

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CONTRIBUCIÓN A LA IMPLEMENTACIÓN
DE CICLOS RANKINE COMO SISTEMA DE
APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA
TÉRMICA RESIDUAL EN MCIA

(Esta tesis doctoral está sometida a procesos de protección o transferencia de tecnología o de conocimiento, por lo que los siguientes contenidos están inhibidos en la publicación en los repositorios institucionales.

Autorizado por la Comisión de Doctorado de la Universitat Politècnica de València con fecha 14 de enero de 2015).

TESIS DOCTORAL

Presentada por

Jaime Sánchez Serrano

Dirigida por:

Dr. D. Vicente Dolz Ruiz

Valencia, febrero de 2015

TESIS DOCTORAL

CONTRIBUCIÓN A LA IMPLEMENTACIÓN DE CICLOS RANKINE COMO SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA RESIDUAL EN MCIA

Realizada por: D. Jaime Sánchez Serrano

Dirigida por: Dr. D. Vicente Dolz Ruiz

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. José Galindo Lucas

Secretario: Dr. D. Juan José Hernández Adrover

Vocal: Dr. D. Manuel Valdés del Fresno

Evaluadores Externos:

Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

Dr. D. José Rodríguez Fernández

Dr. D. Manuel Valdés del Fresno

Valencia, febrero de 2015

Resumen

La recuperación de la potencia térmica residual existente en los motores de automoción se muestra como una vía para el aumento de su eficiencia. Muchos estudios en la literatura han mostrado un potencial de recuperación de hasta el 15%. En la mayor parte de los casos, las investigaciones están basadas en estudios teóricos, o bien, basadas en resultados experimentales de prototipos alimentados con generadores de gases que simulan los gases de escape de un motor en condiciones estacionarias. El objetivo principal de este trabajo, es la evaluación teórico-experimental del potencial de recuperación de un sistema de aprovechamiento energía térmica residual mediante un ciclo Rankine, aplicado en motores de combustión interna alternativos y en condiciones estacionarias de funcionamiento. La finalidad de este sistema será conseguir una mejora en la eficiencia de los motores de automoción, y la consiguiente reducción en consumo de combustible y en emisiones de contaminantes.

La metodología que se ha seguido para realizar el trabajo, combina actividades experimentales en banco de ensayo de motor, con el desarrollo de estudio teóricos basados en modelos 0-D para la evaluación teórica de diferentes configuraciones de ciclo y fluidos de trabajo. La interacción entre ambas actividades ha permitido alcanzar los objetivos planteados.

Respecto los trabajos teóricos, se ha realizado una metodología que permite una evaluación sencilla y ordenada de las prestaciones del ciclo Rankine para diferentes fluidos de trabajo, condiciones de ciclo, y secuencias de fuentes residuales a utilizar, considerando ciclos de aprovechamiento de naturaleza ideal. Posteriormente, se ha realizado un estudio de viabilidad técnica de ciclos Rankine para diferentes motores, con el fin de obtener información sobre la tipología de los elementos constructivos a utilizar (expansores e intercambiadores), criterios de diseño, y prestaciones finales del ciclo de recuperación esperables en función del fluido de trabajo utilizado. La finalidad de este trabajo ha sido doble; por un lado, debe servir como contribución sobre estudios teóricos de ciclos Rankine como sistemas de recuperación, y por otro lado, como estudios preliminares para la instalación experimental de un ciclo de recuperación en un banco de ensayo, que ha permitido comparar las prestaciones reales con las obtenidas teóricamente para la realización de mejoras.

En la realización del trabajo experimental del ciclo Rankine, se ha diseñado y construido una instalación experimental acoplada a un motor de gasolina. Los estudios experimentales, en los cuales se ha basado la evaluación de la potencialidad del ciclo, se han basado en estudios de puntos de funcionamiento más frecuentes en este tipo de motores, considerando condiciones estacionarias. El objetivo de los trabajos experimentales ha sido estudiar los efectos de la implementación de sistemas de recuperación de energía térmica residual en el vehículo, y en consecuencia, cuantificar el efecto del mismo en la eficiencia global del motor.

Resum

La recuperació de la potència tèrmica residual existent als motors de automoció, es mostra com una via per a l'augment de la seua eficiència. Molts estudis en la literatura han mostrat un potencial de recuperació de fins al 15 %, en la major part dels casos són estudis teòrics, en alguns son estudis realitzats en prototipus alimentats amb generadors de gasos, que simulen els gasos de escapament d'un motor en condicions estacionàries. L'objectiu principal de aquest treball, és la avaluació teòric- experimental del potencial de recuperació d'un sistema d'aprofitament d'energia tèrmica residual, mitjançant un cicle Rankine, aplicat a motors de combustió interna alternatius en condicions estacionàries de funcionament. La finalitat d'aquest sistema es aconseguir una millora en la eficiència dels motors de automoció, i la consegüent reducció en consum de combustible i en emissions de contaminants.

La metodologia que s'ha seguit per a realitzar el treball, combina activitats experimentals en banc d'assaig de motor, amb desenvolupament de estudis teòrics basats en models 0-D, per a la avaluació teòrica de diferents configuracions de cicle i fluids de treball. La interacció entre de les dues activitats, permet aconseguir els objectius plantejats.

Respecte als treballs teòrics, s'ha realitzat una metodologia que permet una avaluació senzilla i ordenada dels estudis de prestacions per a diferents fluids de treball, condicions de cicle i seqüència de fonts residuals a utilitzar, considerant cicle d'aprofitament amb naturalesa ideal. Posteriorment, s'ha realitzat un estudi de viabilitat tècnica de cicles Rankine, per a diferents motors, per tal d'obtenir informació de la tipologia dels elements constructius a utilitzar (expansors i intercanviadors), criteris de disseny i prestacions finals del cicle de recuperació, esperables en funció del fluid de treball utilitzat. La finalitat d'aquest treball es doble, d'una banda ha de servir com contribució sobre estudis teòrics de cicles Rankine com sistemes de recuperació, i de l'altra com estudis preliminars per a la instal·lació experimental de un cicle de recuperació, en un banc d'assaig que permet comparar las prestacions reals amb les obtingudes teòricament.

En la realització del treball experimental del ORC, s'ha dissenyat i construït una instal·lació experimental connectada amb un motor de benzina. Els estudis experimentals en els quals s'ha basat l'avaluació de la potencialitat del cicle, es basen en estudis de punts de funcionament més freqüents en aquest tipus de motors, considerant condicions estacionàries. L'objectiu dels treballs experimentals, és estudiar els efectes de la implementació de sistemes WHRS al vehicle i en conseqüència, quantificar l'eficiència global del motor.

Abstract Waste Heat Recovery (WHR) in waste heat sources of automotive engines has proved to be a path to increase its overall efficiency. Numerous works in the literature show the recovery potential of up to 15 %, but most of them are theoretical estimations, and only in some of them there are results from prototypes fed not with actual engine exhaust gases but steady flow generated in a gas-stand.

The main objective of this work was the theoretical-experimental evaluation of a waste heat recovery system based on a Rankine cycle, applied to automotive reciprocating internal combustion engines in steady conditions. The purpose of this system is to achieve an improvement in the overall efficiency of the automotive engine and a subsequent reduction in fuel consumption and pollutant emissions. The methodology followed to achieve the work combines theoretical studies based on 0-D models in order to evaluate the theoretical feasibility of different cycles and working fluids. The interaction between both activities have allowed attaining the indicated objectives.

Respect to the theoretical work, a methodology has been developed in order to evaluate easy and orderly the WHR system performance for different different working fluids, cycle conditions and waste heat sources temperatures. Subsequently, a technical feasibility was performed in order to obtain information about the construction elements (expanders and heat exchangers), design criteria and overall performance obtained. The purpose of these theoretical works are: firstly, they are an important contribution for the implemetantion of bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles, and secondly, the heat exchanger sizing and expander selection results were used to built a prototype in a test bench.

In order to perform an experimental evaluation of this kind of systems, an experimental ORC prototype has been designed and built and coupled to an automotive gasoline engine. The experimental studies, on which the evaluation of the potential of the cycle was based on most frequent operating points at engine steady operation. The goal of the experimental works was studying the ORC implementation effects on the automotive and, consecuently, quantify the overall engine efficiency.

*A mi familia...
a la que fue,
a la que es,
y a la que siempre será.*

Agradecimientos

Inicialmente, quisiera agradecer al Ministerio de Educación y Ciencia por la concesión de mi beca F.P.U, la cual ha sido un fuerte apoyo para la consecución de este trabajo de investigación. Posteriormente, agradecer a todo el personal del Departamento de Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de Valencia.

Agradecer a todos mis compañeros de doctorando a lo largo de estos años por su apoyo, amistad e intercambio de ideas que me ha resultado muy gratificante y fructífero desde un punto de vista tanto personal, como profesional: Arlingtong Paez, Pedro Cabrera, Neda, Andrés López, Luis Miguel García Cuevas, Petar Kleut y Lucia Royo.

Quiero agradecer la labor de dirección de tesis proporcionada por Vicente Dolz, puesto que considero que ha podido requerir un considerable esfuerzo por tratarse de la dirección de su primera tesis doctoral, y segundo por la temática del trabajo de investigación.

Además, quisiera mostrarme agradecido por el conocimiento que me han proporcionado José Ramón Serrano, cuya agudeza mental y apoyo personal me han resultado ser de un valor, y José Galindo, cuyas conversaciones y discusiones me han resultado realmente útiles para la consecución final de esta tesis doctoral. También quisiera agradecer a Guillermo Paniagua la oportunidad de haber podido realizar mi estancia en Von Karman Institute, lo que supuso una grata experiencia que me ha servido tanto personal como profesionalmente.

Finalmente y con mención especial, mostrar mi más profundo agradecimiento al melón, por su amor, lucha emocional sin igual, cariño incondicional, y disculparme por haberle robado tanto tiempo que nos pertenecía a ambos para poder realizar la redacción de este trabajo de investigación.

Valencia, febrero 2015

Índice general

1. Planteamiento del trabajo de investigación	1
1.1. Antecedentes y estado actual	1
1.2. Hipótesis y objetivos	3
1.3. Metodología	4
1.4. Referencias	7
2. Revisión bibliográfica	11
2.1. Situación energética actual	12
2.2. Evaluación energética de MCIA	13
2.2.1. Gases de escape	14
2.2.2. Calor disipado por agua de refrigeración	14
2.2.3. Calor disipado en la línea de EGR	15
2.2.4. Calor disipado por intercambiadores asociados a la so- brealimentación	15
2.3. Estado del arte de WHRS en MCIA	16
2.3.1. Sistemas de refrigeración en la línea de admisión	16
2.3.2. Sistemas basados en generación de potencia adicional	17
2.4. Estado del arte de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	20
2.4.1. Justificación	20
2.4.2. Selección de fluidos para ciclos Rankine como WHRS en MCIA	21
2.4.3. Estado del arte componentes de ciclos Rankine como WHRs en MCIA	27
2.4.4. Estado del arte de configuraciones de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	36
2.5. Resumen	38
2.6. Referencias	39
3. Evaluación termodinámica de ciclos Rankine ideales como WHRs en MCIA	47
3.1. Introducción	48

3.2.	Estudio termodinámico de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Configuración de una fuente residual	49
3.2.1.	Metodología	49
3.2.2.	Estudios termodinámicos de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Recuperación de una fuente residual	55
3.3.	Configuración de varias fuentes térmicas residuales	66
3.3.1.	Selección de MCIA	66
3.3.2.	Metodología	70
3.3.3.	Análisis termodinámico de diferentes configuraciones de ciclos con varias fuentes residuales. Casos prácticos .	73
3.4.	Resumen y conclusiones	89
3.5.	Referencias	91
4.	Estudio de viabilidad técnica de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	95
4.1.	Introducción	96
4.2.	Descripción de la metodología	97
4.3.	Estudio de viabilidad de sistema WHRS para motores en vehícu- los de carretera	114
4.3.1.	Descripción de los motores y criterios de diseño de WHRS	114
4.3.2.	Selección de las fuentes residuales	122
4.3.3.	Selección del fluido de trabajo	122
4.3.4.	Evaluación de potencia isentrópica de WHRS	122
4.3.5.	Selección de máquina expansora y efecto de irreversi- bilidades	130
4.3.6.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor	137
4.3.7.	Selección de elementos constructivos	147
4.4.	Resumen y Conclusiones	150
4.5.	Referencias	153
5.	Resultados experimentales de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	155
5.1.	Introducción	156
5.2.	Instalación experimental de ciclo Rankine como WHRS en MCIA	158
5.2.1.	Descripción de la instalación experimental WHRS	158
5.2.2.	Sistemas de medida y control de la instalación	167
5.2.3.	Descripción del procedimiento de ensayo	170
5.3.	Análisis termofluidodinámico del expansor	175
5.3.1.	Puntos de ensayo	175
5.3.2.	Análisis del diagrama indicado del expansor	176
5.3.3.	Potencia indicada, efectiva y rendimiento mecánico	184

5.4. Evaluación global de implementación de sistema de aprovechamiento	188
5.4.1. Justificación	188
5.4.2. Efectos de la integración del sistema WHRS en el vehículo	188
5.4.3. Aumento de potencia neta	188
5.5. Resumen y conclusiones	199
5.6. Referencias	200
6. Conclusiones y trabajos futuros	203
6.1. Principales aportaciones y conclusiones	203
6.1.1. Aportaciones obtenidas a partir del trabajo teórico . .	204
6.1.2. Aportaciones obtenidas a lo largo de la metodología experimental	207
6.2. Trabajos futuros	209
6.2.1. Desarrollo de trabajos teóricos futuros	209
6.2.2. Desarrollo de trabajos experimentales futuros	210
Índice bibliográfico	211
Índice de tablas	227
Índice de figuras	229

Relación de contenidos inhibidos

- La difusión del contenido del capítulo 5, con título "**Resultados experimentales de ciclos Rankine como WHRS en MCIA**", ha sido inhibida por motivos de confidencialidad.

Tabla de símbolos

Símbolos latinos

a_o	Velocidad del sonido en condiciones de salida de expansor (m s^{-1})
b	Altura de aleta (m)
ex	Exergía específica (kJ kg^{-1})
g	Aceleración gravedad (m s^{-2})
h	Entalpía específica (kJ kg^{-1})
h_s	Entalpía específica de salida de expansor en condiciones isentrópicas (kJ kg^{-1})
h_{ig}	Entalpía específica de evaporación (kJ kg^{-1})
h'_{ig}	Entalpía específica de evaporación corregida (kJ kg^{-1})
ht	Coefficiente de transferencia de calor individual de una sustancia ($\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
$ht_{evap,m}$	Coefficiente de transferencia de calor medio para un proceso de evaporación ($\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
ht_o	Coefficiente de transferencia global para una sustancia ($\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
$ht_{tp,cond,m}$	Coefficiente de transferencia medio para un proceso de condensación ($\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
f	Coefficiente de fricción ()
j	Factor de transferencia de calor individual ()
k	Conductividad térmica ($\text{kW } ^\circ\text{C}^{-1} \text{m}^{-1}$)
l^*	Altura de aleta (m)
m	Factor de forma de aleta (m^{-1})
m_{whrs}	Masa de sistema de recuperación de energía residual (kg)
n	Régimen de giro (rpm)
n	Referente al número de fuentes residuales disponibles
n_{off}	Distancia de offset entre aletas (rpm)
\dot{m}	Gasto másico (kg s^{-1})
p	Paso de la aleta (m)
mi	Presión media indicada (bar)
$ ''$	Ratio de transferencia de calor de cambio de fase por unidad de área (kW m^{-2})

s	Entropía específica ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
v	Velocidad m s^{-1}
v_{min}	Velocidad mínima del vehículo para proceso de disipación de calor (m s^{-1})
v_v	Velocidad del vehículo (m s^{-1})
x	Título de vapor líquido vapor (<i>two-phase</i>)
\dot{w}_c	Trabajo neto específico de ciclo (kJ kg^{-1})
z	Número de cilindros del expansor ()
A_o	Superficie mínima de paso de flujo (m^2)
A_{dp}	Área transversal mínima en el proceso de dimensionamiento impuesta por límite de máxima pérdida de presión (m^2)
A_{ht}	Superficie de transferencia de calor (m^2)
A_{piston}	Sección de pistón (m^2)
A_t	Superficie transversal de intercambiador de calor (m^2)
A_{vol}	Área transversal máxima en el proceso de dimensionamiento impuesta por límite de volumen máximo (m^2)
A_{vel}	Área transversal inicial en el proceso de dimensionamiento impuesta por límite de velocidad de convección forzada mínima (m^2)
A	Código para asignación de baja toxicidad según ASHRAE
B	Distancia entre el pistón pistón y la posición de media carrera respecto el eje y (m)
Bo	Número de ebullición nucleada ()
B	Código para asignación de alta toxicidad según ASHRAE
C	Capacidad calorífica ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
Co	Número de convección ()
E	Exergía total (kJ)
E	Coefficiente de correlación de Friedel ()
D	Diámetro (m)
D_e	Diámetro exterior de conducto de unión entre motor y ciclo de recuperación (m)
D_h	Diámetro hidráulico de una configuración (m)
D_i	Diámetro interior de conducto de unión entre motor y ciclo de recuperación (m)
D_s	Diámetro de expansor corregido ()
DT	Diferencia de temperatura mínima para proceso de transferencia de calor ($^{\circ}\text{C}$)
F	Coefficiente de correlación de Friedel
F_r	Coefficiente de resistencia a la rodadura de vehículo ()
G	Velocidad del flujo másico ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$)
H	Coefficiente correlación de Friedel ()
$I_{wf,cond}$	Dimensionalización de pérdidas de exergía del fluido de trabajo en condensador ()
K	Coefficiente de pérdida de presión ()

