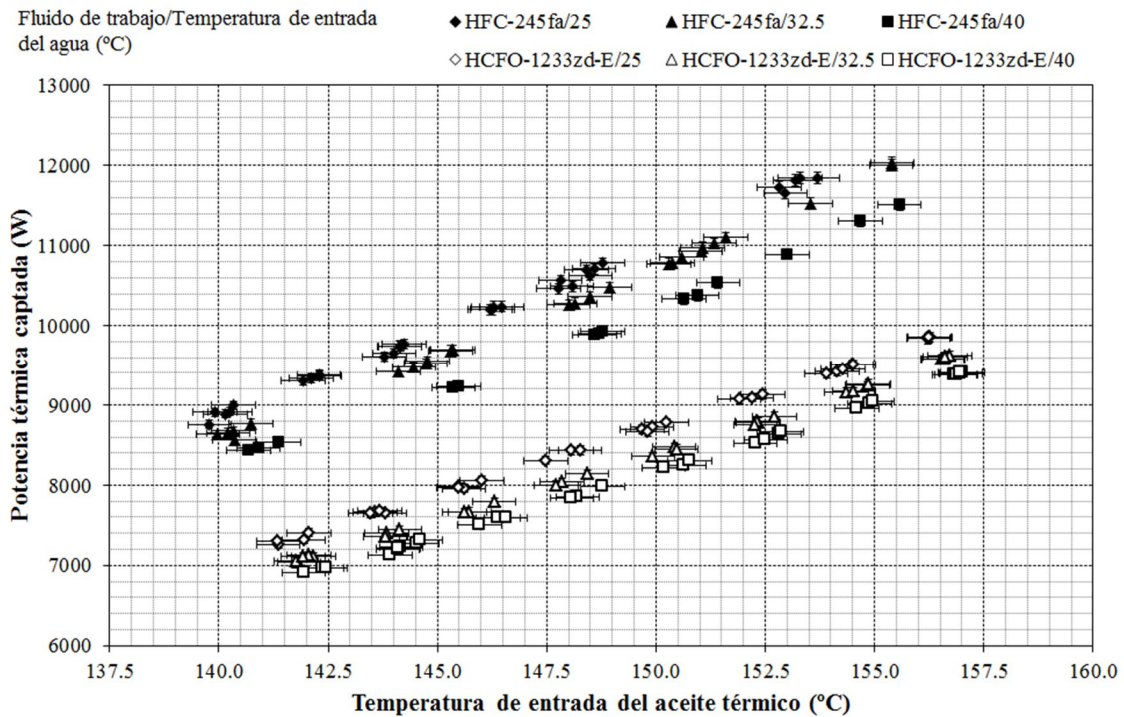


Figura 5.5. Potencia térmica captada.

De forma similar, la potencia térmica cedida por el ORC, mostrada en la Figura 5.6, también presenta mayores valores para el HFC-245fa que para el HCFO-1233zd-E. La potencia térmica cedida por el ORC varía desde 7,700 W hasta 10,900 W para el HFC-245fa, mientras que para el HCFO-1233zd-E varía

entre 6,400 W y 8,900 W. La potencia térmica cedida por el ORC aumenta al incrementarse la temperatura de entrada del aceite térmico y disminuye ligeramente al incrementarse la temperatura de entrada del agua. Además de la influencia del caudal másico del fluido de trabajo sobre la potencia térmica cedida por el ORC, esta última también se ve influenciada por la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del condensador, que aumenta con la temperatura de evaporación y disminuye con la temperatura de condensación. Así, la temperatura de entrada del aceite térmico y la temperatura de entrada del agua presentan una influencia similar en la potencia térmica cedida por el ORC y en la potencia térmica captada por el mismo.

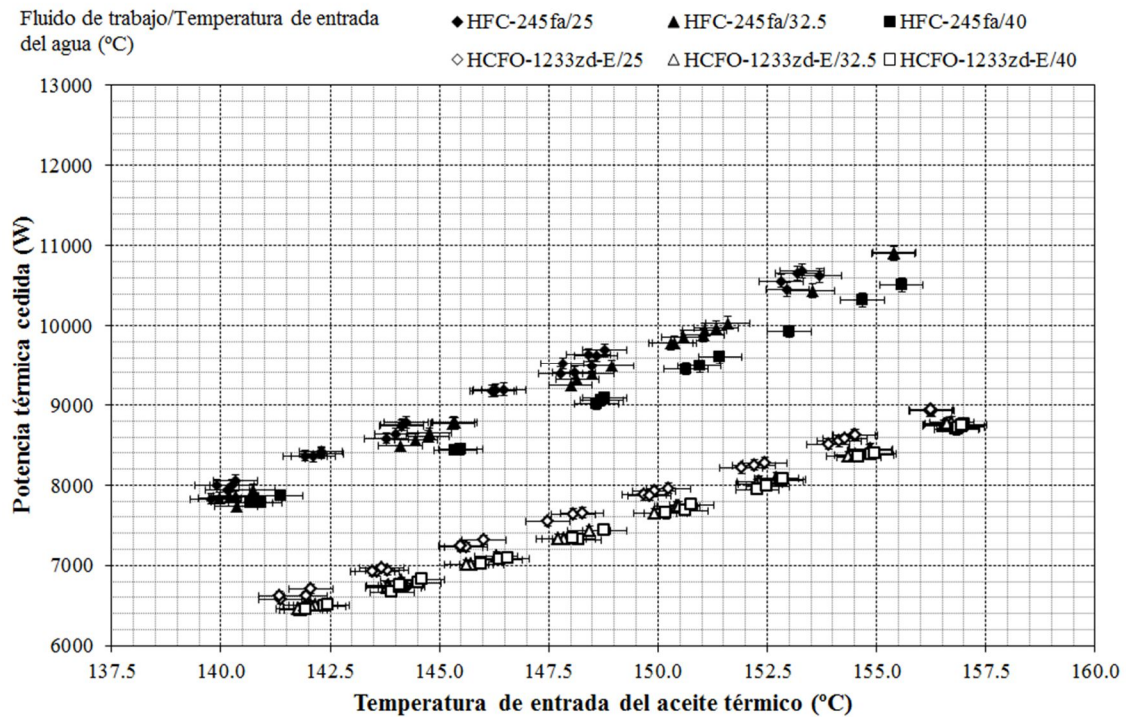


Figura 5.6. Potencia térmica cedida.

La Figura 5.7 muestra la potencia eléctrica generada por el expansor para ambos fluidos de trabajo. La potencia eléctrica generada por el expansor alcanza un valor máximo de 1,340 W para el HFC-245fa y de 1,175 W para el HCFO-1233zd-E. En cuanto al valor mínimo alcanzado para la potencia eléctrica

generada por el expansor, éste es de 590 W para el HFC-245fa y de 490 W para el HCFO-1233zd-E. Al igual que ocurría con la potencia térmica captada y cedida por el ORC, la potencia eléctrica generada por el expansor presenta valores superiores para el HFC-245fa que para el HCFO-1233zd-E, ya que también se ve influenciada en gran medida por el caudal másico del fluido de trabajo. Tal y como era de esperar, la potencia eléctrica generada por el expansor es mayor para temperaturas de entrada del aceite térmico altas y temperaturas de entrada del agua bajas, como ocurría en el análisis termodinámico llevado a cabo en el Capítulo 3, si bien entonces se consideraban directamente la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. Con todo, la evolución de la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del expansor que se vio en el análisis teórico sigue siendo válida en el análisis experimental. No obstante, en el análisis teórico se consideró una eficiencia global del proceso de expansión constante. Esta simplificación no se da en la realidad, aunque, tal y como se observa en el apartado de análisis del expansor, las variaciones en la eficiencia global del proceso de expansión no son demasiado grandes en el rango de condiciones de operación estudiado.

La Figura 5.8 muestra la potencia eléctrica consumida por la bomba. Se observa cómo, al igual que ocurría para los parámetros anteriores, la potencia eléctrica consumida por la bomba presenta valores superiores para el HFC-245fa que para el HCFO-1233zd-E. La potencia eléctrica consumida por la bomba varía entre 170 W y 250 W, mientras que para el HCFO-1233zd-E varía entre 140 W y 210 W. La potencia eléctrica consumida por la bomba está influenciada principalmente por la temperatura de entrada del aceite térmico, y aumenta al incrementarse ésta última. Esto es así debido a que incrementar la temperatura de entrada del aceite térmico conlleva un aumento del caudal másico del fluido de trabajo y de la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la bomba. Por otro lado, la influencia de la temperatura de entrada del agua es más limitada, al igual que ocurría con la temperatura de condensación en el análisis termodinámico del Capítulo 3.

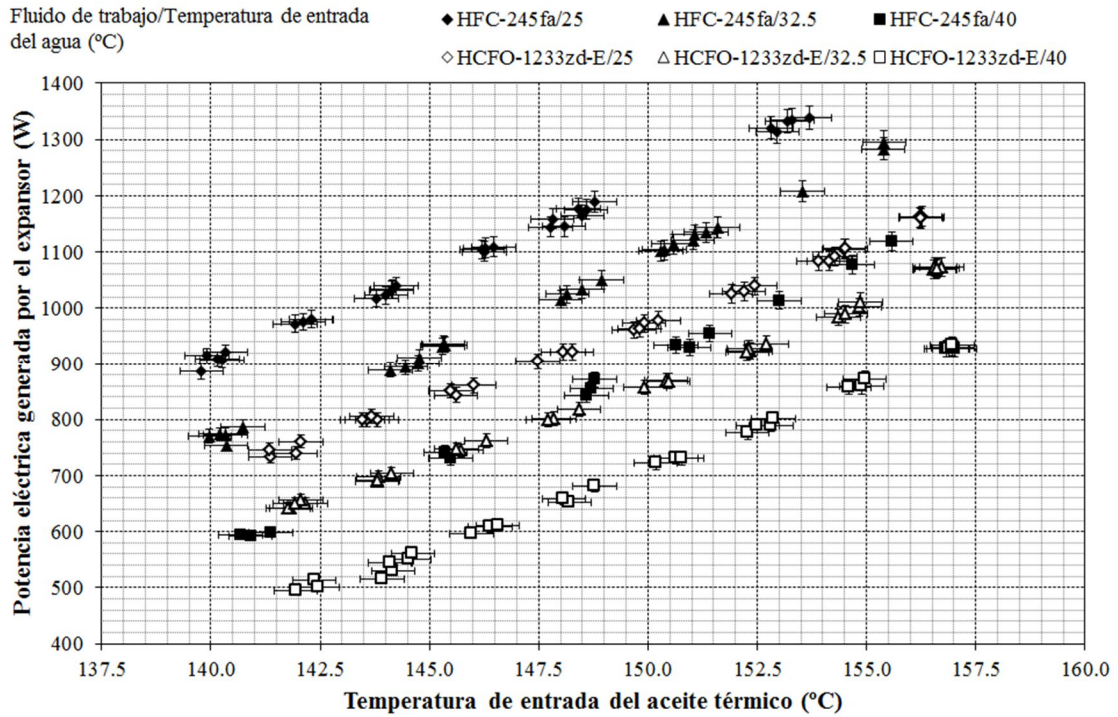


Figura 5.7. Potencia eléctrica generada por el expansor.

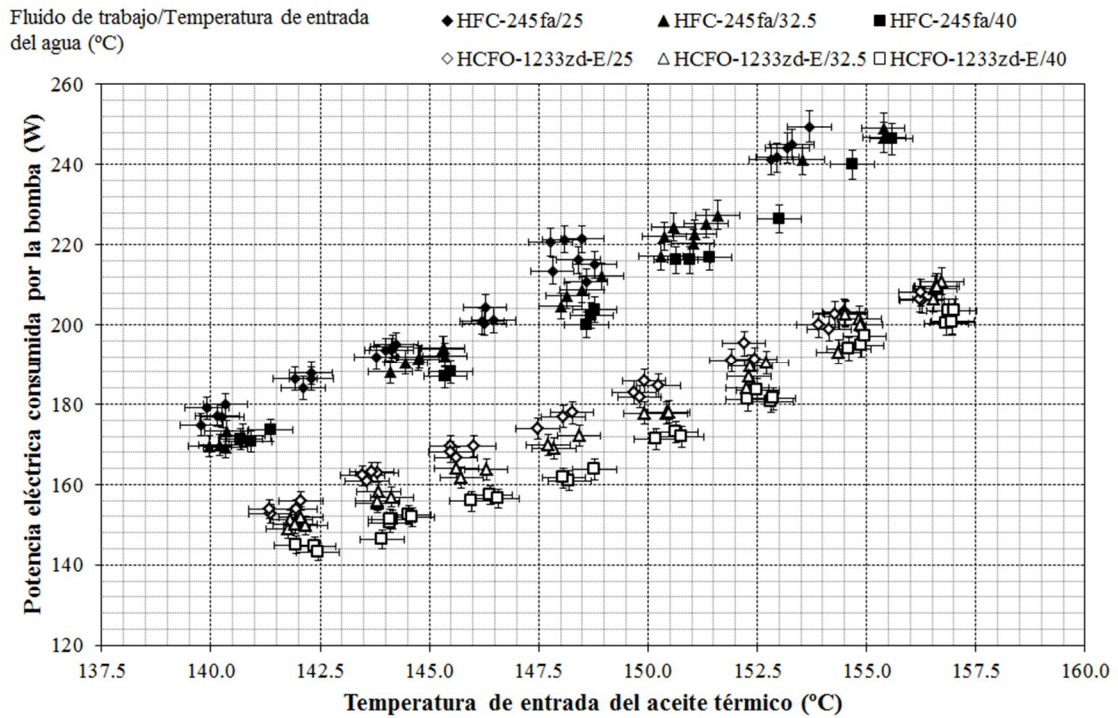


Figura 5.8. Potencia eléctrica consumida por la bomba.

La potencia eléctrica neta del sistema, mostrada en la Figura 5.9, viene dada por la diferencia entre la potencia eléctrica generada por el expansor y la consumida por la bomba. La potencia eléctrica neta del sistema varía entre 410 W y 1,090 W para el HFC-245fa, mientras que varía entre 320 W y 960 W para el HCFO-1233zd-E. Al igual que ocurría con la potencia eléctrica generada por el expansor, la potencia eléctrica neta del sistema aumenta al incrementarse la temperatura de entrada del aceite térmico y disminuye al aumentar la temperatura de entrada del agua. Esta tendencia está directamente relacionada con lo explicado anteriormente para el caso de la potencia eléctrica generada por el expansor y la consumida por la bomba.

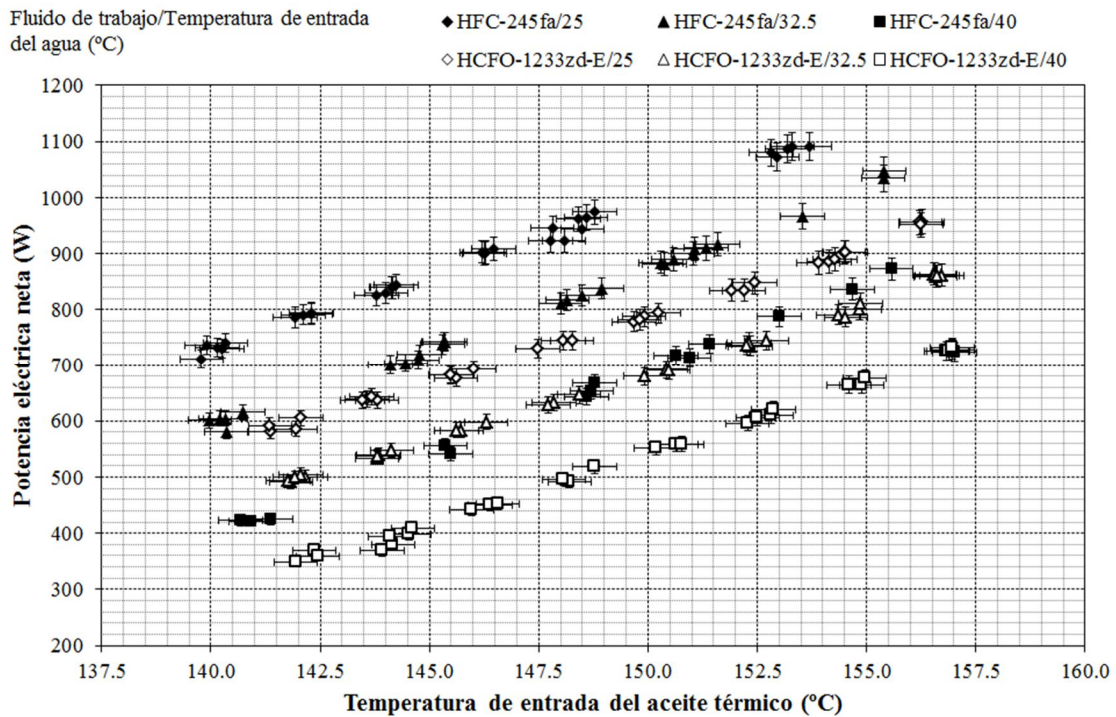


Figura 5.9. Potencia eléctrica neta.

La eficiencia neta del sistema, calculada como el ratio entre la potencia eléctrica neta del sistema y la potencia térmica captada por el mismo, se muestra en la Figura 5.10. A diferencia de los parámetros anteriores, la eficiencia neta del sistema presenta valores muy similares para ambos fluidos de trabajo. Tal y

como era de esperar, aumenta con la temperatura de entrada del aceite térmico y disminuye con la temperatura de entrada del agua, al igual que ocurría en el análisis termodinámico del Capítulo 3. La eficiencia neta del sistema alcanza valores comprendidos entre 5% y 9.7%, para ambos fluidos de trabajo.