L	Longitud (m)
L_i	Longitud de conducto de unión entre motor y sistema de recuperación (m)
M	Número de Mach ()
M_e	Par efectivo medio medido en torquímetro (Nm)
N_{exp}	Velocidad angular de expansor (rad s^{-1})
N_s	Velocidad angular de máquina corregida ()
P	Presión (bar)
P_a	Presión media aguas arriba del expansor (bar)
P_b	Presión media aguas abajo del expansor (bar)
$P_{ins,camara}$	Presión instantánea en expansor (bar)
P^*	Presión adimensionalizada ()
Pr	Número de Prandtl ()
\dot{Q}	Potencia calorífica (kW)
R^2	coeficiente cuadrático de correlación
R_{plato}	Radio de disco basculante del expansor Swash-Plate (m)
R_w	Resistencia térmica de la pared de aleta ($^{\circ}\text{C kW}^{-1}$)
S	Distancia en el eje z de entre el pistón y el PMI (metre)
T	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
T_c	Temperatura de foco caliente ($^{\circ}\text{C}$)
T_f	Temperatura de foco frío ($^{\circ}\text{C}$)
U	Coefficiente global de transferencia de calor ($\text{kW m}^{-2} ^{\circ}\text{C}^{-1}$)
U_o	Velocidad lineal de punta de pala a la salida del rotor en una turbomáquina (m s^{-1})
V_T	Volumen total de expansor (m^3)
\dot{V}	Caudal volumétrico salida de expansor ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
W_e	Número de Webber ()
W_c	Integral del diagrama indicado (kJ)
\dot{W}	Potencia mecánica (kW)
$\dot{W}_{bomba,e}$	Potencia eléctrica consumida por bomba de compresión (kW)
\dot{W}_e	Potencia efectiva media de expansor (kW)
\dot{W}_f	Potencia térmica de fuente residual (kW)
\dot{W}_i	Potencia indicada de expansor (kW)
\dot{W}_{motor}	Potencia potencia mecánica producida por motor de referencia (kW)
\dot{W}_w	Aumento de potencia de resistencia a la rodadura (kW)
X	Fracción másica de etanol en mezcla etanol+aceite ()
X_{air}	Fracción másica de exceso aire respecto condiciones estequiométricas ()
X_{gasol}	Fracción másica de exceso de gasolina respecto condiciones estequiométricas ()
X_{esc}	Fracción másica de gases de escape ()
Y	Distancia respecto el eje y del Swash-plate respecto el PMI (m)
\dot{W}	Potencia (kW)

Subíndices

<i>ad</i>	Admisión
<i>agua</i>	Agua de refrigeración
<i>air</i>	Aire
<i>aprov</i>	Aprovechamiento de energía térmica residual
<i>bomba</i>	Bomba
<i>c</i>	Ciclo
<i>cond</i>	Condensación o condensador
<i>bombeo</i>	Bombeo de motor
<i>bomba</i>	Bomba de compresión
<i>d</i>	Disponible
<i>dis</i>	Disipación térmica en intercambiador
<i>esc</i>	Gases de escape
<i>evap</i>	Evaporador
<i>exp</i>	Expansor
<i>f</i>	Fuente residual
<i>fin</i>	Aleta
<i>gasol</i>	Gasolina
<i>go</i>	Vapor en condiciones saturadas
<i>global</i>	Referente a la implementación global del WHRS
<i>i</i>	Condición de entrada (<i>inlet</i>) (para condiciones termodinámicas)
<i>iso</i>	Isentrópico
<i>l</i>	Estado líquido
<i>lo</i>	Líquido en condiciones saturadas
<i>muerto</i>	Relativo al volumen muerto en pistón alternativo
<i>mec</i>	Asociado a pérdidas mecánicas
<i>mec</i>	Asociado a aumento de potencia mecánica del motor
<i>o</i>	Condición de salida (<i>outlet</i>)
<i>p</i>	Presión constante
<i>perdida</i>	Referencia a pérdida de exergía por no aprovechamiento de fuente residual
<i>pi</i>	Punto de funcionamiento de motor <i>i</i>
<i>q</i>	Número de ciclos termodinámicos acoplados
<i>ref</i>	Condiciones ambientales. Estado de referencia
<i>s</i>	Condiciones isentrópicas
<i>sob</i>	Sobrecalentamiento
<i>sys</i>	Global del sistema de recuperación
<i>tp</i>	Mezcla de dos fases líquido-vapor (<i>two-phase</i>)
<i>v</i>	Volumen constante
<i>w</i>	Pared (<i>wall</i>)
<i>wf</i>	Fluido de trabajo (<i>working fluid</i>)

<i>WHRS</i>	Ciclo de recuperación de energía residual (<i>Waste Heat Recovery System</i>)
<i>x</i>	Coordenada <i>x</i>
<i>y</i>	Coordenada <i>y</i>
<i>z</i>	Coordenada <i>z</i>
<i>FF</i>	Foco Frío
<i>FC</i>	Foco Caliente
1,2	Referente a cada sustancias que intervienen en el proceso de transferencia de calor

Superíndices

0	Condición inicial del estudio iterativo paramétrico
<i>max</i>	Condición máxima
<i>I</i>	Referente a la configuración de aprovechamiento con un único fluido de trabajo
<i>II</i>	Referente a configuración de aprovechamiento de ciclo binario

Símbolos y operadores matemáticos

α	Relación de áreas transversales en intercambiado ($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$)
β	Ángulo Swash-Plate ($^\circ$)
Δ	Incremento o Disminución
δ	Espesor de aleta (m)
δ_w	Espesor de la placa (m)
ϕ	Posición angular de pistón respecto el punto muerto superior ($^\circ$)
Π_{exp}	Relación de expansión ()
Π_b	Relación geométrica de alturas de aletas ()
$\Pi_{aire/wf}$	Relación caudal másico de aire de refrigeración y fluido de trabajo ()
η	Rendimiento ()
η_0	Eficiencia media de la aleta ()
μ	Viscosidad dinámica (Pa s^{-1})
ρ	Densidad (kg m^{-3})
φ	Coefficiente multiplicador de pérdida de presión en cambio de fase ()
σ	Relación entre sección libre de fluido y sección transversal ()
σ_i	Coefficiente de pérdida de presión debido al proceso de contracción a la entrada de un intercambiador ()
σ_o	Coefficiente de pérdida de presión debido al proceso de expansión a la salida de un intercambiador ()
τ	Relación de área de transferencia de calor por volumen ($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$)
ω	velocidad angular del disco de Swash-Plate (rad s^{-1})

Siglas

<i>rpm</i>	Revoluciones por minuto (rpm)
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire (<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>)

EGR	Recirculación de gases de escape (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
ETC	Ciclo Transitorio Europeo (<i>European Transient Cycle</i>)
FF	Foco Frío
FC	Foco Caliente
GWP	Potencial de Calentamiento Global (<i>Global Warming Potential</i>)
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
Mtoe	Millones de toneladas equivalentes de petróleo (<i>Million Tonnes of Oil Equivalent</i>)
NEDC	Nuevo ciclo de conducción europea (<i>New European Driving Cycle</i>)
ODP	Potencial de destrucción de la capa de ozono (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
ORC	Ciclo Orgánico de Rankine (<i>Organic Rankine Cycle</i>)
PC	Ordenador Personal (<i>Personal Computer</i>)
PID	Proporcional integral y derivativo
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
PP	Limitación en el proceso de transferencia de calor (<i>Pinch-Point</i>)
RC	Ciclo de Rankine (<i>Rankine Cycle</i>)
TGV	Turbina de geometría variable
WHRS	Sistema de recuperación de energía residual (<i>Waste Heat Recovery System</i>)
0-D	Cero-dimensional

Capítulo 1

Planteamiento del trabajo de investigación

Contenido

1.1. Antecedentes y estado actual	1
1.2. Hipótesis y objetivos	3
1.3. Metodología	4
1.4. Referencias	7

1.1. Antecedentes y estado actual

La búsqueda de sistemas energéticos más eficientes está cobrando un fuerte interés por parte de gobiernos e industrias [1], con el fin de desarrollar nuevos y mejores sistemas para la recuperación de diversas fuentes de energía residual. Una de las mayores fuentes de energía térmica residual, son los motores de combustión interna alternativos (MCIAs) empleados en diferentes tipos de medios de transporte (aéreo, marítimo, automóvil, etc), tal y como muestra la publicación de Eurostat en 2014 [2]. En los MCIAs, la conversión de energía mecánica es de aproximadamente un tercio respecto el poder calorífico del combustible. La energía restante es distribuida a los diferentes intercambiadores de calor existentes, o directamente emitida al exterior en forma de potencia calorífica de gases de escape. Como resultado, los MCIAs pueden presentar diversas fuentes térmicas de energía residual, que pueden ser aprovechadas para obtener potencia mecánica o eléctrica adicional mecánica [3], [4].

Realizando una revisión bibliográfica de la última década, han tenido lugar multitud de investigaciones basadas en ciclos de Rankine, [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], como sistemas de aprovechamiento de energía térmica residual. En dichas investigaciones, el desarrollo, diseño, y optimización de los ORCs como sistemas de recuperación de energía térmica residual, se ha basado fundamentalmente en el análisis de los siguientes aspectos [12]: 1) selección de fluido de trabajo, 2) características de fuentes térmicas residuales, 3) optimización de condiciones de funcionamiento de ciclo y 4) selección de máquina expansora.

1. La selección de un fluido de trabajo para un ciclo de Rankine, es un tema que ha sido objeto de un gran número de publicaciones a lo largo de los últimos años [9], [11]. Para realizar una correcta selección de fluido de trabajo se deben considerar los siguientes parámetros: a) densidad del vapor, b) baja viscosidad, c) conductividad térmica, d) aceptables presiones de trabajo, e) accesibilidad y coste razonable del fluido de trabajo, f) criterios ambientales y criterios de seguridad.
2. Respecto a propiedades de las fuentes residuales y la secuenciación de aprovechamiento, otros autores han analizado y propuesto diferentes configuraciones de aprovechamiento de fuentes residuales, que pueden presentarse en un MCIA tales como: gases de escape, agua de refrigeración, y demás enfriadores (EGR ¹), Intercooler y Aftercooler [9], [11], [12].
3. Los estudios respecto la optimización de condiciones de ciclo, se centran básicamente en la optimización de la presión de evaporación y condensación, y temperatura de sobrecalentamiento y subenfriamiento. Los investigadores Teng *et al.* [10] y Wang *et al.* [13], [14] concluyeron con sus trabajos, que el aumento de presión de evaporación siempre era favorable para el rendimiento del proceso de expansión debido a la menor destrucción de exergía en el proceso de intercambio de calor que tiene lugar en el proceso de evaporación. Respecto el análisis de la temperatura de sobrecalentamiento óptima en este tipo de sistemas, se concluyó que el sobrecalentamiento genera una disminución del rendimiento en sistemas con fluidos orgánicos de elevado peso molecular, mientras que para fluidos con bajo peso molecular, el efecto es beneficioso y necesario para evitar condensaciones en el proceso de expansión.
4. La correcta selección de la máquina expansora es imprescindible para obtener un buen rendimiento en el proceso de expansión en un siste-

¹del inglés Exhaust Gases Recirculation

ma de recuperación mediante ciclos de Rankine [15]. La selección de la tecnología para realizar dicha expansión, depende de las condiciones termodinámicas del ciclo y del caudal másico del fluido de trabajo. Principalmente existen dos tipos de máquinas expansoras: turbomáquinas y máquinas volumétricas. Al igual que en los sistemas tradicionales de refrigeración, las máquinas volumétricas son más apropiadas para sistemas de recuperación de pequeña escala debido a sus bajos caudales volumétricos, altas relaciones de expansión y velocidades de giro reducidas [16], [17]. Existen diferentes tipos de máquinas volumétricas: pistones lineales, expansores tipo scroll, tornillo y paletas. Cabe destacar, que los modelos y prototipos de expansores volumétricos utilizados como expansores de ciclos de Rankine como sistemas recuperadores de energía térmica residual, están basados en compresores existentes debidamente modificados [16], [17], [18], [19]. Las turbomáquinas en cambio, se utilizan para expansiones con elevados caudales volumétricos y relaciones de expansión no muy elevadas [20].

1.2. Hipótesis y objetivos

La hipótesis de partida del presente proyecto de investigación parte de la idea de que un ciclo de Rankine aplicado en cola de MCIA puede generar aumentos de potencia mecánica de hasta un 15 %, según resultados teóricos obtenidos en la bibliografía [13], [21], [22]. Si esta mejora teórica en la eficiencia global del MCIA se pudiera lograr experimentalmente, y se demostrara su viabilidad técnica, este sistema se convertiría en un producto muy interesante para ser explotado comercialmente por las empresas relacionadas con los motores de automoción. Debido a la existencia de un entorno con una búsqueda constante de la mejora en la eficiencia de los motores, reducción del consumo, e imposición normativas de emisiones contaminantes cada vez más estrictas, este sistema está cobrando actualmente un fuerte interés por parte de empresas y diseñadores de motores. Por otro lado, este sistema también presentaría múltiples posibilidades, combinándolo con otras tendencias actuales como puede ser la hibridación. Así pues, el objetivo principal del proyecto es la contribución al conocimiento y evaluación de la implementación de ciclos de Rankine como sistemas de aprovechamiento de energía residual en MCIA de automoción.

El presente trabajo de investigación persigue el logro de dos objetivos fundamentales:

- Profundizar en los estudios teóricos para la realización de estudios de viabilidad de sistemas de recuperación en MCIA basados en ciclos Ran-

kine, considerando restricciones y condiciones de operación aceptables que posibiliten su implementación final. Para ello, se requiere la realización de los siguientes objetivos parciales:

1. Obtener las distribuciones de recuperación de fuentes residuales óptimas de un WHRS ² en MCIA, en función del fluido de trabajo seleccionado.
 2. Mediante el desarrollo de una metodología para evaluación de técnica de WHRS en MCIA, obtener órdenes de magnitud de las prestaciones del ciclo de Rankine como WHRS, en función del fluido de trabajo, bajo limitaciones técnicas aceptables, y condiciones de funcionamiento de motor realistas.
 3. Obtener una relación de elementos y características generales de los diferentes elementos constructivos a utilizar (expansores e intercambiadores) en función del tipo de fluido y distribución de recuperación de energía y tamaño de motor.
- A través de resultados experimentales obtenidos mediante la ejecución de una instalación WHRS en MCIA, se persigue obtener los órdenes de magnitud de los diferentes aspectos que deben ser considerados para la implantación de un WHRS en MCIA. Dicho objetivo requiere la consecución de los siguientes objetivos parciales:
1. Conocer el comportamiento termofluidodinámico del fluido de trabajo en expansores diseñados para su utilización en ciclos Rankine como WHRS en MCIA.
 2. Obtener órdenes de magnitud del impacto global del ciclo Rankine como WHRS en función del punto de funcionamiento del motor seleccionado.

1.3. Metodología

Un correcto planteamiento y una buena definición de una metodología a seguir, son condiciones indispensables para alcanzar los objetivos que se han presentado en la sección anterior. Como todo trabajo de investigación, una vez decidido el tema a tratar y fijados los objetivos del estudio, el primer paso es realizar una revisión bibliográfica lo más exhaustiva posible con el fin de evaluar el estado del arte. En el caso del presente trabajo, la revisión

²del ingles *Waste Heat Recovery System*

bibliográfica se encuentra en el ámbito de la recuperación de energía térmica residual mediante ciclos Rankine. Los temas que comprende dicha revisión bibliográfica aparecen desarrollados en el capítulo 2. Estos son:

- Estudios teóricos sobre selección de fluido de trabajo para WHRS en MCIA basados en ciclos Rankine.
- Selección de elementos constructivos (enfocado principalmente al expansor e intercambiador) del ciclo Rankine.
- Estudios experimentales en banco de ensayo de ciclos Rankine como WHRS en MCIA.

Posteriormente, la metodología se bifurca inicialmente, al igual que los objetivos marcados, en dos metodologías diferenciadas: una primera de carácter teórico, y una segunda de carácter experimental.

La metodología teórica persigue profundizar en el conocimiento de las prestaciones teóricas que ofrecen los ciclos de Rankine como sistemas de recuperación en MCIA. Para ello, se desarrollará un modelo 0-D para la ejecución de las siguientes tareas:

- Analizar las prestaciones teóricas ofrecidas por diferentes sustancias como fluidos de trabajo en ciclos de Rankine. Para ello, se deberán analizar factores tales como, rendimiento isentrópico y rendimiento exergético para diferentes condiciones de funcionamiento de ciclo, y características de fuente de energía residual a recuperar. Posteriormente, se realizará un análisis comparando diferentes secuencias de aprovechamiento para analizar su idoneidad según el tipo de motor considerado y de fluido de trabajo. Los trabajos mencionados aparecen desarrollados a lo largo del capítulo 3.
- Desarrollar una metodología global para el análisis teórico de viabilidad técnica de ciclos de Rankine como WHRS en MCIA. La metodología permitirá abordar el problema de dicha recuperación (problema multivariable y multiobjetivo) de modo sencillo y eficaz. A lo largo de la metodología, se irán obteniendo importantes conclusiones sobre recuperación residual mediante un ciclo de Rankine, dependiendo del punto de funcionamiento de motor y del fluido de trabajo, tales como: 1) selección de tipo de intercambiador, 2) selección de máquina expansora, 3) selección de configuración de ciclo para cada tipo de motor, y 4) prestaciones globales del WHRS. La metodología y los trabajos más relevantes en su aplicación de diferentes MCIA aparecen descritos en el capítulo 4.