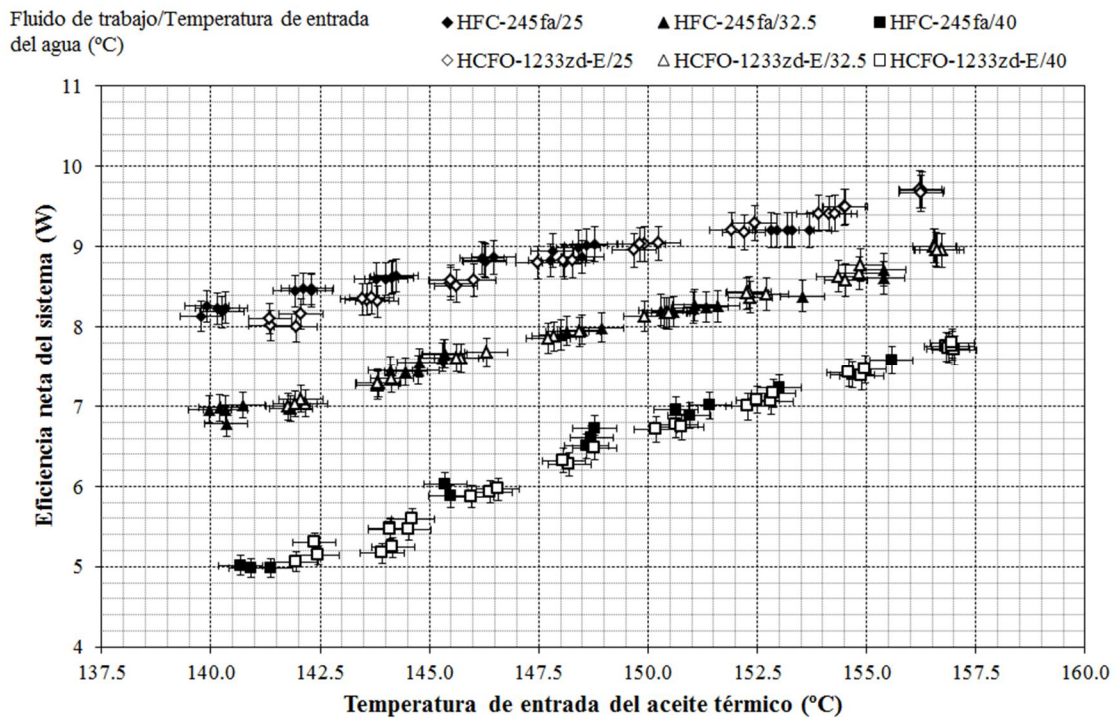


Figura 5.10. Eficiencia neta del sistema.

5.3. Análisis del expansor

En cuanto al análisis del expansor, varios parámetros permiten realizar una comparativa entre ambos fluidos de trabajo, de forma que se puede analizar si el fluido de trabajo afecta al desempeño del expansor. Tal y como se vio en el Capítulo 2, el desempeño de expansores de tipo volumétrico está influenciado por la relación de volúmenes real e intrínseca del propio expansor. En la Figura

5.11 se muestra la relación de volúmenes real en el expansor. La relación de volúmenes es similar para ambos fluidos de trabajo, y varía entre 5 y 9. La relación de volúmenes en el expansor es mayor para mayores temperaturas de entrada del aceite térmico y menores temperaturas de entrada del agua. En efecto, para mayores temperaturas de entrada del aceite térmico se tienen mayores temperaturas de evaporación, mientras que para menores temperaturas de entrada del agua se tienen menores temperaturas de condensación. Con ello, se obtienen mayores ratios de presión en el proceso de expansión, y por tanto mayores relaciones de volúmenes.

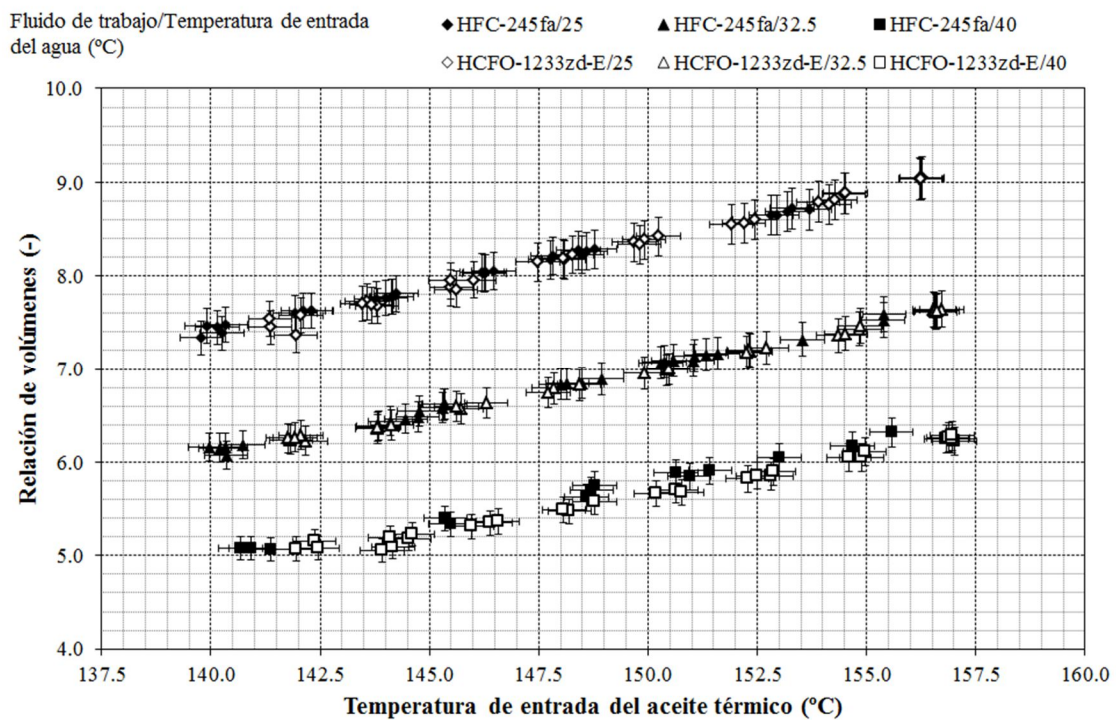


Figura 5.11. Relación de volúmenes en el expansor.

El desempeño volumétrico del expansor es analizado mediante el factor de llenado. La Figura 5.12 muestra el factor de llenado para ambos fluidos de trabajo. Ambos fluidos de trabajo presentan valores similares para el factor de llenado, alrededor de 1.375. El factor de llenado se mantiene constante en todas las condiciones de operación analizadas, sin verse influenciado por la

temperatura de entrada del aceite térmico ni del agua, a pesar de que la relación de volúmenes varía tal y como se ha indicado anteriormente.

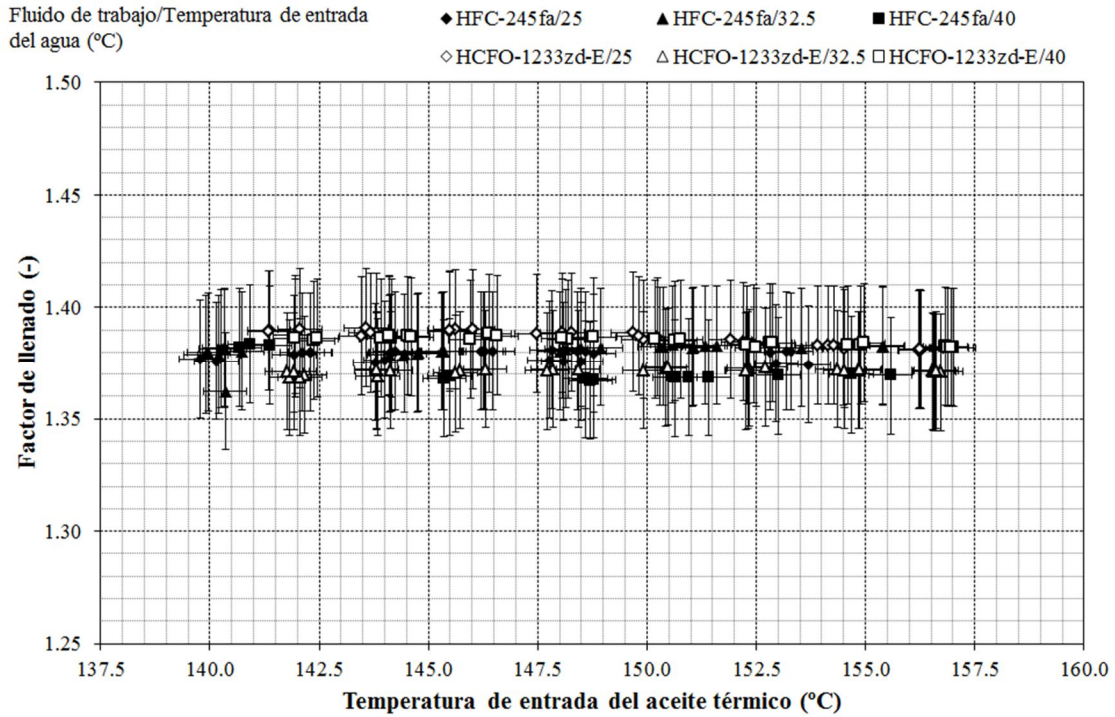


Figura 5.12. Factor de llenado del expansor.