La metodología experimental persigue la obtención de conocimiento experimental de ciclos de recuperación en MCIA mediante ciclos Rankine. Para la consecución de dicho objetivo se necesita la realización de las siguientes tareas:

- A partir de la información obtenida de la revisión bibliográfica y de los trabajos teóricos obtenidos durante el estudio teórico de viabilidad técnica (selección de fluido, expansor, tipo de intercambiador, motor, etc), se ejecutará una instalación experimental que permita su evaluación experimental. La instalación experimental se trata de una instalación novedosa y capaz de controlar de forma precisa todas las variables que afectan al ciclo de aprovechamiento, así como medir los parámetros de interés. Los puntos de funcionamiento, tanto de motor como de ciclo de recuperación, se realizarán en condiciones estacionarias. Los puntos de motor serán representativos de la operación habitual del motor, de modo que la información obtenida sea relevante. La descripción de la instalación experimental y el procedimiento de ensayo aparece desarrollada en la primera parte del capítulo 5.
- Mediante la construcción de la instalación experimental, se realizarán los ensayos descritos en la primera parte del capítulo 5 con el fin de evaluar las prestaciones del sistema de recuperación ejecutado. El análisis de los resultados se centrará en dos aspectos: 1) comportamiento termofluidodinámico del fluido de trabajo en el expansor, y 2) prestaciones del ciclo de recuperación y efecto global del mismo en las prestaciones globales del motor bajo condiciones realistas de funcionamiento. El comportamiento termofluidodinámico del fluido de trabajo en el expansor se realizará mediante la obtención de los diagramas indicados del expansor, y de la potencia efectiva desarrollada en función de las condiciones de funcionamiento de motor y del ciclo de recuperación. Estos trabajos permiten la obtención del primer objetivo experimental descrito en la sección anterior. Dichos trabajos aparecen descritos en la segunda parte del capítulo 5. Para la obtención del segundo objetivo experimental, es decir, obtención de órdenes de magnitud de las prestaciones experimentales del ciclo WHRS, se realizará un análisis de la evaluación del rendimiento de ciclo de recuperación y del impacto global de la implementación del WHRS en las prestaciones del motor respecto su configuración original. Estos trabajos aparecen desarrollados en la segunda parte del capítulo 5.

Finalmente, para concluir la tesis, se realizará una recopilación de las conclusiones más importantes obtenidas a lo largo del trabajo de investigación.

Junto con las conclusiones se realizarán recomendaciones para la realización de trabajos futuros, con el fin de continuar con el trabajo de investigación. Estas conclusiones y trabajos futuros aparecen listados a lo largo del capítulo 6.

1.4. Referencias

- [1] M. Pavlas, M. Tous, L. Bebar y P. Stehlik. “Waste to energy - An evaluation of the enviromental impact.” En: *Applied Thermal Engineering* 20 (2010), págs. 2326-2332 (Cit. en pág. 1).
- [2] *Energy, transport and environment indicators*. Inf. téc. European Environment Agency (EEA), 2011. URL: <http://www.epp.eurostat.ec.europa.eu> (Cit. en págs. 1, 12, 13).
- [3] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz y T. Sánchez. “Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants”. En: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 2162-2170 (Cit. en págs. 1, 48, 100).
- [4] H. Wang, R. Peterson y T. Herron. “Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy* 223 (2009), págs. 863-872 (Cit. en págs. 1, 31, 33).
- [5] M. Bianchi y A. Pascale. “Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources”. En: *Applied Energy* 88 (2011), págs. 1500-1509 (Cit. en págs. 2, 20, 51).
- [6] D. Wei, X. Lu, Z. Lu y J. Gu. “Performace analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery”. En: *Power Conversion and Management* 48 (2007), págs. 1113-1119 (Cit. en pág. 2).
- [7] J. Roy, M. Mishra y A. Misra. “Parametric optmization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle”. En: *Energy* 35 (2010), págs. 5049-5062 (Cit. en pág. 2).
- [8] D. Arias, T. Shedd y R. Jester. “Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle.” En: *SAE Paper* 2006-01-1605 (2006) (Cit. en págs. 2, 25, 51).

-
- [9] H. Teng y G. Regner. "Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercriticals organic-fluid Rankine cycle". En: *SAE Paper 2006-01-3522* (2006) (Cit. en págs. 2, 16, 25, 36, 37).
- [10] H. Teng, G. Regner y C. Cowland. "Waste heat recovery of heavy duty diesel engines by organic Rankine cycle. Part I: hybrid system of diesel and Rankine engines". En: *SAE Paper 2007-01-0537* (2007) (Cit. en págs. 2, 13, 14, 19, 24).
- [11] H. Teng y G. Regner. "Improving fuel economy for HD Diesel engines with EHR Rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection." En: *SAE Paper 2009-01-2913* (2009) (Cit. en págs. 2, 36, 37).
- [12] S. Quoilin, V. Broek, S. Declaye, P. Dewallef y V. Lemort. "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle systems". En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), págs. 168-186 (Cit. en págs. 2, 20, 32).
- [13] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng y G. Shu. "A review of reresearch on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle". En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), págs. 2862-2871 (Cit. en págs. 2, 3, 19).
- [14] Z. Wang, N. Zhou, J. Guob y X. Wang. "Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat". En: *Energy* 40 (2012), págs. 107-115 (Cit. en págs. 2, 19).
- [15] S. Quoilin, V. Lemort y J. Lebrun. "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander". En: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1260-1268 (Cit. en págs. 3, 33).
- [16] R. Zanelli y D. Favart. "Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator". En: *Proceedings of 12th international compressor engineering conference at Purdue*. 1999 (Cit. en págs. 3).
- [17] T. Yanagisawa, M. Fukuta, Y. Orgi y T. Hikichi. "Performacnce of an oil-free scroll-type air expander". En: *Proceedings on the IMechE conference on compressors and theirs systems*. 2001 (Cit. en págs. 3).
- [18] B. Aoun y D. Clodic. "Theoretical and experimental study of an oil-free scroll type vapor expander". En: *Proceedings of the international compresor*. 2008 (Cit. en págs. 3).

-
- [19] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas y J. Lebrun. “Testing and modelling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle”. En: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), págs. 3094-3102 (Cit. en págs. 3, 33, 165, 182).
- [20] G. Pei, Y. Li, J. Li y J. Ji. “A High-Speed Micro Turbine for Organic Rankine Cycle”. En: *World Society of Sustainable Energy Technologies*. 2009 (Cit. en págs. 3, 31).
- [21] R. Chammas y D. Clodic. “Combined cycle for hybrid vehicles”. En: *SAE paper* 2005-01-1171 (2005) (Cit. en págs. 3, 14, 15, 19, 24, 25, 48).
- [22] T. Hung, T. Shai y S. Wang. “A review of organic Rankine cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat”. En: *Energy* 22 (1997), págs. 661-667 (Cit. en págs. 3, 14, 18, 19, 22, 23, 25, 58).

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

Contenido

2.1. Situación energética actual	12
2.2. Evaluación energética de MCIA	13
2.2.1. Gases de escape	14
2.2.2. Calor disipado por agua de refrigeración	14
2.2.3. Calor disipado en la línea de EGR	15
2.2.4. Calor disipado por intercambiadores asociados a la sobrealimentación	15
2.3. Estado del arte de WHRS en MCIA	16
2.3.1. Sistemas de refrigeración en la línea de admisión .	16
2.3.2. Sistemas basados en generación de potencia adi- cional	17
2.3.2.1. Ciclo Rankine	17
2.3.2.2. Ciclo Brayton	19
2.4. Estado del arte de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	20
2.4.1. Justificación	20
2.4.2. Selección de fluidos para ciclos Rankine como WHRS en MCIA	21
2.4.2.1. Aspectos del fluido de trabajo	21
2.4.2.2. Investigaciones sobre selección de fluidos de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	23
2.4.3. Estado del arte componentes de ciclos Rankine co- mo WHRS en MCIA	27

2.4.3.1. Intercambiadores de calor	27
2.4.3.2. Máquina expansora	31
2.4.4. Estado del arte de configuraciones de ciclos Rankine como WHRS en MCIA	36
2.5. Resumen	38
2.6. Referencias	39

2.1. Situación energética actual

Desde finales del siglo XX y comienzos del siglo XXI, el aumento de las necesidades energéticas mundiales ha experimentado un incremento a razón de un 2 % anual según la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [23]. La evolución de la demanda energética, a pesar de la crisis económica actual, se ha mantenido creciente sobre todo por la contribución de grandes potencias económicas emergentes como China, Rusia e India [23],[2]. Dicha tendencia aparece contrastada por publicaciones relacionadas con los problemas ambientales y de abastecimiento que ello implica [24]. En los países emergentes como China, el sector transporte todavía no representa más de un 13.5 % respecto el consumo de energía anual. Sin embargo, considerando las perspectivas socio-económicas debido al desarrollo actual del país, es esperable que este porcentaje se vea fuertemente incrementado a lo largo de la década 2010-2020 [24].

Respecto los países de UE (28) (28 miembros de la Unión Europea), el consumo de energía total ha sufrido ligeras variaciones entre 1999 y 2012 [2], tal y como muestra la figura 2.1, debido fundamentalmente a la actual situación de crisis económico-financiera. En la figura 2.1 de la derecha, se puede apreciar una ligera tendencia negativa del consumo de energía global en los últimos años. En cambio, el consumo asociado al sector transporte ha crecido alrededor de un 8 % entre el 1999 y 2012, tal y como muestra la gráfica de la derecha de la figura 2.1. En la misma figura se observa a su vez como el sector transporte representa aproximadamente un 30 % de la demanda energética del conjunto de UE (28).

Asociados a los consumos energéticos de cada sector productivo (sobre todo el de transporte e industria), se produce una potencia térmica residual de media y baja temperatura que por defecto se considera emitida al ambiente [25]. El interés por el desarrollo de diferentes WHRS se ha visto incrementado los últimos 12 años ([26],[27]) debido principalmente a: a) legislaciones ambientales cada vez mas restrictivas sobre reducción de partículas contami-

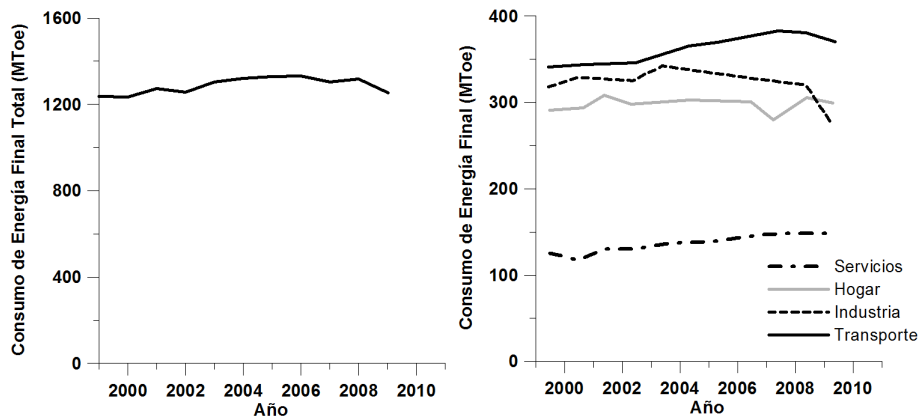


Figura 2.1: Consumo de energía en toneladas equivalentes de petróleo (MTOe) en UE(28) total (Izquierda) y dividido por sectores productivos (Derecha). Datos proporcionados por EUROSTAT2014 [2].

nantes y emisiones de CO_2 , y b) búsqueda en el sector industrial y transporte de sistemas cada vez más eficientes desde el punto de vista energético.

Las trabajos que se realizarán en el presente trabajo de investigación se centrarán en realizar contribuciones para el aprovechamiento de la energía térmica residual cuyo origen son MCIA de automoción.

2.2. Evaluación energética de MCIA

La eficiencia térmica de los MCIA difícilmente pueden presentar una eficiencia térmica mayor de un 42 % [10]. Esto significa que una gran cantidad de energía es disipada o emitida al medio, conformando un conjunto de diferentes fuentes térmicas residuales.

Las principales fuentes de potencia térmica residual existentes en un MCIA son:

- Gases de escape.
- Calor disipado por agua de refrigeración.
- Calor disipado por intercambiadores asociados a la sobrealimentación.
- Calor disipado en la línea de EGR.

2.2.1. Gases de escape

Los gases de escape evacuados por las válvulas, y posteriormente por el colector de escape, presentan una potencia térmica residual fácilmente recuperable por un WHRS para incrementar la potencia mecánica generada o para reducir el consumo de un motor [21]. En un MCIA, dependiendo del tipo de configuración de motor (aspiración natural o turbosobrealimentado), entre un 20 y un 40 % de la energía producida en el proceso de combustión es emitida en forma de calor sensible de los gases de escape [28].

Con el objetivo de recuperar las potencias disponibles de gases de escape, Chammas *et al.* [21] realizaron un análisis energético de gases un motor gasolina 1.4l de 4 cilindros y aspiración natural, obteniendo que las potencias disponibles de los gases de escape variaban entre 4.6 y 120 kW, dependiendo del punto de operación (1500 rpm y 25 % de carga y 4500 rpm y 100 % de carga respectivamente) considerando una temperatura de referencia de 20°C. Mediante dichos análisis, se podría esperar una generación de potencia entre 1.7 y 45 kW mediante un sistema de recuperación basado en un ciclo Rankine. Resultados similares, se obtuvieron con las investigaciones realizadas por Hatazawa *et al.* [29], Taylor [30], [31], Yu y Chau [32] y Yang [33], en los que el calor residual de los gases de escape generados por motores de gasolina (también de aspiración natural), representaban entre un 30-40 % de la potencia residual total del MCIA. De esta potencia térmica residual, entre un 12 y un 25 % podría ser utilizada para la generación de potencia eléctrica mediante sistemas termoeléctricos [31], [30].

Además de análisis energéticos de los gases de escape, se han realizado análisis exergéticos como los trabajos realizados por Hung *et al.* [22] y Larjola *et al.* [34], donde se describe que hasta un 50 % de la exergía de los gases de escape puede ser recuperada mediante un ciclo de Rankine ideal. Posteriormente, Teng *et al.*[10] evaluó exergéticamente los gases de escape respecto el régimen de giro para un motor diésel bajo condiciones de plena carga, concluyendo que la exergía disponible de los gases de escape, podría suponer hasta un 30 % de la potencia térmica residual disponible, lo que se traduce en posibles aumentos de potencia de motor de alrededor de un 10 % respecto la configuración original.

2.2.2. Calor disipado por agua de refrigeración

La potencia térmica residual disipada por el agua de refrigeración de las camisas del motor y del sistema de lubricación en un MCIA, presenta una fracción de la potencia residual total similar o superior a la de los gases de escape [28]. Ringler *et al.* [35] evaluaron la distribución de energía residual

promedio en el sistema de refrigeración y en los gases de escape para varios regímenes de giro en un motor diésel media cilindrada. Mediante el análisis de los resultados obtenidos, se concluyó que a velocidades de vehículo intermedias y bajas (bajo régimen y grado de carga), el agua de refrigeración se constituye como fuente residual con mayor contenido energético. En cambio a velocidades de vehículo elevadas, equivalentes a elevado grado de carga y régimen de giro, la mayor cantidad de energía residual aparece como calor sensible de los gases de escape. Chammas *et al.* [21] obtuvo una conclusión similar en el análisis del motor descrito en la subsección anterior. Para el punto 1500 rpm y 25 % de carga, obtuvo un 21 % de potencia residual de gases de escape frente 42 % de potencia de agua de refrigeración. En cambio esa proporción se invierte en regímenes cercanos a 4500 rpm y 100 % de grado de carga (44 % de potencia disponible gases de escape frente a 18 % de potencia disponible en agua de refrigeración).

2.2.3. Calor disipado en la línea de EGR

La recirculación de los gases en la entrada del motor, es la técnica más efectiva para la reducción de NO_x en motores diésel [36], [37], por lo que su implantación es total en todos motores existentes. Para impedir que la recirculación de los gases calientes del EGR reduzcan fuertemente el rendimiento volumétrico del motor, estos gases deben ser refrigerados mediante un intercambiador de calor. Este calor disipado también puede ser aprovechado por un WHRS.

La potencia térmica residual que representa el calor disipado en el enfriador del EGR no está muy presente en la literatura científica. Hountalas *et al.* [38], en 2012, realizaron los primeros estudios energéticos y exergéticos de un motor diésel para realizar un ciclo WHRS y evaluar la evolución de las prestaciones del mismo cuando se incorporaba el calor disipado en la línea de EGR. En dicho balance, realizado para un régimen (1700 rpm) y cuatro grados de carga (25-50-75-100 %), se obtuvo que la contribución energética del EGR oscilaba entre un 15-20% de la potencia residual total producida.

2.2.4. Calor disipado por intercambiadores asociados a la sobrealimentación

La turboalimentación está presente prácticamente en todos los motores diésel que se desarrollan en la actualidad, y consiste, en la colocación de uno o varios compresores en la línea de admisión, para aumentar la densidad del aire a la entrada del cilindro y poder incrementar el gasto de combustible

para unas mismas condiciones de dosado. Este hecho permite un aumento de potencia del motor sin necesidad de aumentar el tamaño del cilindro [39], [40], que a su vez, se traduce en un mayor rendimiento de ciclo al reducir las pérdidas por fricción y emisiones térmicas al ambiente [28]. La compresión del aire conduce a un aumento de temperatura, lo que requiere la colocación de un intercambiador de calor para mantener la densidad elevada del aire. Esta necesidad de enfriamiento del aire de admisión implica la posibilidad de aprovechamiento para un WHRS. Debido a la baja potencia térmica producida por dichos intercambiadores, y su bajo nivel de temperatura, dichas potencias térmicas pueden ser utilizadas como potencia térmica auxiliar para un WHRS que recupere otras fuentes térmicas de mayor potencia térmica disponible [41], [42]. Teng *et al.* [9] evaluó la potencia residual obtenida de los enfriadores de la línea de admisión de un motor diésel de camión. De dichos resultados se obtuvo que la potencia térmica residual asociada a dicha fuente puede representar hasta un 10 % de la potencia térmica residual total.

2.3. Estado del arte de WHRS en MCIA

El interés por el desarrollo de sistemas WHRS en MCIA está aumentando debido a las normativas anticontaminantes cada vez más restrictivas, y a la demanda de un mercado de productos cada vez más eficientes. En la actualidad existen multitud de WHRS aplicados a MCIA [25]. En esta sección se ha realizado una revisión bibliográfica de aquellos sistemas basados en la aplicación de ciclos termodinámicos. Las diferentes soluciones basadas en ciclos termodinámicos pueden agruparse en dos grupos:

- Sistemas de refrigeración en la línea de admisión.
- Sistemas basados en generación de potencia adicional.

2.3.1. Sistemas de refrigeración en la línea de admisión

Debido a la implantación de turbocompresión en MCIA, la temperatura de los gases en la entrada del pistón puede aumentar considerablemente en puntos de alto grado de carga, a pesar de la presencia de un intercambiador a la salida del compresor. Así, un sistema que logre un enfriamiento adicional mediante un ciclo de refrigeración, permitiría mayores eficiencias en consumo y una disminución de las tensiones térmicas y mecánicas en el motor [28].

El requerimiento fundamental que deben presentar los ciclos de refrigeración para este fin, es que la potencia necesaria para la etapa de compresión del líquido debe ser muy reducida. De este modo, los ciclos apropiados son

aquellos cuya etapa de compresión no se realice únicamente por un sistema de compresión mecánica. Los ciclos que presentan estas características son los sistemas de refrigeración tritéricos [43]. Los ciclos tritéricos constan de tres niveles de temperatura, y por lo tanto, de tres procesos de transferencia de calor claramente diferenciados: 1) el proceso de captación de energía térmica residual (por ejemplo: gases de escape) se emplea para la evaporación del fluido en la etapa de alta presión, 2) el proceso de evaporación del fluido en la etapa de baja presión se obtiene extrayendo energía térmica de los gases de admisión lo que genera su enfriamiento, y 3) para cerrar el ciclo, un proceso intermedio de condensación del fluido de trabajo a presión intermedia.

Actualmente los estudios de ciclos de refrigeración para el enfriamiento de la línea de escape se dividen en dos líneas de investigación:

- Ciclos de eyección en los cuales presión del fluido se incrementa por intercambio de energía cinética a través de un difusor [44], [45]. Uno de los primeros trabajos experimentales realizados por Kadunic *et al.* [44] en 2012 empleando esta técnica, han mostrado resultados satisfactorios para motores gasolina. En dichos trabajos se describen aumentos de eficiencia de motor de hasta un 10 % respecto de la configuración original enfriando los gases de entrada hasta una temperatura de -15°C . Ambos trabajos se basaban en la instalación de un ciclo de refrigeración que enfriaba los gases de admisión a temperaturas muy inferiores a la ambiente.
- Ciclos de absorción donde el fluido refrigerante se absorbe en un fluido en fase líquida, por lo que produce una reducción del trabajo necesario del proceso de compresión utilizando potencia térmica residual [46].

2.3.2. Sistemas basados en generación de potencia adicional

2.3.2.1. Ciclo Rankine

Un ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico de generación de potencia que consta de cuatro procesos fundamentalmente, como muestra la figura 2.2: a) compresión de un líquido desde un nivel de baja presión a otro de alta presión, b) evaporación del fluido por transferencia de calor de un foco caliente, c) expansión del vapor mediante un máquina expansora, en el que el fluido alcanza nuevamente el nivel de baja presión, y finalmente d) condensación del gas por un foco frío (FF) hasta alcanzar las condiciones iniciales del ciclo [47]. Tradicionalmente, el fluido de trabajo para el ciclo Rankine

ha sido el agua debido a su disponibilidad, presiones de ciclo aceptables en temperaturas de trabajo y elevadas temperaturas de trabajo [47].

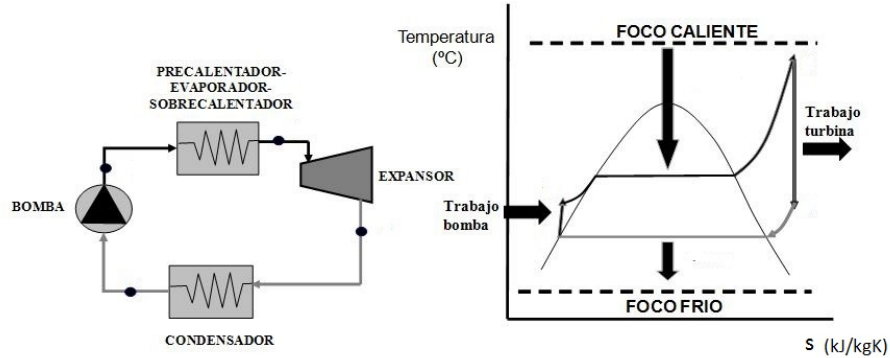


Figura 2.2: Izquierda: Esquema básico de los componentes constructivos de un ciclo Rankine. Derecha: Diagrama T-s de ciclo Rankine.

El ciclo de Rankine como WHRS, ofrece ventajas significativas respecto los otros sistemas de recuperación. Weerasinghe *et al.* [48] realizó una comparación entre las prestaciones de la implementación de un ciclo Rankine y la utilización de *turbocompounding*³). Mediante simulaciones numéricas, obtuvo que la solución de aprovechamiento de energía térmica residual mediante un ciclo Rankine ofrecía un ahorro de combustible de hasta un 9 %, frente a un 6.5 % empleando la técnica de *turbocompounding*. Además de las mejores prestaciones energéticas, Hountalas *et al.* enumeraron otras ventajas técnicas del ciclo Rankine tales como: 1) la posibilidad de utilización de un reservorio energético en forma de batería, y 2) un buen rendimiento en puntos de funcionamiento de motor con bajos grados de carga.

Para un WHRS basado en ciclos Rankine, la selección del fluido de trabajo es un factor fundamental que afecta directamente, tanto las prestaciones, como al coste de la instalación [35]. Dependiendo del fluido de trabajo, los ciclos Rankine pueden clasificarse en: a) ciclos de Rankine con agua, 2) ciclo orgánico de Rankine (ORC⁴).

Los ciclos ORC son los ciclos típicamente recuperadores, y presentan un alto porcentaje de calor recuperado para temperaturas residuales relativamente bajas. Los fluidos refrigerantes, hidrocarburos y otros fluidos con alto peso molecular son las sustancias comúnmente empleadas en los ciclos ORC [22].

³técnica basada en colocar una turbina adicional en la línea de escape para generación de potencia mecánica

⁴del inglés Organic Rankine Cycle

Algunos investigadores proponen la utilización de un ciclo supercrítico para reducir las irreversibilidades en el proceso de evaporación del fluido de trabajo, al reducir la diferencia de temperatura entre la sustancia y la fuente residual. Los trabajos más destacables en el empleo de ciclos supercríticos en este campo han sido: los desarrollados por Aleksandra *et al.* [49], Dai *et al.* [50], [51], Mago *et al.* [52] y Wanga *et al.* [14].

Existe otra variante de ciclo Rankine para el aprovechamiento de energía térmica residual denominado *triple-flash-point*. Este sistema consiste en utilizar un fluido en condiciones supercríticas para realizar el proceso de captación de potencia térmica residual eficientemente con bajas pérdidas exergéticas. Posteriormente, este fluido se separa en líquido saturado y vapor saturado a un nivel de presión inferior donde el fluido es expandido entre una relación de presión aceptable. Resultados teóricos ofrecidos por Ho *et al.* [53], muestran mejoras de aprovechamiento de la fuente residual de hasta un 15 % y rendimientos similares de ciclo Rankine tradicional. A pesar de ello, advierten de posibles complicaciones técnicas a la hora de su implementación.

Actualmente, tanto fabricantes de automóviles como investigadores, se decantan por los ciclos Rankine para abordar la recuperación residual en MCIA debido al gran potencial de recuperación teórico (alrededor de 10-15 % de aumento de potencia), [21], [22], [13]. A pesar de ello, debido tanto al escaso desarrollo de prototipos, como de la falta de un estado del arte sólido para la implementación en MCIA, hace que todavía sea necesario investigar en WHRS, tanto en aspectos técnicos (selección de expansor adecuado, intercambiadores, etc), como termodinámicos (fluidos de trabajo, condiciones de trabajo, etc) [13].

2.3.2.2. Ciclo Brayton

El ciclo Brayton ha sido considerado como una alternativa tecnológica para la recuperación de energías térmicas intermedias en aplicaciones industriales [10]. El uso de un ciclo Brayton como WHRS en MCIA, se inicia en los años 1980 motivados por su relativo bajo coste de instalación y de espacio [54]. Los ciclos Brayton necesitan temperaturas de gases muy elevadas para conseguir potencias netas en la turbocompresión positivas [47]. Song *et al.* [55] ha logrado obtener teóricamente aumentos de un 4 % la potencia generada del motor. Para ello, emplea un turbogrupo sobredimensionado para derivar parte de los gases de admisión al ciclo Brayton y así reducir la potencia necesaria para la compresión en el ciclo.

2.4. Estado del arte de ciclos Rankine como WHRS en MCIA

2.4.1. Justificación

La problemática de la optimización de ciclos de aprovechamiento se pone de manifiesto en la ausencia desarrollo de una tecnología única para la recuperación dentro del rango de temperaturas y potencias propio de los MCIA [25], [12]. Las diferentes soluciones tecnológicas desarrolladas, agrupadas en función de la temperatura de fuente residual y su potencia térmica disponible, aparecen representadas en la figura 2.3 que ha sido confeccionada, gracias a la recopilación de información realizada por Bianchi y Pascale [5], y Quiolin *et al.* [12]. Las tecnologías respresentadas son: ciclo Rankine con agua y ORC. La figura 2.3 muestra que la tecnología de ciclos Rankine está potentemente desarrollada para el aprovechamiento de fuentes residuales de temperaturas superiores a 800°C y grandes potencias térmicas de aprovechamiento. Los ciclos ORC, en cambio, están desarrollados para el aprovechamiento de potencia térmica residual con temperaturas inferiores a 350°C y grandes potencias (geotérmica, solar, etc). De este modo, el campo de aplicación de recuperación de potencia residual en motores no está todavía desarrollado, debido a la variedad de potencias y temperaturas existentes en las fuentes residuales de un MCIA. De este modo, la recuperación de energía en este tipo de aplicación todavía es fuente de estudios tanto teóricos como experimentales.

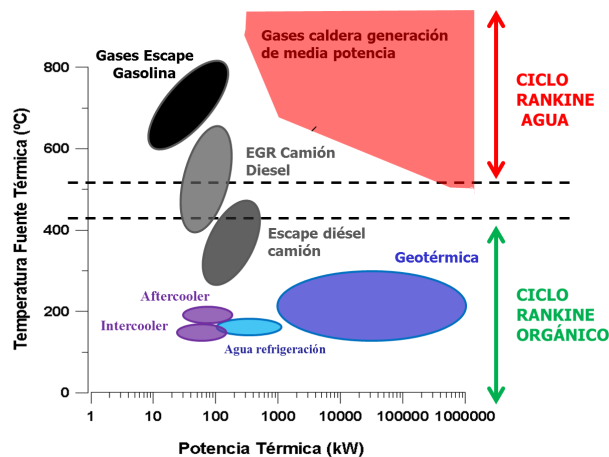


Figura 2.3: Rango de temperaturas de fuentes residual y potencias desarrolladas por sistemas existentes en la industria para ciclo Rankine con agua (calderas de generación de potencia) y ORC (centrales geotérmicas).

2.4.2. Selección de fluidos para ciclos Rankine como WHRS en MCIA

La selección del fluido de trabajo juega un papel imprescindible en un WSHR, y está fuertemente determinada el nivel térmico de la fuente residual a considerar [56]. Los grupos más utilizados como fluidos de trabajo son halocarbonos, HFC, hidrocarburos, amoníaco y agua. Para realizar una primera pre-selección de fluido de trabajo, se presta atención a algunas propiedades que deben ser consideradas.

2.4.2.1. Aspectos del fluido de trabajo

Los aspectos fundamentales, que son tenidos en cuenta en la selección de un fluido como fluido de trabajo en un ciclo Rankine como WHRS son:

- Estabilidad química en las condiciones de trabajo requeridas. Los fluidos orgánicos presentan problemas de descomposición y estabilidad química a temperaturas superiores a la temperatura crítica.
- Deben presentar una toxicidad baja y las características de inflamabilidad y explosividad deben ser próximas a cero. Las propiedades, atendiendo a la toxicidad, de los fluidos de trabajo más comunes aparecen reflejadas en la *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) Standard 34, en la define un código de designación y clasificaciones de fluidos de trabajo atendiendo a su seguridad con la letra **A** baja toxicidad y **B** alta toxicidad. Respecto criterios de explosividad e inflamabilidad ASHRAE define a los fluidos como: no inflamable (1), baja (2) y alta (3) inflamabilidad.
- Los fluidos deben ser respetuosos con el medio ambiente. Los efectos de estudio para realizar esta evaluación son básicamente dos: efecto de gas invernadero y potencial de destrucción de capa de ozono. Estos aspectos están respectivamente caracterizados por dos parámetros: 1) potencial de destrucción de capa de ozono (ODP), y 2) potencial de calentamiento global (GWP). Dichos parámetros deben ser nulos o bajos.
- Presión de línea de alta aceptable para no encarecer la instalación.
- Presión de línea de baja aceptable por dos aspectos: a) en los ciclos donde la presión de trabajo es muy baja, las pérdidas de presión se convierte en un aspecto crucial a reducir, y b) presiones de trabajo muy reducidas implican posibles filtraciones de aire atmosférico en el sistema.

- Deben presentar altas densidades de vapor. La selección del fluido afecta enormemente a los tamaños de intercambiador y expansor necesarios. Para ello, inicialmente, se persigue que el caudal del fluido del trabajo sea lo menor posible, sobre todo en su aplicación en vehículos de carretera, debido al reducido espacio disponible.
- Alta conductividad térmica para reducir el tamaño de los intercambiadores.
- El punto de congelación del fluido de trabajo debe ser muy inferior a las temperaturas de trabajo.
- Disponibilidad y coste del fluido de trabajo
- Curvas de vapor saturado positivas o isentrópicas en el diagrama T - s . Hung *et al.* [22] realizaron la primera clasificación de los fluidos de trabajo atendiendo a las condiciones del mismo tras un proceso de expansión isentrópico desde condiciones de vapor saturado. La clasificación consiste en tres tipos de curvas de vapor saturado en el diagrama T - s : 1) fluidos con pendientes o húmedos, 2) fluidos con pendiente positiva o secos, 3) fluidos pendiente isentrópica o infinita. Tal y como muestra la figura 2.4 a la izquierda, el agua presenta una curva de vapor saturado negativa en el diagrama T - s , lo que se traduce en condiciones de vapor húmedo en un proceso de expansión isentrópico, desde condiciones de vapor saturado. La mayoría de los fluidos orgánicos de elevado peso molecular son fluidos secos. El benceno, R113 y R245fa son los fluidos secos más representativos y presentan una línea de vapor saturado con pendiente positiva en el diagrama T - s . Para este tipo de fluidos, un proceso de expansión de vapor (sin sustracción de calor) siempre se encontrará situado en la zona de vapor sobrecalentado (región seca). Generalmente, los fluidos secos, son fluidos orgánicos con un elevado peso molecular y presentan mayores rendimientos de ciclo Rankine en expansiones desde condiciones de vapor saturado [22]. En cambio, los fluidos húmedos experimentan expansiones con condensación en el caso de expansiones isentrópicas desde condiciones de vapor saturado. A su vez, existe otra distinción de fluidos denominada fluidos isentrópicos, en los cuales la línea de vapor saturado presenta una pendiente prácticamente vertical. Los fluidos isentrópicos más conocidos son R11, R12 y R134a.

La figura 2.4 muestra la campana de saturación del R245fa, fluido orgánico muy utilizado en WHRS de baja temperatura [57]. El etanol presenta una curva de saturación con pendiente ligeramente positiva

(prácticamente isentrópica) en el diagrama T - s , por lo que no requiere elevados sobrecalentamientos para evitar condensaciones del vapor a la salida del expansor. Los fluidos secos, además, presentan entalpías de evaporación sustancialmente inferiores a las del agua, tal y como muestra el diagrama T - h de la figura 2.4, lo que se traduce en una restricción menor del aprovechamiento de la fuente residual para una temperatura de evaporación dada.