La Figura 5.13 presenta la eficiencia isoentrópica del expansor para ambos fluidos de trabajo. Se observa como el HCFO-1233zd-E presenta valores mayores para la eficiencia isoentrópica que para el HFC-245fa. Esto puede estar debido a las menores pérdidas de carga en las conexiones del expansor para el HCFO-1233zd-E al trabajar con menores caudales máxicos. El valor máximo alcanzado para la eficiencia isoentrópica es 75%. La eficiencia isoentrópica del expansor disminuye ligeramente con la temperatura de entrada del aceite térmico, y no se ve afectada por la temperatura de entrada del agua.

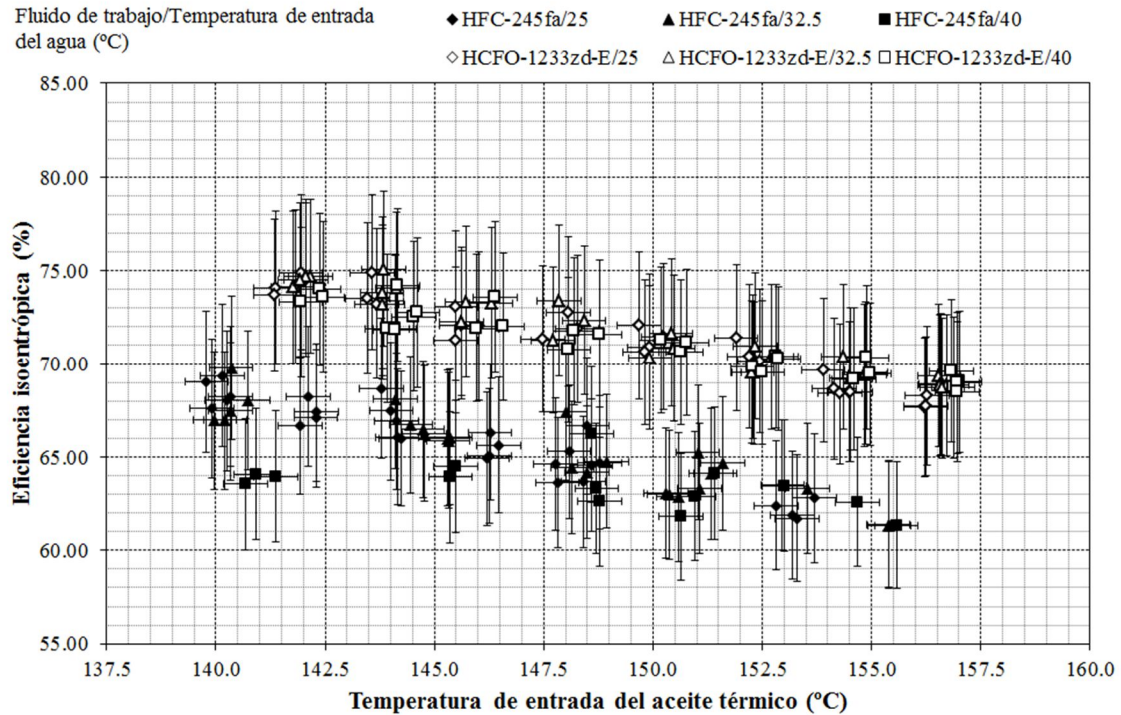


Figura 5.13. Eficiencia isoentrópica del expansor.

La eficiencia global del expansor se muestra en la Figura 5.14. Ambos fluidos de trabajo presentan valores similares para la eficiencia global del expansor, entre 44% y 57%. La eficiencia global del expansor aumenta con la temperatura de entrada del aceite térmico y disminuye con la temperatura de entrada del agua. Hay que tener en cuenta que la eficiencia global del expansor incorpora la eficiencia del generador eléctrico. Además, la eficiencia de un generador eléctrico presenta valores bajos para cargas parciales, con lo que se podría explicar que la eficiencia global del expansor aumente al aumentar la temperatura de entrada del aceite térmico y al disminuir la temperatura de entrada del agua, ya que para estas condiciones se obtienen mayores potencias eléctricas generadas por el expansor.

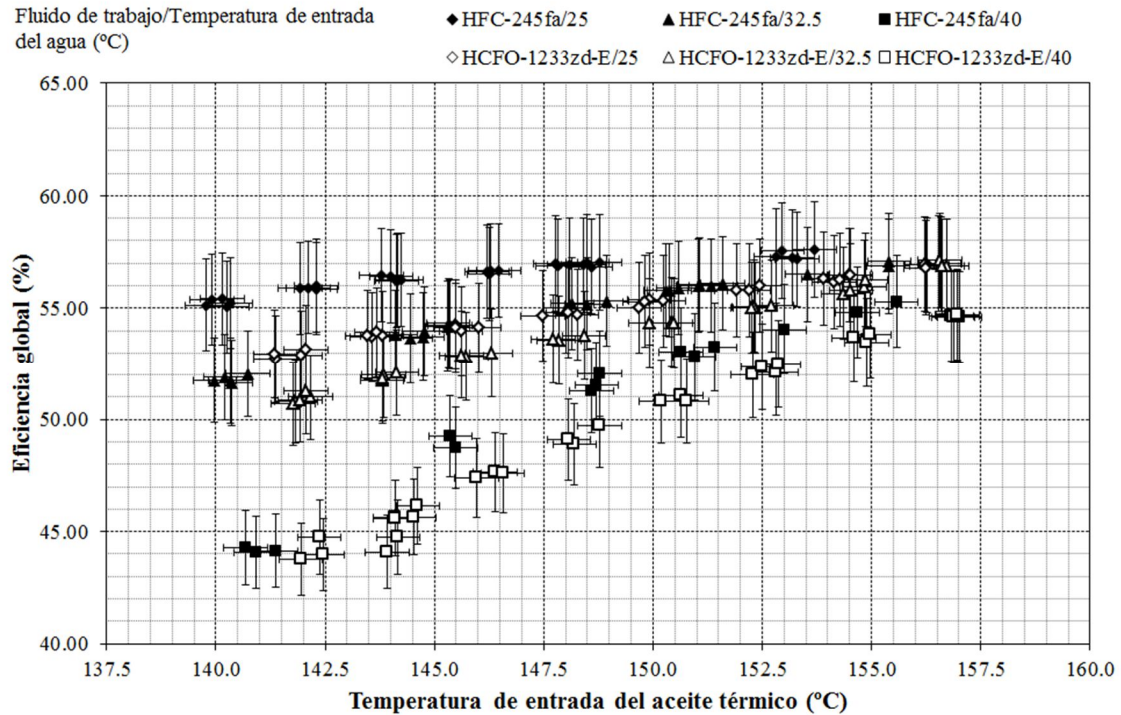


Figura 5.14. Eficiencia global del expansor.

5.4. Análisis de la prueba adicional

Aunque el objetivo de la presente tesis no era realizar un estudio de alternativas de sustitución directa o “drop-in” de bajo GWP para el HFC-245fa en sistemas ORC, el hecho de utilizar una instalación experimental inicialmente diseñada para este fluido ha permitido observar los efectos de realizar este tipo de sustitución.

Tal y como se ha comentado anteriormente, el HCFO-1233zd presenta menores potencias térmicas y eléctricas que el HFC-245fa debido a la diferencia de densidades a la entrada del expansor. No obstante, ante esta situación se

pueden plantear distintas soluciones que permitan que el sistema pueda operar con potencias térmicas y eléctricas similares a las del HFC-245fa.

Para ejemplificar este tipo de medidas, se ha realizado una prueba adicional tras realizar una modificación al sistema operando con HCFO-1233zd-E para aumentar las potencias térmicas y eléctricas del sistema y equipararlas a las del HFC-245fa. La modificación consiste en cambiar el funcionamiento del sistema ORC para que el valor del recalentamiento a la entrada del expansor pase a ser 15°C en lugar de 25°C.

La Tabla 5.1 presenta los resultados de esta prueba adicional comparándolos con los de las pruebas anteriores en condiciones de operación similares. Se observa como la potencia térmica captada por el sistema aumenta hasta alcanzar valores similares a los obtenidos con el HFC-245fa. Lo mismo ocurre con la potencia eléctrica neta del sistema, que alcanza el mismo valor que se obtuvo con el HFC-245fa.

Tabla 5.1. Comparativa de los resultados obtenidos antes y tras la modificación.

Parámetro	HFC-245fa	HCFO-1233zd-E	HCFO-1233zd-E
SH (°C)	25.19	25.04	15.20
$T_{oil,su}$ (°C)	153.30	154.51	154.50
$T_{oil,ex}$ (°C)	135.70	140.49	136.79
\dot{V}_{oil} (m ³ /h)	1.30	1.30	1.30
$T_{w,su}$ (°C)	25.19	24.90	26.48
$T_{w,ex}$ (°C)	27.94	27.13	29.22
\dot{V}_w (m ³ /h)	3.40	3.41	3.39
\dot{m} (kg/s)	0.054	0.043	0.056
$\rho_{x,su}$ (kg/m ³)	109.47	87.59	114.31
T_{ev} (°C)	125.80	127.16	136.71
T_{cd} (°C)	36.42	34.26	41.64
\dot{Q}_{ev} (W)	11844	9511	11905
\dot{Q}_{cd} (W)	10679	8627	10735
\dot{W}_x (W)	1335	1106	1351
\dot{W}_{pp} (W)	245	203	261
\dot{W}_{net} (W)	1090	903	1090
η_{net} (%)	9.21	9.50	9.16
r_v (-)	8.7	8.9	9.0
φ (-)	1.38	1.38	1.36
ε_{is} (%)	57.18	56.48	57.47
ε_{ov} (%)	57.32	56.67	57.68

5.5. Conclusiones del capítulo

Se ha llevado a cabo el análisis experimental del desempeño del fluido de trabajo HCFO-1233zd-E como alternativa al HFC-245fa en sistemas ORC para fuentes de calor de baja temperatura. Para ello se han llevado a cabo dos análisis diferenciados. En primer lugar se ha realizado un análisis del ciclo termodinámico para comprobar el desempeño experimental del HCFO-1233zd-E y del HFC-245fa. En segundo lugar se ha realizado un análisis del expansor para comparar el rendimiento del mismo al utilizar como fluido de trabajo el HCFO-1233zd-E y el HFC-245fa.