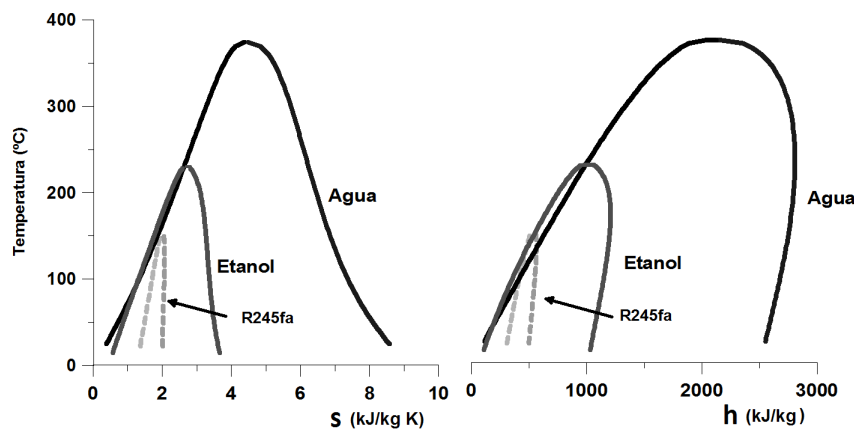


Figura 2.4: Comparación de campanas de saturación en diagramas T - s (izquierda) y T - h (derecha) para agua, etanol y R245fa.

2.4.2.2. Investigaciones sobre selección de fluidos de ciclos Rankine como WHRS en MCIA

Los primeros investigaciones sobre WHRS en MCIA, como se ha descrito anteriormente, fueron las realizadas en la década de los 70 [58], [59], [60] y [61]. En dichas investigaciones, el fluido de trabajo utilizado para el ciclo de recuperación era agua. Los primeros trabajos teóricos sobre la utilización de ciclos orgánicos como WHRS en MCIA fueron realizados por Chen *et al.* [62] en 1983. En sus trabajos teóricos introdujeron la posibilidad de un ciclo Rankine binario. La primera etapa recuperaba fuentes residuales de alta temperatura con un ciclo Rankine con agua, mientras que las fuentes residuales se recuperaban con un ORC utilizando R11 (disolvente orgánico) como fluido de trabajo. Mediante esta configuración se obtuvo una mejora teórica de un 15% en el consumo del motor.

Posteriormente, una década después, Hung *et al.* [22] realizó los primeros estudios sobre la selección de fluidos de trabajo para su utilización en ciclo Rankine como WHRS. En sus estudios, Hung *et al.* consideró diferentes

familias de fluidos (orgánicos e inorgánicos), y analizando sus propiedades termodinámicas, observó que los fluidos con curva de vapor saturado positiva mostraban saltos entálpicos relativamente bajos durante un proceso de expansión, en comparación con los fluidos húmedos. Este comportamiento, se traduce en ciclos que permiten expansiones en procesos de una sola etapa sin condensación, pero con mayores caudales másicos para una misma potencia desarrollada. Las conclusiones obtenidas por Hung *et al.* fueron similares a las obtenidas por Maizza y Maizza [63] y Vijayaraghavan *et al.* [64]. Fue a partir de estas investigaciones, cuando se inicia el entusiasmo de la utilización de fluidos refrigerantes como fluidos de trabajo para ciclos Rankine como WHRS.

Posteriormente, a principios de siglo XXI, Baley [65] considera de nuevo al agua como el fluido de trabajo con mejores prestaciones para sistemas WHRS en MCIA debido a sus propiedades ambientales, de seguridad y transferencia de calor. A pesar de ello, advierte de posibles inconvenientes de implementación técnica tales como, altos volúmenes específicos a presiones bajas, y alta corrosividad que podría mostrar sobre todo en condiciones de vapor sobrecalentado. A pesar de las grandes prestaciones teóricas que ofrecía el agua como fluido de trabajo para sistemas WHRS, en 2005, Chammas *et al.* [21] lista desventajas de carácter técnico sobre la utilización del agua como fluido de trabajo en ciclos Rankine como WHRS en MCIA tales como, bajas presiones (conclusiones compartidas un año después por Ringler *et al.* [35]) y elevados caudales volumétricos a la salida del expansor. Debido a estos inconvenientes, el empleo de agua para ciclos Rankine en pequeños sistemas WHRS en MCIA, podría implicar un sistema complejo y de gran tamaño. Por ello, Chammas *et al.* concluyen en sus estudios que los fluidos orgánicos debían ser considerados para definir el fluido de trabajo óptimo en el aprovechamiento de la potencia térmica residual en un MCIA. Adicionalmente, Ringler *et al.* [35] observó que los fluidos orgánicos no requerían sobrecalentamiento para exhibir altos rendimientos de ciclo, lo que permitía el aprovechamiento residual de temperaturas bajas (100-200°C). Una conclusión similar, obtuvieron Mago *et al.* [52] en sus investigaciones.

Un año después, en 2007, Teng *et al.* [10] clasificó finalmente a los fluidos de trabajo para ciclos Rankine en: 1) secos y 2) húmedos. En su trabajo, Teng *et al.* expuso que la característica primordial de los fluidos secos e isentrópicos para ciclos WHRS es evitar los posibles daños que pueden producir el impacto de las condensaciones del vapor contra los álabes de la turbina [10], [66]. Respecto el efecto de la temperatura de sobrecalentamiento, Teng *et al.* [10] advierte que puede estar limitada a la temperatura de estabilidad térmica. Los fluidos orgánicos presentan un límite de estabilidad térmica a temperaturas relativamente bajas [10], con valores muy próximos a la temperatura

crítica. Por ello, pueden sufrir descomposición y deterioros a temperaturas y presiones elevadas [21], [22]. En cambio el agua, debido a los enlaces de hidrógeno, presenta una temperatura máxima de trabajo muy elevada (alrededor de 2000°C) [67], por lo que no existe restricción de temperatura en su aplicación como fluido de trabajo en WHRS.

A partir de los estudios realizados por Verschoor *et al.* [68], donde afirmaron que la mayoría de las pérdidas de exergía en el proceso de transferencia de calor suceden en la transferencia entre la fuente de energía residual y el fluido de trabajo, sugieren el empleo de ciclos supercríticos orgánicos en WHRS para evitar dichas irreversibilidades sobre todo en su aplicación en instalaciones geotérmicas. En el estudio, Teng *et al.*[9] asegura que a través de una elección correcta del fluido de trabajo, puede minimizarse la diferencia de temperatura entre la fuente residual y el fluido de trabajo. A través de estos últimos trabajos, cuyo objetivo no era la recuperación térmica en MCIA, sino recuperación geotérmica, se concluyó que los fluidos más utilizados para temperaturas relativamente bajas eran los fluidos orgánicos en concreto R245fa, y R123. A pesar de ellos, las investigaciones advierten que el aumento de presión en la línea de alta podría encarecer la instalación.

Zhan *et al.* [66], al igual que Teng *et al.* [9], comparte el criterio de las expansiones secas, como aspecto positivo para fluidos orgánicos. Hung *et al.* [69] posteriormente, añadiría que este fenómeno, a su vez resta eficiencia al ciclo por reducir el área del ciclo en un diagrama T-s, y aumenta las necesidades de enfriamiento en el condensador.

Paralelamente a estas investigaciones, Arias *et al.* [8] y Endo *et al.* [70] volvieron a seleccionar el agua como mejor fluido de trabajo para WHRS en MCIA debido a sus buenas propiedades conductivas, a su temperatura crítica elevada la cual permite ciclos con altas temperaturas de ciclo, y por los tanto altos rendimientos obtenidos.

Ringler [35], en 2009, concluyó que el agua es el fluido de trabajo apropiado para recuperación térmica en MCIA. Los trabajos incluían un laxo desarrollo teórico con hipótesis de gas ideal. A través de este trabajo, el agua es considerado por Ringler como el mejor fluido de trabajo para la recuperación de fuentes térmicas entre 500°C y 800°C. A pesar de ello, puntualiza que su implantación podría estar en ocasiones limitada por restricciones técnicas o termodinámicas, puesto que en ocasiones no se pueden alcanzar los sobrecalentamientos necesario para la recuperación en un vehículo en condiciones parciales de funcionamiento. Ringler introdujo en estos estudios, la posibilidad de utilizar etanol en los sistemas de recuperación, puesto que exhibía prestaciones ligeramente inferiores a las del agua, pero con menos problemas de implantación técnicas a pesar de su carácter inflamable.

A partir de 2010, los estudios de análisis de fluido de trabajo incluyen la selección de fuentes residuales a aprovechar, debido a que el amplio margen de temperatura existentes en las fuentes residuales puede condicionar enormemente el fluido óptimo, como fueron los trabajos desarrollados por Quoilin *et al.* [25]. En dichos trabajos obtuvieron que la selección del fluido de trabajo está fuertemente determinada por la selección de fuentes residuales a recuperar. Espinosa *et al.* [71] (perteneciente al equipo de investigación de Lemort), realizó una comparación entre los fluidos de trabajo que estaban siendo contemplados en las últimas investigaciones para WHRS en MCIA. Posteriormente a esta investigación, se han desarrollado prototipos de ciclos [72] y se han realizado estudios teóricos sobre evaluación de WHRS en MCIA [73] considerando únicamente el R245fa. El trabajo de Espinosa *et al.* [71] está basado en trabajos paramétricos de estudios de ciclo ideal donde las restricciones impuestas, las hipótesis de expansiones isentrópicas, y las restricciones de condensación a la salida del expansor, hacen que las conclusiones obtenidas no sean del todo extrapolables a la realidad.

Esta conclusión está corroborada por los trabajos experimentales realizados por Seher *et al.* [74], en los cuales obtiene, mediante modelos ajustados experimentalmente, que las prestaciones del fluido agua y etanol son comparables entre sí, y superiores al de R245fa empleando máquinas expansoras volumétricas.

De este modo, se ha de destacar que la optimización de fluidos de trabajo para aplicaciones de WHRS está totalmente optimizada para el caso de temperaturas intermedias y de gran potencia. En cambio, para su empleo en MCIA, todavía no existe un criterio único de selección de fluido de trabajo, puesto que dependiendo de los condicionantes de los estudios, se pueden considerar como mejores fluidos el agua, R245fa o el etanol.

2.4.3. Estado del arte componentes de ciclos Rankine como WHRS en MCIA

Actualmente, ya existen algunos datos sobre características de algunos prototipos reales de ciclos Rankine como WHRS de gran potencia y baja temperatura, pero muy pocas con las características necesarias para poder ser implantadas en un MCIA.

Los elementos fundamentales, y además los mayores limitantes, de un ciclo Rankine en MCIA para WHRS son:

- Intercambiadores de calor.
- Máquina expansora.

2.4.3.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son elementos fundamentales para un ciclo Rankine, puesto que es donde se realizan los procesos de transferencia de calor necesarios para el funcionamiento del ciclo. Existen dos procesos de transferencia de calor fundamentales: 1) calentamiento y evaporación del fluido de trabajo del ciclo Rankine mediante enfriamiento de la fuente residual y 2) calentamiento del foco frío por condensación del fluido de trabajo del ciclo. Las potencias de transferencia y, en algunos casos, las bajas diferencias de temperaturas de focos entre puntos, hacen que la selección del tipo de intercambiador sea crucial para una implementación exitosa.

En la selección de los intercambiadores de calor en un WHRS, se deben considerar dos aspectos fundamentalmente:

- Tamaño y peso del intercambiador. Las soluciones de ORC deben ser soluciones compactas y ligeras, para poder ser introducidas sin grandes modificaciones en el vehículo.
- La pérdida de presión de la fuente residual (sobre todo en los gases de escape) debe ser muy reducida, puesto que aumenta el trabajo de bombeo que debe realizar el pistón lo que reduce la potencia neta desarrollada [28].

Uno de los intercambiadores de calor más utilizados son los intercambiadores de carcasa y tubos. Estos intercambiadores consisten en tubos por los que circula la fuente de calor. Estos tubos están alojados en un recipiente donde reside el fluido a calentar, tal y como muestra la figura 2.5a. Existen algunas técnicas para aumentar la transferencia de calor en este tipo

de intercambiadores como: colocación de aletas en los tubos y *baffles* y aumentar la porosidad de los materiales [75] para tiempo de residencia por parte del fluido de trabajo y la superficie de transferencia de calor respectivamente.

Uno de los primeros trabajos en el campo de selección de intercambiadores para WHRS, fueron los desarrollados por Kang *et al.* [76] donde utilizaron intercambiadores tipo tubo-carcasa para todos los intercambiadores del sistema. Evaluando las pérdidas de presión existentes en el condensador, y el aumento de tamaño que podrían suponer la reducción de dicha pérdida, decidió sustituirlos por intercambiadores de placas obteniendo soluciones más compactas.

Debido a las elevadas pérdidas de presión de los intercambiadores de carcasa y tubos, se deben considerar otro tipo de intercambiadores para diseñar el evaporador en un ciclo Rankine, tales como los intercambiadores tipo placas-aleta, representado en la figura 2.5b. Los intercambiadores placas-aleta utilizan un "sandwich" que contiene pasajes de aletas para aumentar la efectividad del intercambio al aumentar la superficie de contacto. Los diseños son de flujo cruzado y contracorriente, junto con diferentes configuraciones de aleta (aletas rectas, aletas de geometría ondulada, etc.).

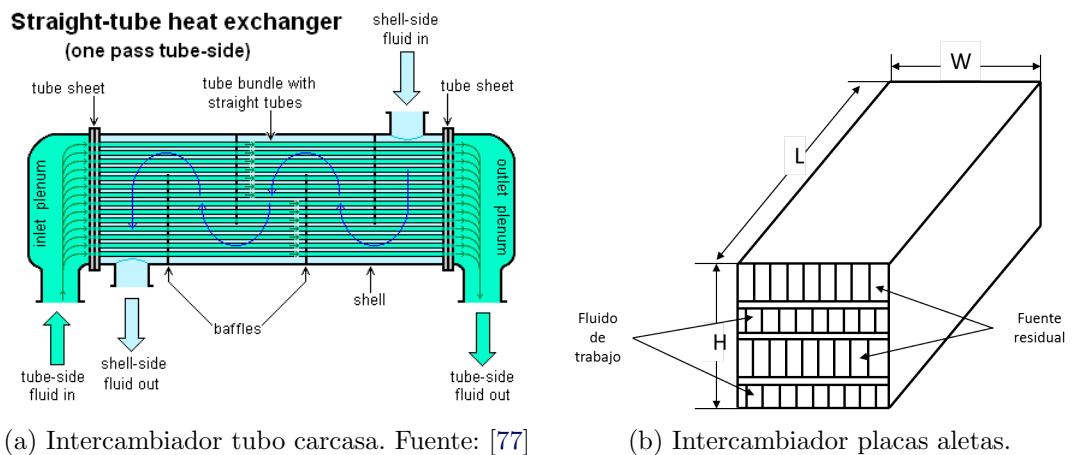


Figura 2.5: Ilustraciones de diferentes tipos de intercambiador utilizados en ciclo Rankine como WHRS en MCIA.

Muy pocos estudios se han centrado en la evaluación de tamaños de intercambiadores en un ciclo Rankine como WHRS para MCIA. Uno de los más importantes fue el desarrollado por Mavridou *et al.* [75] en 2010. En sus trabajos, se analizó teóricamente varios tipos de intercambiadores de la familias para su uso en un ciclo Rankine como WHRS en MCIA: a) carcasa y tubos, y b) placas aletas. Respecto el estudio de la familia de intercambia-

dores de tipo tubos carcasa, se consideró la configuración con tubo liso, tubo corrugado y con aletas; mientras que para la familia de de placas y aletas, se utilizó la configuración estándar junto con otras configuraciones que presentaban modificaciones de porosidad superficiales para aumentar el área de contacto. En este trabajo se evaluaba el tamaño total del intercambiador y la pérdida de presión generada en cada una de las corrientes. Los resultados más relevantes aparecen resumidos en la figura 2.6.

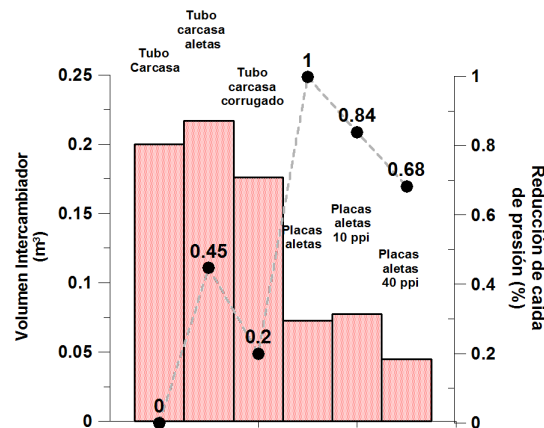


Figura 2.6: Resumen de los resultados teóricos realizados por Mavridou *et al.* [75]. Comparación de requerimientos de volumen (representado por barras) y pérdidas de presión (representado por puntos) para diferentes tipos de intercambiadores.

La línea de puntos de la figura 2.6 representa la pérdida de presión de los gases de escape para cada tipo de intercambiador considerado. La pérdida de presión se ha representado respecto el intercambiador de referencia tubo carcasa de tubo liso. Según muestra la figura 2.6, se puede observar como la solución más interesante respecto reducción de pérdida de presión es la solución de placas y aletas puesto que muestra una reducción del 99 % respecto la configuración de referencia de tubo carcasa lisa. Considerando el volumen requerido, las soluciones más compactas son las soluciones de placas y aletas con tratamiento superficial con 10 y 40 ppi (ppi)⁵, pero con dimensiones no muy distintas a las de placas y aletas convencional. De este modo, se puede concluir que los intercambiadores placas y aletas son perfectos para conseguir procesos de transferencia de calor con pérdida de presión reducida con pocos requerimientos de espacio y peso. Este aspecto convierte a los intercambia-

⁵del inglés *pores per inch*

dores placa aleta en la mejor solución de intercambio para un ciclo Rankine como WHRS en MCIA.

Respecto al diseño del condensador, no existe en la bibliografía científica estudios teóricos sobre su dimensionamiento y selección. Analizando los trabajos experimentales realizados para WHRS en MCIA, se observa que como condensador del ciclo, se utilizan intercambiadores de placas refrigerados por agua para reducir los requerimientos de espacio de la sala. Esta configuración no se puede considerar como realista, puesto que el calor sobrante del ciclo Rankine, independientemente de si el condensador va refrigerado por agua o por aire, deberá ser intercambiado con el último foco frío del sistema, es decir, el aire atmosférico. De este modo los requerimientos de espacio, pérdida de carga y potencia de convección necesaria deberían ser analizados con la misma profundidad que con el evaporador.

2.4.3.2. Máquina expansora

El expansor es el elemento que determina significativamente el modo en el que la energía de fluido se transforma en potencia mecánica. La selección de la máquina expansora depende de las condiciones termodinámicas de la sustancia la entrada y salida del mismo, restricciones de espacio, peso y durabilidad [78]. Dependiendo de dichas condiciones la máquina expansora seleccionada puede ser: a) una máquina de flujo continuo (turbina [79]), o una máquina volumétrica (expansor de tornillo [80], scroll [4], [81], [82], pistón alternativo [83], o pistón tipo "Swash-plate" [70]).

Turbomáquinas. Las turbinas son expansores de flujo continuo en el que no existe ningún volumen confinado, sino que existe un caudal volumétrico continuo que es expandido a lo largo de una máquina. Las turbinas tanto axiales o radiales, presentan ventajas respecto los expansores volumétricos, tales como estructura compacta y de fácil fabricación, un diseño simple, poco peso específico de instalación y alta eficiencia de conversión en condiciones de diseño [20]. Las turbinas en cambio, pueden presentar problemas a la hora de su implementación como expansores en sistemas WHRS, debido sus elevadas velocidades de giro (que implican utilización de reductoras para el uso directo de la potencia mecánica generada) y sus grandes caudales necesarios para obtener rendimientos aceptables [74], [84], [85].

Las turbomáquinas se dividen generalmente en dos tipos: turbinas axiales y radiales. En las turbinas el uso de fluidos de trabajo de peso molecular elevado implica variaciones sustanciales en su comportamiento respecto diseños tradicionales de turbinas de vapor [57]. La principal diferencia es que de los fluidos orgánicos en ciclos WHRS presentan velocidades del sonido bajas [57] y elevadas relaciones de expansión, por lo que el efecto de las ondas de choque, no debe ser despreciable para este tipo de máquinas.

Los trabajos más importantes respecto uso de turbomáquinas como expansores en ciclos Rankine como WHRS en MCIA, son los trabajos desarrollados por: 1) Cummins, Inc. [86] en el que se instalaba una turbomáquina a un motor diésel de camión, 2) Seher *et al.* [74] utilizó una turbina de acción de doble etapa con agua como fluido de trabajo, y exhibiendo un rendimiento isentrópico del 48 %, y 3) los realizados por Kang [76], donde utilizando una turbina radial con R245fa obteniendo una potencia mecánica de 30 kW (aplicación no motorística).

Expansores volumétricos. Los órdenes de magnitud del régimen de giro en un MCIA, similares a los regímenes de expansores volumétricos, convierten a éstos últimos en una solución constructiva aceptable para WHRS,

permitiendo el acople directo entre ambas máquinas. A pesar de ello, el empleo de expansores volumétricos presentan también ciertos problemas como la necesidad de lubricación [12]. Las soluciones propuestas para afrontar este problema son: a) instalar un separador de aceite a la salida del expansor y que lo conducirá de nuevo a la línea de succión del expansor, b) introducir el aceite de lubricación junto con el fluido de trabajo, c) utilizar expansores que no necesitan lubricación, pero presentan un bajo rendimiento volumétrico y un alto porcentaje de fugas debido a las altas tolerancias que existen entre las partes móviles) el expansor para reducir las fugas existentes [72].

Los tipos más importantes de expansores volumétricos que han sido utilizados como expansores en WHRS han sido:

- **Expansores rotativos.** El empleo de estos expansores está ganando interés para sistemas de baja escala por diferentes motivos: 1) no requiere la existencia de válvulas de levas, puesto que los procesos de carga y descarga vienen impuestos por las lumbreras, 2) presentan velocidades relativamente lentas de sus componentes (por lo que no requiere lubricación). En cambio, presentan la desventaja de que las pérdidas por fugas afectan dramáticamente al rendimiento del ciclo. El expansor rotativo más utilizado en las últimas investigaciones ha sido el expansor tipo scroll [12].

Los primeros expansores scroll de los que se tiene constancia para aplicaciones de recuperación residual, fueron desarrollados en 2007 utilizando R134a como fluido de trabajo. En dichos trabajos, realizados por Manolakos *et al.* [87], se obtuvieron unos rendimientos isentrópicos de 65 %. Simultáneamente, Kim *et al.* [88] utilizó en sus investigaciones el mismo tipo de expansor, obteniendo rendimientos isentrópicos de un 33% para temperaturas de trabajo cercanas a 150°C y considerando agua como fluido de trabajo. Un año después, Peterson *et al.* [82] mostraba en su tesis resultados con rendimientos isentrópicos no superiores a un 50 %, utilizando también R134a como fluido de trabajo.

Uno de los primeros trabajos experimentales con un fuerte análisis de la termo-fluidodinámico en expansores volumétricos, fueron los desarrollados por Mathias *et al.* [89] en 2009. En sus estudios comparaban dos tipos de expansores volumétricos rotativos, para evaluar la expansión de el fluido R123a. Los resultados obtuvieron rendimientos isentrópicos de hasta un 83-50 %, dependiendo de las condiciones de relación de expansión cercanas a diseño.

En 2010, Harada *et al.* [90] diseña un expansor scroll en su tesis, donde mostraba rendimientos isentrópicos cercanos al 87 % para potencias

generadas de 1kW con R245fa como fluido de trabajo. En el mismo año, Reid [91], desarrolló un expansor scroll con el fluido HFE-7000, con el que pretendía aprovechar una fuentes térmicas cercanas a 100°C y 150°C, usando este tipo de expansor. En sus resultados experimentales, se aprecian rendimientos isentrópicos cercanos a un 30 % con una generación de potencia de 3 kW.

Lemort y Quoilin *et al.* [19], [15] son los últimos investigadores de desarrollo de expansores scroll para WHRS en MClA que están obteniendo más frutos en sus trabajos actualmente. Las prestaciones del expansor scroll obtenidas por Lemort y Quolin (con rendimientos isentropicos próximos al 70 %), fueron confirmadas por los resultados obtenidos por Peterson *et al.* [82] y Wang *et al.* [4] a través de un demostrador en un amplio rango de velocidades de giro y relaciones de expansión. Uno de los últimos trabajos sobre expansores tipo scroll ha sido el realizado por Declaye *et al.* [72], donde que se utiliza el fluido R245fa como fluido de trabajo obteniendo rendimientos isentrópicos cercanos al 80 % debido al diseño de un expansor presurizado para evitar la existencia de fugas.

- **Expansores de lóbulos y paletas.** Las máquinas de lóbulos y paletas, presentan un funcionamiento muy simple y el proceso de fabricación sencillo [92]. Entre los trabajos de desarrollo de expansores de lóbulos y paletas como WHRS destaca la configuración propuesta por BMW en [93], en la se empleaban dos expansores de paletas que mostraban eficiencias de un 55 %, fácilmente mejorables con un mayor proceso de optimización. Posteriormente, en los trabajos realizados por Mikielewicz [94] en los cuales, utilizando el compresor de un taladro hidráulico, logró realizar procesos de expansión con un rendimiento isentrópico de hasta un 84 %. Motivados por las grandes prestaciones que presentaban este tipo de expansores, Tahir *et al.* [95] investigaron este tipo de expansores y obtuvo, para expansiones típicas en un proceso ORC, rendimientos isentrópicos de un 48 %.
- **Expansores tipo pistón.** En los expansores tipo pistón, los procesos de admisión, expansión y descarga tienen lugar en el mismo volumen, mientras que en los rotativos esto no ocurre. Los expansores de pistones, ofrecen menos fugas que los otros tipos de expansores. Otro factor a considerar en los expansores, es la necesidad de lubricación.

En la documentación científica no existen demasiadas investigaciones que empleen este tipo de expansores para sistemas WHRS. Honda [70], en 2007, diseñó un expansor tipo pistón axial mediante una bomba

de aceite y un motor generador acoplado axialmente al expansor. En dichos trabajos se obtuvieron aumentos de potencia de alrededor de un 13 % pero soportando presiones de entrada de expansor cercanas a 100 bar, exhibiendo un rendimiento isentrópico de 10 %, debido a la elevada relación de expansión experimentada. Seher *et al.* [74] utilizó un expansor lineal lubricado con agua como fluido de trabajo aplicado a un motor de camión, exhibiendo aumentos de potencia de un 5.3 % respecto la configuración de motor original con unos rendimientos isentrópicos de expansor de hasta un 65 %. Los últimos trabajos experimentales sobre expansores lineales fueron los realizados por Bracco *et al.* [96] que obtuvo resultados de rendimiento isentrópicos de (76 %) con el R245fa como fluido de trabajo.

A través de la revisión bibliográfica realizada y los trabajos de López *et al.* [97], se ha confeccionado la tabla 2.1. La tabla 2.1 sintetiza los diferentes desarrollos realizados a los largo de los últimos años respecto investigaciones sobre desarrollo de expansores para WHRS. En dicha tabla, se muestran las relaciones de expansión (Π_{exp}), presiones a la entrada y salida del expansor (P_i), potencia generada y rendimiento isentrópico (η_{iso}) de los expansores utilizados en las investigaciones mas relevantes de WHRS en MCIA. De la tabla cabe destacar, sobre todo, los trabajos desarrollados para expansores tipo scroll que presentan rendimientos máximos de alrededor de un 80 %, pero para fluidos de trabajo que según la revisión bibliográfica, todavía no se encuentran totalmente valorados por los investigadores, como fluidos de trabajo apropiados para WHRS en MCIA.

Tabla 2.1: Tabla resumen de los trabajos experimentales más destacables sobre expansores de ciclos Rankine como WHRS.

Tipo expensor	Año	Investigador principal	Fluido	Aplicación	P_i (bar)	Π_{exp} (%)	Potencia (kW)	η_{iso} (%)
Turbina	2006	Yagoub	HFE-301	Termosolar	2.2	1.1	1.5	85
			n-pentano	Termosolar	2.7	1.1	1.5	40
	2012	Seher	Agua	MCIA	35	-	9	48
Expansor lóbulos	2008	Freyman	Agua/etanol	MCIA	12	12	16	70
	2010	Mikielewicz	R123	Termosolar	6.3	-	1.93	84
	2010	Tahir	R245fa	Termosolar	-	-	48	-
Scroll	2007	Kim	Agua	-	13	11	11	33
		Manolakos	R134a	Termosolar	13	-	0.21	65
	2008	Peterson	R123	Termosolar	6	4	0.1	48
	2009	Mathias	R123	Termosolar	20.4	8	3.95	83
	2010	Harada	R245fa	-	-	4	1	87
		Reid	HFE-7100	-	-	5.9	5.5	1.18
Swash-plate	2011	Declaye	R245fa	MCIA	25	10	2.88	80
	2007	Endo	Agua	MCIA	7.8	100	-	10
	2012	Seher	Agua	MCIA	32	30	18.2	65
Pistón	2012	Bracco	R245fa	-	25	6	1.3	78

2.4.4. Estado del arte de configuraciones de ciclos Rankine como WHRS en MCIA

Una de las primeras configuraciones de ciclos Rankine como WHRS en MCIA, aparece reflejada en las investigaciones de Patel *et. al*[61], en 1976, en las que construyeron un prototipo para aprovechar los gases de escape en un motor 288 HD logrando una mejora de consumo de combustible de 12.5 % durante 450 km. Posteriormente en 1981, basado en las investigaciones realizadas por Thermo Electron Corporation, Heywood [98] estableció que se podría alcanzar una reducción del 10-15 % de combustible, de la recuperación de los gases de escape.

No fue hasta casi dos décadas después cuando se produjo de nuevo un interés por la implementación de ciclos Rankine en medios de transporte debido a la crisis energética. BMW, en 2005 [99], utilizó un ciclo binario denominado *TurboSteamer*, en un motor de gasolina generando un aumento de potencia de un 15 % respecto la configuración original. El sistema consistía en un ciclo Rankine de alta temperatura en el que recuperaba la potencia térmica residual de los gases de escape, combinado con un ciclo orgánico de baja temperatura que recupera la potencia térmica residual del condensador de alta y del sistema de refrigeración.

Teng *et al.* [9], en 2006, utilizó los gases de EGR y el agua de refrigeración de un motor de 8 cilindros para su empleo en un ciclo orgánico supercrítico con R245fa. El ciclo de recuperación, que aparece esquematizado en la figura 2.7, podía generar aumentos de potencia mecánica teóricos de hasta un 20 %. Posteriormente, Teng *et al.* [11] en 2009, analiza el comportamiento de agua y el etanol para la misma configuración de ciclo, y considerando 13 puntos de funcionamiento de motor, obteniendo un aumento teórico de potencia de mecánica promedio de un 5 %.

Posteriormente, Yamada *et al.* propuso un novedoso sistema de recuperación de energía para un MCIA alimentado por hidrógeno [100]. En esta configuración, el agua generada por la combustión del hidrógeno, es empleada como fluido de trabajo de un ciclo de Rankine abierto, mientras que los gases de combustión son utilizados para sobrecalentar el fluido. En estas configuraciones se lograban aumentos de potencia desarrollada de 2.9-3.7% en el motor en el rango de 1500-4500 rpm y plena carga.

Uno de los últimos trabajos experimentales de WHRS en MCIA, fueron los realizados por Seher *et al.* [74] en 2012. Seher *et al.* selecciona una configuración que aprovecha los gases de escape y la potencia térmica residual del EGR de un motor diésel. En la instalación, se emplea un expansor lineal con agua como fluido de trabajo y se compara con ciclo calculado teóricamente con etanol y turbina como máquina expansora. De sus investigaciones

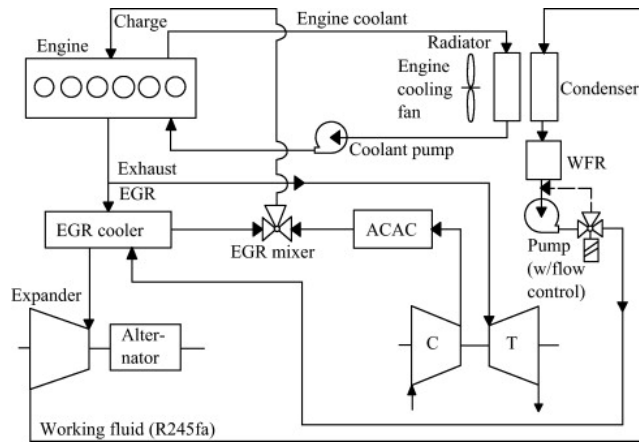


Figura 2.7: Configuración de sistema de recuperación considerado por Teng *et al.* [9].

se obtiene, que se puede alcanzar hasta un aumento de 5 % de la potencia desarrollada del motor.

De este modo, el desarrollo de prototipos para WHRS en MCIA a lo largo de los últimos 30 años, indican que esta solución implica unas mejoras de alrededor de un 5 % en *bsfc* (brake specific fuel consumption) [74], [11]. Por supuesto, esta solución todavía necesita un mayor nivel de desarrollo para salvar aspectos como: complejidad, tamaño, peso, durabilidad, etc.

2.5. Resumen

Realizando una exhaustiva revisión bibliográfica de las últimas dos décadas, han tenido lugar multitud de investigaciones basadas en ciclos de aprovechamiento residual, sobre todo de la solución mediante ciclos Rankine. En dichas investigaciones, la optimización de los ciclos Rankine como sistemas de recuperación de energía térmica residual, se ha basado fundamentalmente en los siguientes aspectos: 1) configuración del ciclo de recuperación y condiciones de funcionamiento, 2) selección de fluido de trabajo 4) selección de máquina expansora e intercambiador de calor.

Respecto la selección de fluido de trabajo, inicialmente se consideró el agua como el mejor fluido de trabajo para sistemas de recuperación. Posteriormente se desarrollaron en gran número de publicaciones, estudios teóricos de fluidos de trabajo óptimo para aplicaciones de recuperación pero con características no similares a los MCIA en los que se decantaban por fluidos orgánicos como mejor propuesta, siendo los más seleccionados el R245fa y R123 como mejores fluidos dependiendo del nivel térmico de las fuentes residuales. En los últimos tres años, abordando el problema de la recuperación en MCIA, las investigaciones se centran fundamentalmente en tres fluidos: agua, etanol y R245fa.

Respecto la selección de la tecnología para realizar dicha expansión, hay trabajos y prototipos en el mercado, sobre todo para aplicaciones de aprovechamiento de fuentes de media temperatura pero de grandes potencias (geotérmica, solar, biomasa, etc). Para este tipo de aplicaciones, las turbomáquinas parecen la mejor alternativa para el proceso de expansión. Los ciclos de recuperación para MCIA, implican temperaturas de ciclo más elevadas y caudales másicos muy pequeños, por lo que las máquinas volumétricas parecen la mejor solución. El empleo de máquinas volumétricas como expansores, todavía no está extendido, y varias investigaciones se están desarrollando actualmente para evaluar que tipo de máquina es más apropiada para la recuperación en MCIA.