Debido a las diferentes densidades de los fluidos de trabajo a la entrada del expansor, el caudal másico del HCFO-1233zd-E es aproximadamente un 20% menor que para el HFC-245fa. Esto produce que las potencias térmicas y eléctricas para el HCFO-1233zd-E sean también menores que para el HFC-245fa. La potencia térmica captada por el ORC presenta un valor máximo de 12,000 W para el HFC-245fa y de 9,900 W para el HCFO-1233zd-E. De forma similar, la potencia eléctrica neta del ORC presenta un valor máximo de 1,090 W para el HFC-245fa y de 960 W para el HCFO-1233zd-E. No obstante, la eficiencia neta del ORC es similar para ambos fluidos, estando comprendida entre 5% y 9.7% en el rango de operación experimental.

En cuanto al desempeño del expansor, varios parámetros han sido analizados. El desempeño volumétrico del expansor ha sido analizado mediante el factor de llenado, con valores alrededor de 1.375 para ambos fluidos de trabajo. La eficiencia isoentrópica presenta un valor máximo 75%. HCFO-1233zd-E presenta valores superiores para la eficiencia isoentrópica que el HFC-245fa. Esto puede estar debido a las menores pérdidas de carga en las conexiones del expansor para el HCFO-1233zd-E al trabajar con menores caudales másicos. La

eficiencia global del expansor, similar para ambos fluidos de trabajo, varía entre 44% y 57%.

Ante la disminución de potencia del sistema al utilizar HCFO-1233zd-E en lugar de HFC-245fa se pueden plantear distintas soluciones que permiten que el sistema pueda operar con potencias térmicas y eléctricas similares a las del HFC-245fa. Para ejemplificar este tipo de medidas, se ha realizado una prueba adicional tras realizar una modificación al sistema operando con HCFO-1233zd-E, obteniéndose potencias térmicas y eléctricas del sistema con valores similares a las del HFC-245fa. La modificación ha consistido en cambiar el funcionamiento del sistema ORC para que el valor del recalentamiento a la entrada del expansor pase a ser 15°C en lugar de 25°C.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Conclusiones

En la presente tesis se ha realizado una caracterización energética, tanto teórica como experimental, de los principales fluidos de bajo potencial de efecto invernadero candidatos a ser utilizados como alternativa al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine de baja temperatura. En base a los objetivos planteados en el Capítulo 1, se comentan a continuación las principales conclusiones obtenidas en el presente trabajo.

Se ha realizado una revisión del estado del arte en cuanto a los sistemas ORC. Estos constituyen una solución tecnológica a la generación eléctrica mediante fuentes de calor de baja temperatura y pequeña potencia, permitiendo la generación eléctrica mediante fuentes de energía renovables como biomasa, solar y geotérmica, así como la recuperación de calor residual industrial y procedente de otros ciclos de potencia, conformando un ciclo combinado. A su vez, se han presentado las diferentes configuraciones que puede presentar el ciclo termodinámico, destacando como forma de mejorar la eficiencia del ciclo, sobretudo en fluidos secos, la incorporación de un regenerador de calor. Otro elemento que afecta directamente a la eficiencia del sistema es el expansor, donde para aplicaciones de pequeña potencia destacan los expansores de tipo

volumétrico. La selección del fluido de trabajo es un factor clave en su diseño, aunque no se puede identificar un fluido de trabajo como óptimo. En este sentido, uno de los fluidos de trabajo comúnmente utilizados en sistemas ORC para aplicaciones de baja temperatura, especialmente recuperación de calor residual, es el HFC-245fa. A pesar de tener ODP nulo, presenta un valor de GWP de 858. Se han seleccionado varios fluidos de trabajo con bajo GWP como alternativas potenciales para el HFC-245fa en sistemas ORC: el HCFO-1233zd-E, el HFO-1336mzz-Z y e HFO-1234ze-Z.

Se ha realizado un análisis teórico del desempeño de los fluidos de trabajo seleccionados como alternativas de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Se han realizado dos análisis diferenciados. En primer lugar se ha realizado un análisis termodinámico para determinar el desempeño energético de los distintos fluidos de trabajo, comparándolos con el HFC-245fa. En este sentido, destaca la menor potencia eléctrica consumida por la bomba para el HCFO-1233zd-E y el HFO-1336mzz-Z con respecto al HFC-245fa, a la vez que presentan mayores valores para los indicadores del tamaño de los dispositivos de expansión. Las diferencias más elevadas en estos indicadores para el HFO-1336mzz-Z con respecto al HFC-245fa hacen que el HFO-1336mzz-Z pueda requerir modificaciones en el diseño de los expansores en sistemas ORC que utilicen actualmente HFC-245fa como fluido de trabajo. En segundo lugar se ha realizado un análisis termoeconómico de forma que también se evalúe el diseño de los componentes y el coste total del sistema. Todos los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados obtienen menores valores de SIC que el HFC-245fa. En cuanto al coste relativo de los diferentes componentes del sistema destacan los costes de los intercambiadores de calor y el expansor. Por otra parte, aumentar la temperatura de entrada de la fuente de calor y disminuir la temperatura de entrada del sumidero de calor resulta en menores valores de SIC y mayores eficiencias. A partir de los resultados obtenidos en el análisis teórico, que desaconsejan la utilización del fluido de trabajo HFO-1336mzz-Z en sistemas ORC diseñados para HFC-245fa, y

teniendo en cuenta que no ha sido posible obtener muestras del fluido de trabajo HFO-1234ze-Z, se ha seleccionado el fluido de trabajo HCFO-1233zd-E de entre los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados para realizar el análisis experimental.

Se ha construido un banco de ensayos mediante la adaptación de un módulo ORC y la implementación de un circuito secundario de aceite térmico que actúa como fuente de calor y un circuito secundario de agua que actúa como sumidero de calor. El banco de ensayos se encuentra totalmente monitorizado realizando la medición de los parámetros de interés. Se ha seguido un procedimiento de ensayo establecido con el fin de obtener datos experimentales en estado estacionario, presentándose los mismos junto con el tratamiento empleado para obtener los parámetros que caracterizan el desempeño energético del sistema. Mediante un análisis de incertidumbre se ha determinado el error presente en estos parámetros, mientras que mediante los balances energéticos en el foco caliente y en el foco frío se ha realizado la validación de las mediciones.

Se ha llevado a cabo el análisis experimental del desempeño del fluido de trabajo HCFO-1233zd-E como alternativa al HFC-245fa en sistemas ORC para fuentes de calor de baja temperatura. En primer lugar se ha realizado un análisis del ciclo termodinámico para comprobar el desempeño experimental del HCFO-1233zd-E y del HFC-245fa. Debido a las diferentes densidades de los fluidos de trabajo a la entrada del expansor, el caudal másico del HCFO-1233zd-E es aproximadamente un 20% menor que para el HFC-245fa. Esto produce que las potencias térmicas y eléctricas para el HCFO-1233zd-E sean también menores que para el HFC-245fa. No obstante, la eficiencia neta del ORC es similar para ambos fluidos, estando comprendida entre 5% y 9.7% en el rango de operación experimental. En segundo lugar se ha realizado un análisis del expansor para comparar el rendimiento del mismo al utilizar como fluido de trabajo el HCFO-1233zd-E y el HFC-245fa. Mientras que el desempeño volumétrico y la eficiencia global del expansor son similares para ambos fluidos, la eficiencia

isoentrópica del expansor presenta valores superiores para el HCFO-1233zd-E que para el HFC-245fa. Esto puede estar debido a las menores pérdidas de carga en las conexiones del expansor para el HCFO-1233zd-E al trabajar con menores caudales máscicos. Ante la disminución de potencia del sistema al utilizar HCFO-1233zd-E en lugar de HFC-245fa se pueden plantear distintas soluciones que permiten que el sistema pueda operar con potencias térmicas y eléctricas similares a las del HFC-245fa. Se ha realizado una prueba adicional tras cambiar el valor del recalentamiento a la entrada del expansor para el HCFO-1233zd-E, obteniéndose potencias térmicas y eléctricas del sistema con valores similares a las del HFC-245fa.

6.2. Trabajos futuros

De las conclusiones extraídas en la presente tesis doctoral se deriva que se pueden desarrollar sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura que utilicen fluidos de trabajo de bajo GWP, obteniéndose un desempeño energético del sistema similar, o incluso mejor en ciertos aspectos como la eficiencia neta del sistema, a los obtenidos con el HFC-245fa, uno de los fluidos de trabajo comúnmente utilizado en estos sistemas. El correcto diseño de los sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura utilizando fluidos de trabajo de baja GWP tiene gran importancia para alcanzar un buen desempeño energético y coste, siendo los aspectos clave el diseño de los intercambiadores de calor y el expansor. Por tanto, optimizar el diseño de los sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura para utilizar fluidos de trabajo de bajo GWP constituye una línea de investigación teórica de gran interés surgida a partir de los resultados obtenidos en la presente tesis.

Adicionalmente, gracias a los trabajos realizados, se ha puesto en marcha un banco de ensayos que permite continuar con el análisis de nuevos fluidos de trabajo para sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Actualmente, existen alternativas aún en desarrollo de bajo GWP, como los fluidos de trabajo analizados teóricamente en la presente tesis (HFO-1336mzz-Z y HFO-1234ze-Z), para los que puede estudiarse su comportamiento. La evaluación experimental de nuevos fluidos de trabajo para sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura, adaptando el banco de ensayos según fuese necesario, constituye una de las líneas de investigación que se desprende de la presente tesis.

REFERENCIAS

[1] F. Vélez, J. Segovia, M. Martín, G. Antolín, F. Chejne, A. Quijano, A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012), 4175 – 4189.

[2] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), 168 – 186.

[3] G. Myhre, D. Shindell, F.M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestvedt, J. Huang, D. Koch, J.F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, T. Nakajima, A. Robock, G. Stephens, T. Takemura and H. Zhang, 2013: “Anthropogenic and Natural Radiative Forcing”, In: *Climate Change: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* [T.F. Stocker, D. Qin, G.K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)], Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.

[4] J.M. Belman, Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética. Tesis doctoral, Universitat Jaume I, 2008.

[5] V. Milián, Desarrollo de un modelo dinámico reducido de un sistema de refrigeración industrial basado en el ciclo de compresión de vapor. Tesis doctoral, Universitat Jaume I, 2011.

[6] A. Barragán, Estudio del fluido R1234yf como sustituto directo de bajo potencial de calentamiento global al R134a. Análisis teórico y evaluación experimental. Tesis doctoral, Universitat Jaume I, 2013.

[7] J. Navarro-Esbrí, F. Molés, A. Barragán-Cervera, Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a, *Applied Thermal Engineering* 59 (2013), 153 – 161.

[8] F. Molés, J. Navarro-Esbrí, B. Peris, A. Mota-Babiloni, A. Barragán-Cervera, Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids, *International Journal of Refrigeration* 44 (2014), 141 – 150.

[9] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, Evaluación teórica de fluidos para el aprovechamiento de fuentes térmicas de muy baja temperatura mediante ciclos orgánicos Rankine, Libro de actas del VIII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Burgos 2013.

[10] J. Navarro-Esbrí, B. Peris, R. Collado, F. Molés, Micro-generation and micro combined heat and power generation using “free” low temperature heat sources through Organic Rankine Cycles, *International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPPQ’13)*, Bilbao 2013.

[11] Aplicación de nuevos refrigerantes con bajo potencial de efecto invernadero en sistemas de frío comercial y climatización, Universitat Jaume I, Fundació Caixa Castelló-Bancaixa, 2011-2012.

[12] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fisher, Working fluids for low temperature organic Rankine cycles, *Energy* 32 (2007), 1210 – 1221.

[13] P. Bombarda, C.M. Invernizzi, C. Pietra, Heat recovery from diesel engines: a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 212 – 219.

[14] H. Chen, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010), 3059 – 3067.

[15] T. Li, D. Tang, Z. Li, J. Du, T. Zhou, Y. Jia, Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system, *Applied Thermal Engineering* 33 (2012), 119 – 123.

[16] Z. Yu, A.J. Jaworski, S. Backhaus, Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy, *Applied Energy* 99 (2012), 135 – 145.

[17] M. Bianchi, A. De Pascale, Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources, *Applied Energy* 88 (2011), 1500 – 1509.

[18] V. Maizza, A. Maizza, Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste heat recovery systems, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), 381 – 390.

[19] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe, Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47 (2015), 448 – 461.

[20] B. Fu, S. Hsu, C. Liu, Y. Liu, Statistical analysis of patent data relating to the organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39 (2014), 986 – 994.

[21] C.V. Trappey, A.J.C. Trappey, C.Y. Wu, Clustering patents using non-exhaustive overlaps, *Journal of Systems Science and Systems Engineering* 19 (2010), 162 – 181.

[22] P.S. Bundela, V. Chawla, Sustainable development through waste heat recovery, *American Journal of Environmental Sciences* 6 (2010), 83 – 89.

[23] S. Quoilin, Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications, Phd thesis, University of Liège, 2011.

[24] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), 1809 – 1817.

[25] I. Vankeirsbilck, B. Vanslambrouck, S. Gusev, M. De Paepe, Organic Rankine Cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation, In: *Proceedings of the HEFAT 2011 conference*, Mauritius, 2011.

[26] M.H. Duku, S. Gu, E.B. Hagan, A comprehensive review of biomass resources and biofuels in Ghana, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), 404 – 415.

[27] Key World Energy Statistics, International Energy Agency, 2008.

[28] S. Karekezi, Poverty and energy in Africa – a brief review, *Energy Policy* 30 (2002), 915 – 909.

[29] A. Demirbas, Importance of biomass energy sources for Turkey, *Energy Policy* 36 (2008), 834 – 842.

[30] M.F. Demirbas, M. Balat, H. Balat, Potential contribution of biomass to the sustainable energy development, *Energy Conversion and Management* 50 (2009), 1746 – 1760.

[31] L. Dong, H. Liu, S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – a literature review, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), 2119 – 2126.

[32] U. Drescher, D. Bruggemann, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 223 – 228.

[33] I. Obernberger, P. Thonhofer, E. Reisenhofer, Description and evaluation of the new 1000 kWel organic rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria, *Euroheat and Power* 2002.

[34] V. Brignoli, A. Malidin, D. Colombo, Small scale biomass powered organic Rankine cycle turbo generator, In: *Proceedings of the 16th biomass conference and exhibition*, 2008.

[35] A. Rentizelas, S. Karellas, E. Karakas, I. Tatsiopoulos, Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications, *Energy Conversion and Management* 50 (2009), 674 – 681.

[36] J. Byrne, L. Kurdgelashvili, J.M. Yu, X. Zhang, J. Tian, W. Rickerson, et al., *World solar energy review: technology, markets and policies*, Center of Energy and Environmental Policies Report, 2010.

[37] O. Edenhofer, Y. Sokona, R. Pichs-Madruga, Special report on renewable energy sources and climate change mitigation, Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) – Working Group 3, 2011.

[38] H. Müller-Steinhagen, F. Trieb, Concentrating solar power – a review of the technology, Quarterly of the Royal Academy of Engineering Ingenia 18 (2004), 43 – 50.

[39] G. Ford, CSP: bright future for linear Fresnel technology, Renewable Energy Focus 9 (2008), 48 – 51.

[40] S. Canada, G. Cohen, R. Cable, D. Brosseau, H. Price, Parabolic Trough Organic Rankine Cycle Solar Power Plant, In: Solar Energy Technologies Program Review Meeting, NREL, 2004.

[41] S. Quoilin, M. Orosz, V. Lemort, Performance and design optimization of a low-cost solar Organic Rankine Cycle for remote power generation, Solar Energy 2011.

[42] J. Navarro-Esbri, B. Peris, R. Collado, F. Molés, Micro-generation and micro combined heat and power generation using “free” low temperature heat sources through organic Rankine cycles, Renewable Energy and Power Quality Journal 11 (2013), 390.

[43] W. Yagoub, P. Doherty, S.B. Riffat, Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building, Applied Thermal Engineering 26 (2006), 1604 – 1610.

[44] J.C. Bruno, J. López-Villada, E. Letelier, S. Romera, A. Coronas, Modelling and optimization of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 2212 – 2226.

[45] D. Manolakos, E. Mohameda, I. Karagiannis, G. Papadakisa, Technical and economic comparison between PV-RO system and RO-solar Rankine system. Case study: Thirasia island, *Desalination* 221 (2008), 37 – 46.

[46] F. Trieb, O. Langni, H. Klai, Solar electricity generation – a comparative view of technologies, costs and environmental impact, *Solar Energy* 59 (1997), 89 – 99.

[47] L.Y. Bronicki, A.M. Robert, Solar ponds, encyclopedia of physical science and technology, New York: Academic Press, 2001, 149 – 166.

[48] C. Heard, H. Fernandez, F. Holland, Development in geothermal energy in Mexico-part twenty seven: the potential for geothermal organic Rankine cycle power plants in Mexico, *Heat Recovery Systems & CHP* 10 (1990), 79 – 86.

[49] J.W. Lund, Geothermal energy focus: tapping the earth's natural heat, *Refocus* 2006.

[50] A. Franco, M. Villani, Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields, *Geothermics* 38 (2009), 379 – 391.

[51] M. Lukawski, Design and optimization of standardized organic Rankine cycle power plant for European conditions, Master's thesis, University of Iceland & University of Akureyri, Akureyri, Iceland, Febrero 2009.