Respecto las diferentes configuraciones de ciclo que se han estudiado, se obtiene que los gases de escape, es la energía residual más atractiva que presenta el motor debido a sus altas temperaturas. Las configuraciones que incluyen otras fuentes residuales, siempre y cuando no sacrifiquen la temperatura de evaporación, suponen importantes mejoras en el aumento de potencia del MCIA, aunque suponen instalaciones más grandes, pesadas y difíciles de controlar.

De este modo, se puede concluir que en este tipo de sistemas, ni la configuración de ciclo, ni la selección de fluido de trabajo, ni la selección de máquina expansora están totalmente definidas, por lo que fabricantes de este tipo de

tecnología, solicitan nuevos trabajos puesto que la solución ideal depende de gran medida de las condiciones de contorno definidas en el problema (condiciones de funcionamiento de motor, disponibilidad de espacio, complejidad del sistema, etc)

2.6. Referencias

- [2] *Energy, transport and environment indicators*. Inf. téc. European Environment Agency (EEA), 2011. URL: <http://www.epp.eurostat.ec.europa.eu> (Cit. en págs. 1, 12, 13).
- [4] H. Wang, R. Peterson y T. Herron. “Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy* 223 (2009), págs. 863-872 (Cit. en págs. 1, 31, 33).
- [5] M. Bianchi y A. Pascale. “Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources”. En: *Applied Energy* 88 (2011), págs. 1500-1509 (Cit. en págs. 2, 20, 51).
- [8] D. Arias, T. Shedd y R. Jester. “Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle.” En: *SAE Paper 2006-01-1605* (2006) (Cit. en págs. 2, 25, 51).
- [9] H. Teng y G. Regner. “Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercriticals organic-fluid Rankine cycle”. En: *SAE Paper 2006-01-3522* (2006) (Cit. en págs. 2, 16, 25, 36, 37).
- [10] H. Teng, G. Regner y C. Cowland. “Waste heat recovery of heavy duty diesel engines by organic Rankine cycle. Part I: hybrid system of diesel and Rankine engines”. En: *SAE Paper 2007-01-0537* (2007) (Cit. en págs. 2, 13, 14, 19, 24).
- [11] H. Teng y G. Regner. “Improving fuel economy for HD Diesel engines with EHR Rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection.” En: *SAE Paper 2009-01-2913* (2009) (Cit. en págs. 2, 36, 37).
- [12] S. Quoilin, V. Broek, S. Declaye, P. Dewallef y V. Lemort. “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle systems”. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), págs. 168-186 (Cit. en págs. 2, 20, 32).

- [13] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng y G. Shu. “A review of reresearch on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle”. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), págs. 2862-2871 (Cit. en págs. 2, 3, 19).
- [14] Z. Wang, N. Zhou, J. Guob y X. Wang. “Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat”. En: *Energy* 40 (2012), págs. 107-115 (Cit. en págs. 2, 19).
- [15] S. Quoilin, V. Lemort y J. Lebrun. “Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander”. En: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1260-1268 (Cit. en págs. 3, 33).
- [19] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas y J. Lebrun. “Testing and modelling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle”. En: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), págs. 3094-3102 (Cit. en págs. 3, 33, 165, 182).
- [20] G. Pei, Y. Li, J. Li y J. Ji. “A High-Speed Micro Turbine for Organic Rankine Cycle”. En: *World Society of Sustainable Energy Technologies*. 2009 (Cit. en págs. 3, 31).
- [21] R. Chammas y D. Clodic. “Combined cycle for hybrid vehicles”. En: *SAE paper* 2005-01-1171 (2005) (Cit. en págs. 3, 14, 15, 19, 24, 25, 48).
- [22] T. Hung, T. Shai y S. Wang. “A review of organic Rankine cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat”. En: *Energy* 22 (1997), págs. 661-667 (Cit. en págs. 3, 14, 18, 19, 22, 23, 25, 58).
- [23] IE. En: *www.IEA.org*. 2014 (Cit. en pág. 12).
- [24] S. Jia, H. Peng, S. Liu y X. Zhang. “Review of transportation and energy consumption related research”. En: *Journal of Transportation Systems Engineering and Information Technology* 9 (2009), págs. 6-16 (Cit. en pág. 12).
- [25] S. Quoilin y V. Lemort. “Technological and economical survey of organic Rankine cycle system”. En: *5th European conference economics and managements of energy in industry*. 2009 (Cit. en págs. 12, 16, 20, 26).
- [26] J. Wang, Y. Dai y L. Gao. “Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry”. En: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 941-948 (Cit. en pág. 12).

-
- [27] P. Nag y S. De. “Design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility.” En: *Applied Thermal Engineering* 17 (1997), págs. 385-391 (Cit. en pág. 12).
- [28] F. Payri y J. Desantes. *Motores de combustion interna alternativos*. Ed. por J. D. F. Payri. Universitat Politècnica de Valencia, 2011 (Cit. en págs. 14, 16, 27, 66, 72, 137, 147, 171, 179, 184, 185, 187).
- [29] M. Hatazawa, H. Sugita, T. Ogawa e Y. Seo. “Performance of a thermoacoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine.” En: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* 70 (2004), págs. 292-299 (Cit. en pág. 14).
- [30] C. Taylor. “Automobile engine tribology design considerations for efficiency and durability.” En: *Wear* 1 (1998), págs. 1-8 (Cit. en págs. 14, 48).
- [31] F. Stabler. “Automotive applications of high efficiency thermoelectrics”. En: *DARPA/ONR program review and DOE high efficiency thermoelectric workshop: SAN DIEGO, CA*. 2002 (Cit. en pág. 14).
- [32] C. Yu y K. Chau. “Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking”. En: *Energy Conversion and Management* 6 (2009), págs. 1506-1512 (Cit. en pág. 14).
- [33] J. Yang. “Potential applications of thermoelectric waste heat recovery in the automotive industry”. En: *International conference on thermoelectrics*. 2005, págs. 155-159 (Cit. en pág. 14).
- [34] J. Larjola. “Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)”. En: *International Procedure Economic* 41 (1995), págs. 227-235 (Cit. en pág. 14).
- [35] J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot y W. Hübner. “Rankine cycle for waste heat recovery of IC Engines”. En: *SAE Paper 2009-01-0174* (2009) (Cit. en págs. 14, 18, 24, 25).
- [36] D. Tomazic y A. Pfeifer. “Cooled EGR-a must or an option for 2002/04”. En: *SAE Paper 2002-01-0962* (2002) (Cit. en pág. 15).
- [37] J. Lazaro, J. Garcia-Bernad, C. Pérez, J. Galindo, H. Climent y F. Arnau. “Cooled EGR modulation: a strategy to meet EURO IV emission standards in automotive DI diesel engines”. En: *Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, PA (2002)* 2002-01-1154 (2002) (Cit. en pág. 15).

- [38] D. T. Hountalas, C. Katsanos y W. Knechtb. “Improvement of bottoming cycle efficiency and heat rejection for HD truck applications by utilization of EGR and CAC heat”. En: *Energy Conversion and Management* 53 (2012), págs. 19-32 (Cit. en pág. 15).
- [39] N. Baines. *Fundamentals of turbocharging*. Concepts NREC, 2005 (Cit. en pág. 16).
- [40] F. Payri, J. Benajes y J. Galindo. “One-dimensional fluid-dynamic model for catalytic converters in automotive engines”. En: *SAE Paper* 959785 (1995) (Cit. en págs. 16, 187, 191).
- [41] V. Dolz, R. Novella, A. García y J. Sánchez. “HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy”. En: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 269-278 (Cit. en págs. 16, 77, 122).
- [42] V. Macián, J. Serrano, V. Dolz y J. Sánchez. “Methodology to design a bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles. Study in a HDD engine”. En: *Applied Energy* 104 (2013), págs. 758-771 (Cit. en págs. 16, 73, 122, 130, 159).
- [43] M. Lapuerta y O. Armas. *Frío industrial y aire acondicionado*. Ed. por L. M. y A. O. Ediciones Castilla la Mancha, 2013 (Cit. en pág. 17).
- [44] S. Kadunic, T. Zegenhagen, F. Scherer, R. Baar y T. Ziegler. *Abwärmennutzung II (Heat 2Cool)*. Inf. téc. Heat to Cool, 2012 (Cit. en pág. 17).
- [45] C. Kadunic, F. Scherer, R. Baaar y T. Zegenhagen. *Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through and exhaust heat Driven cooling system*. Inf. téc. Heat to Cool, 2013 (Cit. en pág. 17).
- [46] A. Manzela, S. Hanriot, L. Gómez y J. Sodre. “Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system”. En: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1141-1148 (Cit. en pág. 17).
- [47] J. Clavell. *Termodinámica Técnica*. Ed. por AC. 1979 (Cit. en págs. 17-19, 55, 191).
- [48] W. Weeransinghe, R. Stobart y S. Hounsham. “Thermal efficiency improvement in high output diesel engine a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding”. En: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), págs. 2253-2256 (Cit. en pág. 18).

- [49] B. Aleksandra y N. Wladyslaw. “Maximizing the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant”. En: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), págs. 2047-2078 (Cit. en pág. 19).
- [50] Y. Dai y J. Wang. “Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”. En: *Emergu Conversion and Management* 50 (2009), págs. 576-582 (Cit. en pág. 19).
- [51] W. Gu, Y. Weng, Y. Wang y B. Zheng. “Theoretical and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery system. Part A”. En: *Journal of Power and Energy* 223 (2009), págs. 661-667 (Cit. en pág. 19).
- [52] P. Mago, L. Chamra, K. Srinivasan y C. Somayaji. “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”. En: *Applied Thermal Engineering* 29 (2007), págs. 1207-1217 (Cit. en págs. 19, 24).
- [53] T. Ho, S. Mao y R. Greif. “Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy”. En: *Energy* 42 (2012), págs. 213-223 (Cit. en pág. 19).
- [54] D. Sánchez, R. Chacarateguei, A. Muñoz y T. Sánchez. “A new concept for high temperature fuel cell hybrid systems using supercritical carbon dioxide”. En: *Journal of fuel cell science and technology* 2 (2009), pág. 021306 (Cit. en pág. 19).
- [55] B. Song, W. Zhuge, R. Zhao, Z. Zheng, Y. Zhan, Y. Uin e Y. Zhao. “An investigation of the performance of a Brayton cycle waste heat recovery system for turbocharged diesel engines”. En: *Journal of Mechanical Science and Technology* 27 (2013), págs. 1721-1729 (Cit. en pág. 19).
- [56] A. Borsukewicz-Gozdur y W. Nowak. “Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine-Cycle”. En: *Energy* 32 (2007), págs. 344-353 (Cit. en pág. 21).
- [57] J. Luján, J. Serrano, V. Dolz y J. Sánchez. “Model of the expansion process for R245fa in an Organic Rankine Cycle (ORC)”. En: *Applied Thermal Engineering* 40 (2012), págs. 248-257 (Cit. en págs. 22, 31).
- [58] E. Lodwing. “Performace of a 35-hp organic Rankine cycle exhaust gas powered system”. En: *SAE paper* 700160 (1970) (Cit. en pág. 23).

- [59] C. Leising, G. Purohitand, S. DeGrey y J. Finegold. “Waste heat recovery in truck engines”. En: *SAE paper* 780686 (1978) (Cit. en pág. 23).
- [60] E. Doyle, L. Dinanno y S. Kramer. “Installation of a diesel organic Rankine compound engine in Class-8 truck for a single-vehicle test”. En: *SAE Paper* 790646 (1979) (Cit. en pág. 23).
- [61] P. Patel y E. Doyle. “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine-cycle system”. En: *SAE paper* No.760343 (1976) (Cit. en págs. 23, 36).
- [62] S. Chen y R. Lin. “A review of engine advanced cycle and Rankine bottoming cycle and their loss evaluation”. En: *SAE Paper* 830124 (1983) (Cit. en pág. 23).
- [63] V. Maizza y A. Maizza. “Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems”. En: *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), págs. 381-390 (Cit. en pág. 24).
- [64] S. Vijayaraghavan y D. Goswami. “Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles”. En: *Energy* 20 (2005), págs. 295-303 (Cit. en pág. 24).
- [65] F. Baley. “The saturated liquid reservoir for energy storage in hybrid vehicles”. En: *Proceedings of the IMEChE automobile division southern centre conference on total vehicle technology challenging current thinking*. 2001 (Cit. en pág. 24).
- [66] X. Zhan, K. Zeng y M. He. “New technology of thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle gasoline engine”. En: *Proceedings of Asia-Pacific Power and energy engineering conference 2009*. 2009 (Cit. en págs. 24, 25).
- [67] W. H. Hames y D. L. Lide. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. 2009 (Cit. en pág. 25).
- [68] M. Verschoor y E. Brouwer. “Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles”. En: *Energy* 20 (1995), págs. 295-303 (Cit. en pág. 25).
- [69] T. Hung, S. Wang, C. Kuo, B. Pei y K. Tasai. “A study of organic working fluid on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”. En: *Energy* 35 (2010), págs. 1403-1411 (Cit. en pág. 25).
- [70] T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba y S. Ibaraki. “Study on maximizing exergy in automotive engines”. En: *SAE Paper* 2007-01-0257 (2007) (Cit. en págs. 25, 31, 33, 51).

- [71] N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quolin y B. Lombard. “Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling”. En: *Diesel International Conference and Exhibition*. 2010 (Cit. en págs. 26, 48, 51).
- [72] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillame y V. Lemort. “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid”. En: *Energy* 55 (2013), págs. 173-183 (Cit. en págs. 26, 32, 33).
- [73] Y. Guopen, G. Shu, H. Tian, H. Wei y L. Liu. “Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming organic rankine cycle of diesel engine”. En: *Energy* 51 (2013), págs. 291-290 (Cit. en págs. 26).
- [74] D. Seher, T. Lengenfelder y J. Gerhardt. “Waste Heat Recovery for comercial vehicles with a Rankine process”. En: *21th Achen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2012 (Cit. en págs. 26, 31, 34, 36, 37, 48, 51).
- [75] S. Mavridou, G. Mavropoulos, D. Bouris, D. Hountalas y G. Bergeles. “Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of art heat transfer enhancements”. En: *Applied Thermal Engineering*. 2010 (Cit. en págs. 28, 29, 103).
- [76] S. Kang. “Design and experimental study of ORC (Organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa as working fluid”. En: *Energy* 41 (2012), págs. 514-24 (Cit. en págs. 28, 31).
- [77] -. En: URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger (Cit. en págs. 28).
- [78] R. Stobart y R. Weerasinghe. “Heat recovery and bottoming cycles for SI and CI engines-a perpective.” En: *SAE Paper* 2006-01-0062 (2006) (Cit. en págs. 31).
- [79] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Ara y K. More. “Design and testing of the Organic Rankine Cycle”. En: *Energy* 23 (2001), págs. 239-251 (Cit. en págs. 31).
- [80] *OrganicRankine*. URL: <http://organicrankine.com> (Cit. en págs. 31).
- [81] X. Gao, L. Li, Y. Zhao y P. Shu. “Research on a scroll expander used for recovering work in a fuel cell”. En: *International Journal of Thermodynamics* 7 (2004), págs. 1-8 (Cit. en págs. 31).

- [82] B. Peterson, H. Wang y T. Herron. "Performance of a small-scale regenerative Rankine cycle employing a scroll expander". En: *Proceedings IMechE. Part:A. Journal Power and Energy*. 2008 (Cit. en págs. 31-33, 48).
- [83] M. Badami y M. Mura. "Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE)". En: *Energy* 34 (2009), págs. 1315-1324 (Cit. en pág. 31).
- [84] V. Lemort, S. Quolin y J. Lebrun. "Numerical simulation of a scroll expander for use in a Rankine cycle". En: *Proceedings of the 19th international compressor engineering conference at Purdue University*. 2008 (Cit. en págs. 31, 165, 179, 182).
- [85] D. Hountalas, C. Katsanos, D. Kouremenos y E. Rogdakis. "Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD Diesel engine applications". En: *International Journal of Alternative Propulsion* 1 (2007), págs. 228-249 (Cit. en págs. 31, 51, 105).
- [86] C. Nelson. "Exhaust Recovery Power". En: *DEER Conference*. 2008 (Cit. en pág. 31).
- [87] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis y G. Papadakis. "Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature organic Rankine cycle system coupled with a RO desalination unit". En: *Energy* 34 (2009), págs. 767-774 (Cit. en pág. 32).
- [88] H. Kim, J. Ahn, I.Park y P. Rha. "Scroll expander for power generation from a low-grade steam sources." En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2007 (Cit. en pág. 32).
- [89] J. Mathias, J. Johnston, J.Cao, K. Douglas y R. Christensen. "Experimental testing of gerotor and scroll expander used in energetic and exergetic modeling of an Organic Rankine Cycle". En: *Journal of Energy Resources Technology* 12 (2009), págs. 012201-1 (Cit. en pág. 32).
- [90] K. Harada. "Development of a small scale scroll expander". Tesis de lic. Oregon University State, 2010 (Cit. en pág. 32).
- [91] A. Reid. "Low temperature Power generation Usin HFE-7100 in a Rankine cycle". Tesis de lic. San Diego State University, 2010 (Cit. en pág. 33).