[52] O. Arslan, Exergoeconomic evaluation of electricity generation by the medium temperature geothermal resources, using a Kalina cycle: Simav case study, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010), 1866 – 1873.

[53] I. Basel, ORC-based geothermal power generation and CO₂-based EGS for combined green power generation and CO₂ sequestration, *New Developments in Renewable Energy*.

[54] S. Kranz, Market Survey – Germany, Low-Bin Project, 2007.

[55] A. Lazzaretto, A. Toffolo, G. Manente, N. Rossi, M. Paci, Cost evaluation of Organic Rankine Cycles for low temperature geothermal sources, in: *Proceedings of ECOS 2011, Novi Sad, Serbia Julio 2011*.

[56] S. Frick, Design approach for geothermal binary power plants, Low-Bin Project, 2009.

[57] W.H. Avery, W.G. Berl, Solar energy from the tropical oceans, *International Journal of Hydrogen Energy* 24 (1999), 295 – 298.

[58] R. Magesh, OTEC technology – a world of clean energy and water, in: *Proceedings of the World Congress on Engineering, Londres, UK, Junio 2010*.

[59] G.C. Nihous, A preliminary assessment of ocean thermal energy conversion resources, *ASME Journal of Energy Resources Technologies* 129 (2007), 10 – 17.

[60] K.A. Finney, Ocean thermal energy conversion, *Guelph Engineering Journal* 1 (2008), 17 – 23.

[61] P.K. Takahashi, A. Trenka, Ocean thermal energy conversion: its promise as a total resource system, *Energy* 17 (1992), 657 – 668.

[62] N. Galanis, E. Cayer, P. Roy, E.S. Denis, M. Desilets, Electricity generation from low temperature sources, *Journal of Applied Fluid Mechanics* 2 (2009), 55 – 67.

[63] BCS Incorporated, Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry, U.S. Department of Energy (DOE), 2008.

[64] B.F. Tchanche, Low-grade heat conversion into power using small scale organic Rankine cycles, Ph.D. Thesis, Agricultural University of Athens, Athens, Grecia, 2010.

[65] B.F. Tchanche, M. Pétrissans, G. Papadakis, Heat sources and organic Rankine cycles machines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39 (2014), 1185 – 1199.

[66] B.F. Tchanche, G.R. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – a review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), 3963 – 3979.

[67] J. Navarro-Esbrí, R. Collado-Puig, M. González-Piquer, J.P. Martí-Mata, B. Peris, Aplicación de un equipo de microgeneración Rank® para la revalorización energética de humos en un horno cerámico, ESES, Barcelona, Marzo 2012.

[68] O. Bailey, E. Worrell, Clean energy technologies: a preliminary inventory of the potential for electricity generation, 2005.

[69] F. Campana, M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto, M. Baresi, A. Fermi, N. Rossetti, R. Vescovo, ORC waste heat recovery in European

energy intensive industries: Energy and GHG savings, *Energy Conversion and Management* 76 (2013), 244 – 252.

[70] T. Engin, V. Ari, Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems – a case study, *Energy Conversion and Management* 46 (2005), 551 – 562.

[71] K. Lee, S. Kuo, M. Chien, Y. Shihs, Parameters analysis on organic Rankine cycle energy recovery system, *Energy Conversion and Management* 28 (1988), 129 – 136.

[72] B. Vanslambrouck, I. Vankeirsbilck, S. Gusev, M. Da Paepe, Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle, in: 2nd European Conference on Polygeneration, Tarragona, España, 2011.

[73] B.F. Tchanche, S. Quoilin, S. Declaye, G. Papadakis, V. Lemort, Economic feasibility study of a small scale organic Rankine cycle system in waste heat recovery application, in: ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Estambul, Turquía, 2010.

[74] R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez, Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants, *Applied Energy* 86 (2009), 2162 – 2170.

[75] L. Gutiérrez, J. López, Residual heat to power generation in a compression station of Enagas (Spain), in: Proceedings of 24th World Gas Conference, 2009.

[76] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva, Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 100 – 110.

[77] B. Peris, J. Navarro-Esbri, F. Molés, Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering* 61 (2013), 364 – 371.

[78] K. Srinivasan, P. Mago, S. Krishnan, Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle, *Energy* 35 (2010), 2387 – 2399.

[79] E. Querol, R.B. González, T.J. García, A. Ramos, Available power generation cycles to be coupled with the liquid natural gas (LNG) vaporization process in Spanish LNG terminal, *Applied Energy* 88 (2011), 2382 – 2390.

[80] M. Poeschl, S. Ward, P. Owende, Prospects for expanded utilization of biogas in Germany, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010), 1782 – 1797.

[81] W. Andreas, K. Martin, Y. Woo, Renewable power generation – a status report, *Renewable Energy Focus* 68 (2009).

[82] P. Martina, W. Shane, O. Philip, Evaluation of energy efficiency of various biogas production and utilization pathways, *Applied Energy* 87 (2010), 3305 – 3321.

[83] R. Chammas, D. Clodic, Combined cycle for hybrid vehicles, SAE Technical Paper, 01-1171, 2005.

[84] P.S. Patel, E.F. Doyle, Compounding the truck diesel engine with an Organic Rankine-Cycle system, Society of Automotive Engineers, Report Number SAE 760343, 1976.

[85] T. Endo, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi, et al., study on maximizing exergy in automotive engines, SAE Technical Paper 2007-01-0257, 2007.

[86] H. Wang, R. Peterson, T. Herron, Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle), *Energy* 36 (2011), 4809 – 4820.

[87] F. Molés, J. Navarro-Esbri, B. Peris, A. Mota-Babiloni, K. Kontomaris, Thermodynamic analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle system activated with low temperature heat sources using low GWP fluids, *Applied Thermal Engineering* 87 (2015), 444 – 453.

[88] E.G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy Conversion* 8 (1968), 85 – 90.

[89] S. Karellas, A. Schuster, A.D. Leontaritis, Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design, *Applied Thermal Engineering* 33 (2012), 70 – 76.

[90] X.R. Zhang, H. Yamaguchi, Y. Cao, Hydrogen production from solar energy powered supercritical cycle using carbon dioxide, *International Journal of Hydrogen Energy* 35 (2010), 4925 – 4932.

[91] J.G. Persson, Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types, *VDI Berichte*, 859, Düsseldorf, 1990.

[92] E. Sauret, A.S. Rowlands, Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems, *Energy* 36 (2011), 4460 – 4467.

[93] S.H. Kang, Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid, *Energy* 41 (2012), 514 – 524.

[94] J.G. Peterson, Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types, *VDI Berichte*, nr. 859, Düsseldorf, 1990.

[95] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, R. Collado, A. Mota-Babiloni, Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources, *Applied Thermal Engineering* 75 (2015), 763 – 769.

[96] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), 3094 – 3102.

[97] M.T. Yanagisawa, M. Fukuta, Y. Ogi, T. Hikichi, Performance of an oil-free scroll-type air expander, *International Conference on Compressors and their Systems*, City University, London, UK: John Wiley and Sons; 2001.

[98] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, V. Lemort, Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines, in: *Proceedings of the international compressor and engineering conference*, Purdue, 2012.

[99] V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin, Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 226 (2012), 126 – 136.

[100] B. Aoun, D.F. Clodic, Theoretical and experimental study of an oil-free scroll vapor expander, International Compressor Engineering Conference, Purdue, Julio 14-17, 2008, Paper 1925.

[101] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, V. Lemort, Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid, *Energy* 55 (2013), 173 – 183.

[102] J. Chang, C. Chang, T. Hung, J. Lin, K. Huang, Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* 73 (2014), 1444 – 1452.

[103] R.B. Peterson, H. Wang, T. Herron, Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* (2008), 222 – 271.

[104] T. Saitoh, N. Yamada, S. Wakashma, Solar Rankine cycle system using scroll expander, *Journal of Environment and Engineering* 2 (2007), 708 – 719.

[105] H. Wang, R.B. Peterson, T. Herron, Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009, 863 – 871.

[106] B. Woodland, J. Braun, E. Groll, W. Horton, Experimental testing of an Organic Rankine Cycle with scroll-type expander, *Publications of the Ray W. Herrick Laboratories*, 52.

[107] L. Mendoza, J. Navarro-Esbri, J. Bruno, V. Lemort, A. Coronas, Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid, *Applied Thermal Engineering* 70 (2014), 630 – 640.

[108] R. Bracco, S. Clemente, D. Micheli, M. Reini, Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle), *Energy* 58 (2013), 107 – 116.

[109] K.J. Harada, Development of a small scale scroll expander, Master Thesis, Septiembre 2010.

[110] R. Zanelli, D. Favrat, Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator, *International Compressor Engineering Conference*, 1994, 1021.

[111] L. Guangbin, Z. Yuanyang, Y. Qichao, W. Le, T. Bin, L. Liansheng, Theoretical and experimental research on scroll expander used in small scale Organic Rankine Cycle system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Noviembre 2013.

[112] Y. Zhang, Y. Wu, G. Xia, C. Ma, W. Ji, S. Liu, K. Yang, F. Yang, Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine, *Energy* 77 (2014), 499 – 508.

[113] M. Mohd, N. Yamada, T. Hoshino, Efficiency of compact organic Rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery, *World Academy of Science, Engineering and Technology* 4, 2010.

[114] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, S. Riffat, Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications, *Fuel* 96 (2012), 374 – 382.

[115] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori, Design and testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy* 26 (2001), 239 – 251.

[116] A. Stoppato, Energetic and economic investigation of the operation management of an organic Rankine cycle cogeneration plant, *Energy* 41 (2012), 3 – 9.

[117] J. Bao, L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013), 325 – 342.

[118] E. Macchi, A. Perdichizzi, Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids, *Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power* 103 (1981), 718 – 724.

[119] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, Standard 34 Designation and Safety Classification of Refrigerants, 2010.

[120] S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche, V. Lemort, Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), 2885 – 2893.

[121] I. Aljundi, Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle, *Renewable Energy* 36 (2011), 1196 – 1202.

[122] W. Liu, D. Meinel, C. Wieland, H. Spliethoff, Investigation of hydrofluoroolefins as potential working fluids in organic Rankine cycle for geothermal power generation, *Energy* 67 (2014), 106 – 116.

[123] M. Astolfi, M. Romano, P. Bombarda, E. Macchi, Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization, *Energy* 66 (2014), 435 – 446.

[124] Q. Liu, Y. Duan, Z. Yang, Performance analyses of geothermal organic Rankine cycles with selected hydrocarbon working fluids, *Energy* 63 (2013), 123 – 132.

[125] A. Borsukiewicz-Gozdur, W. Nowak, Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle, *Energy* 32 (2007), 344 – 352.

[126] T. Li, J. Zhu, W. Zhang, Cascade utilization of low temperature geothermal water in oilfield combined power generation, gathering heat tracing and oil recovery, *Applied Thermal Engineering* 40 (2012), 27 – 35.

[127] H.D.M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, *Energy* 32 (2007), 1698 – 1706.

[128] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy* 88 (2011), 2740 – 2754.

[129] D. Mikielewicz, J. Mikielewicz, A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 2357 – 2362.

[130] J. Façao, A. Palmero-Marrero, A. Oliveira, Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system, *International Journal of Low Carbon Technologies* 3, 4.

[131] A. Delgado-Torres, L. García-Rodríguez, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), *Energy Conversion and Management* 51 (2010), 2846 – 2856.

[132] B. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), 2468 – 2476.

[133] M. Siddiqi, B. Atakan, Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene, *Energy* 45 (2012), 256 – 263.

[134] I. Vaja, A. Gambarotta, Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy* 35 (2010), 1084 – 1093.

[135] L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto, Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes, *Applied Thermal Engineering* 61 (2013), 129 – 140.

[136] N. Lai, M. Wendland, J. Fischer, Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles, *Energy* 36 (2011), 199 – 211.

[137] E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, Q.H. Mu, Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, *Energy* 36 (2011), 3406 – 3418.

[138] T. Hung, Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management* 42 (2001), 539 – 553.

[139] B. Liu, K. Chien, C. Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy* 29 (2004), 1207 – 1217.

[140] T. Hung, T. Shai, S. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 22 (1997), 661 – 667.

[141] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy* 88 (2011), 2995 – 3004.

[142] T.Q. Nguyen, J.D. Slawnwhite, K. Boulama, Power generation from residual industrial heat, *Energy Conversion and Management* 51 (2010), 2220 – 2229.

[143] Z.Q. Wang, N.J. Zhou, J. Guo, X.Y. Wang, Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat, *Energy* 40 (2012), 107 – 115.

[144] W. Gu, Y. Weng, Y. Wang, B. Zheng, Theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2009, 523 – 533.

[145] P. Mago, L. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji, An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), 998 – 1007.

[146] A. Lakew, O. Bolland, Working fluids for low-temperature heat source, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 1262 – 1268.

[147] Y. Li, J. Wang, M. Du, Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle, *Energy* 42 (2012), 503 – 509.

[148] C. Liu, C. He, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, J. Xu, The environmental impact of organic Rankine cycle for waste heat recovery through life-cycle assessment, *Energy* 56 (2013), 144 – 154.

[149] V. Le, M. Feidt, A. Kheiri, S. Pelloux-Prayer, Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids, *Energy* 67 (2014), 513 – 526.

[150] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, J. Xu, The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, *Energy* 38 (2012), 136 – 143.

[151] Z. Hajabdollahi, F. Hajabdollahi, M. Tehrani, H. Hajabdollahi, Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery, *Energy* 63 (2013), 142 – 151.

[152] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Energy* 35 (2010), 5049 – 5062.

[153] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management* 50 (2009), 576 – 582.

[154] N. Desai, S. Bandyopadhyay, Process integration of organic Rankine cycle, *Energy* 34 (2009), 1674 – 1686.

[155] P. Zhao, J. Wang, L. Gao, Y. Dai, Parametric analysis of a hybrid power system using organic Rankine cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy* 37 (2012), 3382 – 3391.

[156] E. Cayer, N. Galanis, H. Nesreddine, Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source, *Applied Energy* 87 (2010), 1349 – 1357.

[157] M. Molina, F.S. Rowland, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature* 249 (1974), 810 – 812.

[158] J. Farman, B.G. Gaardiner, J.D. Shanklin, *Nature* 315 (1985), 207 – 210.

[159] United Nations Environmental Program, Montreal Protocol on substances that deplete the Ozone layer, 1987.

[160] K. Watanabe, Past, present and future working fluids for refrigeration and heat pump cycles, *Proceedings of Zero Leakage-Minimum Charge, IIR/IIF, Stockholm, 2002.*

[161] Diario Oficial de la Unión Europea, 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.

[162] United Nation Framework Convention on Climate Change, Kyoto protocol, 1997.

[163] Diario Oficial de la Unión Europea, Directiva 2006/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 17 de mayo de 2006, relativa a las emisiones procedentes de sistemas de aire acondicionado en vehículos de motor.

[164] Diario Oficial de la Unión Europea, Reglamento (UE) nº 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 16 de Abril de 2014, sobre los gases fluorados de efecto invernadero.

[165] M. Thompson, Climate Change Regulation and the Next Generation of Refrigerants (2014).

[166] A. Maratou, EU policy update - F-Gas Regulation, HFC taxes & fiscal incentives for natural refrigerants, ATMOSphere Asia 2014 – Technology & Innovation, 3-5 Febrero 2015, Tokyo, Japan.

[167] G. Zyhowski, A. Brown, Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications, ORC 2011 Delft Presentation, 2011.

[168] K.O. Patten, D.J. Wuebbles, Atmospheric lifetimes and ozone depletion potentials of trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropylene and trans-1,2-dichloroethylene in a three-dimensional model, Atmos. Chem. Phys. Discuss., 10, 16637-16657, 2010.

[169] K. Kontomaris, B. Minor and B. Hydutsky, Low GWP Working Fluid for Organic Rankine Cycles: DR-2; Chemical Stability at High Temperatures, 2nd International Seminar on ORC Power Systems, ASME ORC 2013, Rotterdam, The Netherlands, Oct. 7-8, 2013.

[170] K. Kontomaris, HFO-1336mzz-Z: High temperature chemical stability and use as a working fluid in Organic Rankine Cycles, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, July 14-17, 2014.

[171] J. Brown, C. Zilio, A. Cavallini, The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), 1412 – 1422.

[172] S. Koyama, T. Higashi, A. Miyara, R. Akasaka, Research and development of low-GWP refrigerants suitable for heat pump systems, In: JSRAE Risk Assessment of Mildly Flammable Refrigerants – 2012 Progress Report, JSRAE, Japan, 29 – 34.

[173] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.8, National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, USA, 2007.

[174] O. Dumont, S. Quoilin, V. Lemort, Experimental investigation of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive house to get a Net Zero Energy Building, *International Journal of Refrigeration* 54 (2015), 190 – 203.

[175] D. Maraver, J. Royo, V. Lemort, S. Quoilin, Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by

technical parameters in multiple applications, *Applied Energy* 117 (2014), 11 – 29.

[176] G. Angelino, C. Invernizzi, E. Macchi, Organic working fluid optimization for space power cycles, *Modern research topics in aerospace propulsion*, Springer-Verlag, 1991, 297 – 324.

[177] Y.J. Baik, M. Kim, K.C. Chang, S.J. Kim, Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source, *Applied Energy* 88 (2011), 892 – 898.

[178] L. Wang, B. Sundén, R.M. Manglik, *Plate Heat Exchangers; Design, Applications and performance*, WIT Press, 2007.

[179] B. Thonon, R. Vidil, C. Marvillet, Recent research and development in plate-heat exchangers, *Journal of Enhanced Heat Transfer* 2 (1995), 149 – 155.

[180] Y.Y. Hsieh, T.F. Lin, Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), 1033 – 1044.

[181] Y.Y. Yan, H.C. Lio, T.F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42 (1999), 993 – 1006.

[182] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, S. De Schamphelire, M. De Paepe, Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system, *Applied Energy* 111 (2013), 871 – 881.

[183] Rank®, Castellón, España, www.rankweb.es [27.01.2015].

[184] J.R. Taylor, An introduction to error analysis, The study of uncertainties in physical measurements, University Science Books, Sausalito, USA, 1997.