-
- [92] B. Yang, X. Peng, Z. He, B. Guo y Z. Xing. “Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander”. En: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), págs. 2289-2296 (Cit. en pág. 33).
- [93] R. Freymann, W. Strobl y A. Obieglo. “The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications.” En: *MTZ* 69 (2008), págs. 20-27 (Cit. en pág. 33).
- [94] D. Mikielwicz y J. Mikielwicz. “A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP”. En: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), págs. 2357-2362 (Cit. en pág. 33).
- [95] M. Tahir, Y. Mohd y T. Hoshino. “Efficiency of Compact Organic Rankine cycle system with rotatory-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery”. En: *International Journal of Civil and Environmental Engineering* 2 (2010) (Cit. en pág. 33).
- [96] R. Bracco, S. Clemente, D. Micheli y M. Reini. “Experimental tests and modelization of a domestic-scale Organic Rankine cycle”. En: *Proceedings of ECOS2012- International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and enviromental impact of energy systems*. 2012 (Cit. en pág. 34).
- [97] J. López, R. Douglas, G. McCullough y R. O’Shaughnessy. “Review of Rankine cycle systems components for hybrid engines waste heat recovery”. En: *SEA International* (2012), (Cit. en pág. 34).
- [98] J. Heywood. “Automotive engines and fuels: a review of future options”. En: *Prog. Energy Combustion Science* 7 (1981), págs. 155-184 (Cit. en pág. 36).
- [99] F. Bauer. “BMW revives steam power to save fuel”. En: *Automotive News* 12 (2005) (Cit. en pág. 36).
- [100] N. Yamada y M. Mohamad. “Efficiency of hydrogen internal combustion engine combined with open steam Rankine cycle recovering water and waste heat.” En: *International Journal Hydrogen Energy* 35 (2010), págs. 1430-1442 (Cit. en pág. 36).

Capítulo 3

Evaluación termodinámica de ciclos Rankine ideales como WHRS en MCIA

Contenido

3.1. Introducción	48
3.2. Estudio termodinámico de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Configuración de una fuente residual	49
3.2.1. Metodología	49
3.2.2. Estudios termodinámicos de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Recuperación de una fuente residual	55
3.2.2.1. Estudio energético	55
3.2.2.2. Estudio exergético	61
3.3. Configuración de varias fuentes térmicas residuales	66
3.3.1. Selección de MCIA	66
3.3.2. Metodología	70
3.3.3. Análisis termodinámico de diferentes configuraciones de ciclos con varias fuentes residuales. Casos prácticos	73
3.3.3.1. Aprovechamiento con todas las fuentes disponibles. Ciclo Simple	73
3.3.3.2. Aprovechamiento con todas las fuentes disponibles. Ciclo Binario	77

3.3.3.3. Solución aprovechamiento de fuentes de alta temperatura	81
3.4. Resumen y conclusiones	89
3.5. Referencias	91

3.1. Introducción

Tal y como se ha desarrollado en el capítulo anterior, el conjunto de los estudios teóricos sobre la evaluación de fluidos de trabajo para ciclos Rankine como WHRS es verdaderamente extenso. A lo largo de los últimos 5 años, se han desarrollado multitud de estudios teóricos cuyos objetivos eran definir cuales son las condiciones óptimas de punto de operación de ciclo, y el fluido de trabajo para desarrollar la mayor potencia neta de ciclo, en una multitud de casos de una única recuperación térmica residual [3], [82], [101]. La mayoría de los análisis teóricos de los ciclos Rankine como WHRS están enfocados en la recuperación de potencia con niveles térmicos próximos cercanos a las fuentes residuales geotérmicas (desde 60°C hasta 200 °C) [102], [103], [104], [105]. En cambio, el problema de recuperación de potencia térmica en un MCIA resulta más complejo debido a: 1) el número de fuentes residuales existentes, y 2) el amplio rango de temperaturas residuales existentes que pueden variar desde los 90°C (agua de refrigeración) hasta a 600 °C para motores diésel [21], llegando a ser incluso superiores en motores de gasolina [30]. Tal y como se ha demostrado en el capítulo 2, las configuraciones de ciclo obtenidas por los análisis de ciclos para recuperación en centrales geotérmicas y solar, y los prototipos desarrollados para recuperación de gases de escape en MCIA, son completamente distintas respecto tipo de ciclo termodinámico, fluido de trabajo óptimo, condiciones de operación y máquina expansora.

En el presente capítulo, se pretende realizar un estudio termodinámico global cuyas condiciones de contorno sean lo menos restrictivas posibles para realizar así, un análisis global de recuperación de energía térmica residual en MCIA. El estudio persigue la evaluación de las prestaciones ideales, sin considerar las diferentes irreversibilidades de los elementos constructivos del ciclo, que pueden ofrecer los diferentes fluidos discutidos actualmente como fluidos de trabajo de ciclos Rankine como WHRS en MCIA. Los fluidos seleccionados son los fluidos sobre los cuales, actualmente se está discutiendo su idoneidad en la aplicación de MCIA [21], [71], [74], es decir, agua, R245fa y etanol.

El presente capítulo se divide en dos partes:

- En la primera parte del capítulo se ha realizado un análisis termodinámico de las prestaciones de ciclo de Rankine con los diferentes fluidos de trabajo seleccionados como WHRS de una única fuente residual. El estudio se ha realizado sin considerar irreversibilidades internas del ciclo, es decir, irreversibilidades de los elementos constructivos del sistema. En el inicio de la primera parte, se desarrollará una metodología que permitirá realizar el estudio paramétrico necesario para obtener las configuraciones de ciclo óptimas para cada fluido de trabajo, considerando como variable de optimización la eficiencia global del sistema de recuperación. Posteriormente, se realizará un análisis energético y exergético de las configuraciones de ciclo óptimo obtenidas en el estudio paramétrico, para obtener conclusiones de las prestaciones de cada fluido de trabajo en función de la configuración de ciclo y temperatura de fuente térmica residual. Con este estudio se realizarán los primeros estudios preliminares necesarios para una instalación de WHRS en un motor instalado en un banco de ensayos existente.
- En la segunda parte del capítulo se describe un análisis de aprovechamiento de potencia residual aplicado a un motor real. Mediante dicho análisis se pretende recuperar diferentes secuencias de potencias residuales utilizando la metodología desarrollada en la primera parte del capítulo. El análisis de los resultados se basará principalmente en analizar la potencias netas de ciclo obtenidas e identificar los principales restricciones de recuperación de fuentes residuales en función del fluido de trabajo seleccionado, y de las diferentes secuencias de aprovechamiento de las fuentes residuales.

3.2. Estudio termodinámico de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Configuración de una fuente residual

3.2.1. Metodología

El análisis termodinámico que se ha realizado a lo largo de esta sección se basa en estudios de ciclo ideal cero dimensionales (0-D). Por ello, únicamente será necesario definir las variables termodinámicas del fluido de trabajo a la entrada y salida de los elementos fundamentales del ciclo Rankine. De este modo, y para facilitar los cálculos, todas las propiedades termodinámicas han sido obtenidas mediante interpolación a partir de la base de datos de FluidProp [106]. FluidProp es fruto de los trabajos desarrollados por Colonna *et*

al. [107] y recoge tanto condiciones de vapor sobrecalentado, vapor saturado y líquido subenfriado de las sustancias que se seleccionarán como fluido de trabajo (agua, etanol y R245fa).

Para estudiar la potencialidad de una sustancia como fluido de trabajo en un ciclo Rankine como WHRS, se realizará un estudio paramétrico de los factores de los cuales dependen las prestaciones energéticas del ciclo termodinámico, es decir, temperatura de condensación (T_{cond}), temperatura de evaporación (T_{evap}) y temperatura de sobrecalentamiento (T_{sobre}) y someterlo a la fuente residual a recuperar con una temperatura ($T_{f,i}$).

Para abordar la evaluación de los ciclos Rankine ideales que se van a realizar en el siguiente capítulo, se ha desarrollado la metodología, cuyo diagrama de flujo aparece representado en la figura 3.1.

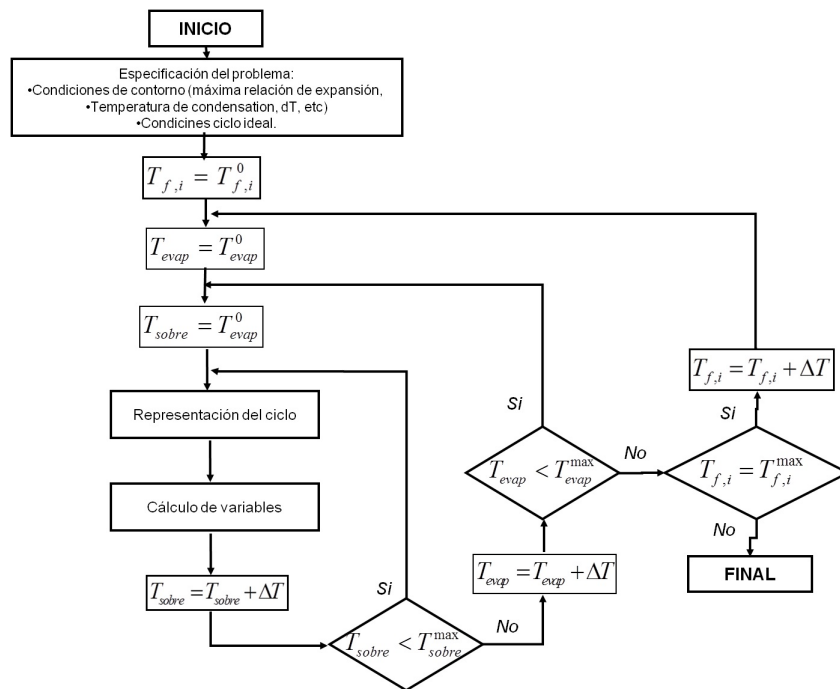


Figura 3.1: Esquema de metodología para estudio termodinámico de ciclos de Rankine ideales como WHRS para el aprovechamiento de una fuente residual.

La metodología propuesta presenta los siguientes pasos:

1. Especificaciones del Problema. En este primer paso de la metodología, se deben imponer las hipótesis y restricciones que se van a considerar a lo largo de todo el análisis. Las hipótesis que se van a considerar son:

- Los fluidos de trabajo que se han considerado para el estudio, son los fluidos que actualmente se están investigando y generan mayor interés tanto en investigadores como en fabricantes de automóviles, es decir : 1) agua [8], [70], 2) etanol [74] y 3) R245fa [71].
- Los ciclos considerados para el análisis termodinámico de ciclo Rankine ideal son ciclos subcríticos para evitar las presiones de trabajo elevadas en el proceso de evaporación.
- Las configuraciones estudiadas no presentan regeneración a la salida de expansor, puesto que no ofrecen ventajas significativas a nivel de potencia obtenida en este tipo de configuración con bajas temperaturas de ciclos, tal y como muestran las investigaciones teóricas desarrolladas por Bianchi *et al.* [5] y Vaja *et al.* [108]. Además constituyen un aumento significativo de complejidad del ciclo a la hora de una posible implantación.
- La diferencia de temperatura mínima para realizar el proceso de transferencia de calor entre dos corrientes, ha sido fijada a $DT_{cond}=15^{\circ}\text{C}$ para el intercambio de calor en el condensador [109], y $DT =10^{\circ}\text{C}$ para el resto de procesos de intercambio de calor [110]. DT en el proceso de evaporación es generalmente considerado como una de las restricciones más importantes que presentan los sistemas de recuperación de energía de baja temperatura residual existentes en la literatura [85]. Esta restricción, se denominará PP ⁶ [111], [112]. La restricción de PP generalmente, tiene lugar en condiciones de líquido saturado del fluido de trabajo tiene lugar en casos aprovechamientos de una única fuente residual, tal y como muestra la figura 3.2. Esta condición suele estar presente en los aprovechamientos de fuentes de baja temperatura o en ciclos cuyo fluido de trabajo presenta una elevada entalpía de evaporación. En la figura 3.2 se muestra el perfil de temperaturas del fluido de trabajo (línea continua delgada) y de la fuente de energía residual (línea gruesa y continua) a lo largo del proceso de transferencia de calor. Como muestra la figura 3.2, el aprovechamiento de la fuente residual (con temperatura $T_{f,i}$) y por lo tanto la temperatura de salida de la fuente ($T_{f,o}$), está fuertemente limitado por T_{evap} y DT en el proceso de evaporación.
- Las condiciones de foco frío (FF) para la realización de cálculos energéticos y exergéticos, han sido fijadas a $T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$ y $P_{ref} = 1$ bar. El FF no se considera un foco infinito, y se con-

⁶del inglés Pinch-Point

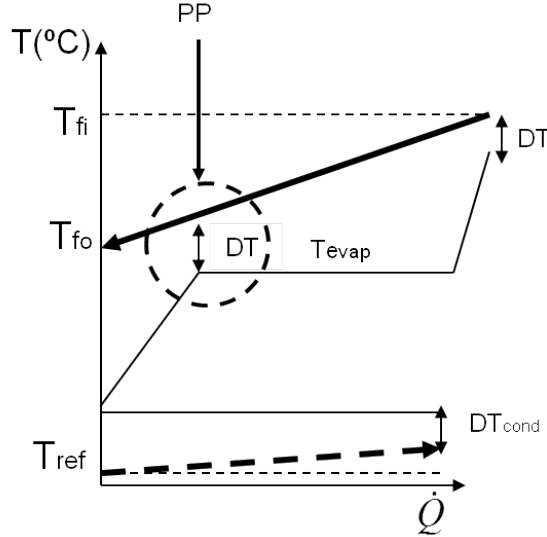


Figura 3.2: Perfil de temperaturas de ciclo de Rankine para el aprovechamiento de una única fuente residual.

sidera aire atmosférico; así, el cálculo del caudal másico de aire necesario para disipar el calor procedente del condensador se calcula considerando una diferencia de temperaturas entre el aire y el fluido de trabajo en condiciones de vapor saturado de 15°C . El calentamiento del aire atmosférico debido a la disipación de calor por condensador aparece reflejado en la figura 3.2 mediante trazo grueso discontinuo. La relación entre el caudal de fluido de trabajo y caudal de aire atmosférico ($\Pi_{wf/aire}$) para realizar el proceso de condensación, se define según la ecuación 3.1:

$$\Pi_{wf/aire} = \frac{C_{p_{FF}}(T_{FF,cond,o} - T_{FF,cond,i})}{\Delta h_{cond,wf}} \quad (3.1)$$

donde $C_{p_{FF}}$ es el calor específico del aire $= 1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, $T_{FF,cond,o}$ temperatura de salida del aire en el condensador, es decir, 15°C menor que la temperatura del condensador, $T_{FF,cond,i}$ temperatura inicial del FF en el condensador, es decir, 25°C y $\Delta h_{cond,wf}$ es la entalpía específica de condensación (kJ kg^{-1}). En el caso de ciclos con condiciones de vapor sobrecalentado a la salida del expansor, se verificará que la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el FF cumple la $DT=15^{\circ}\text{C}$.

- La fuente de energía residual ($T_{f,i}$) se ha variado desde 80°C hasta 600°C, para representar todo el rango de temperaturas de energía residual existentes en un MCIA. Este rango de temperaturas comprende desde la temperatura del aire de admisión a la entrada del Intercooler (en un motor sobrealimentado) hasta la temperatura de los gases de escape en un motor gasolina.
- Se considerarán dos valores de temperaturas de condensación (T_{cond}): 50°C y 100°C. El proceso de enfriamiento para ambos casos se realiza mediante enfriamiento directo frente a aire con condiciones de referencia. La selección de $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ se considera representativo como un proceso de condensación a una temperatura muy próxima al FF. En cambio, $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ se considera representativo para procesos de condensación producidos por el agua de refrigeración del motor, o procesos donde los límites de espacio requieren diferencias de temperaturas elevadas entre FF y fluido de trabajo en el proceso de condensación. Combinando las T_{cond} con los límites de presión máxima, relación de expansión máxima y propiedades termodinámicas de cada fluido, se obtienen las condiciones termodinámicas límite para cada estudio. Los límites de presión y temperatura de evaporación para cada sustancia aparecen listados en la tabla 3.1:

Tabla 3.1: Límites de condiciones en línea de alta presión para diferentes diferentes T_{cond} .

Fluido	T_{cond} (°C)	P_{cond} (bar)	$T_{evap,max}$ (°C)	$P_{evap,max}$ (bar)
Agua	50	0.13	136	3.23
	100	1	224	25
Etanol	50	0.32	140	8
	100	2.25	208	35
R245fa	50	3.68	150	35
	100	12.69	150	35

2. Se impone T_{evap} , T_{sobre} y $T_{f,i}$ inicial y se procede a representar el RC resultante. Inicialmente, no se considerará sobrecalentamiento, es decir, $T_{sobre}=T_{evap}$. Las consideraciones para la representación del ciclo son:
 - Los procesos de expansión y de compresión, se realizarán a lo largo de un proceso isentrópico, para evaluar la potencialidad termodinámica del ciclo al margen de las soluciones constructivas del

mismo. A pesar de considerar procesos isentrópicos, se ha considerado el límite de relación de expansión $\Pi_{exp,max}=25$, para reproducir dichas expansiones con un máximo de dos etapas de expansión con rendimiento isentrópicos aceptables.

- Las condiciones de entrada de bomba serán condiciones de líquido saturado.
 - No se han considerado ni pérdidas de presión ni de calor en conductos e intercambiadores.
 - Se considera aceptable un título de vapor (x) de 80 % a la salida del expansor.
3. Posteriormente, se procederá al cálculo de las variables dependientes que se persiga evaluar.
 4. Después de realizar los cálculos necesarios, se incrementa T_{sobre} y se repiten los cálculos realizados en el paso (3) hasta que la temperatura de sobrecalentamiento alcance un nivel máximo. Para el caso de agua se considerará 500°C para evitar problemas estructurales en los intercambiadores y para el etanol y R245fa se han impuesto temperaturas que no afecten a la estabilidad química de las mismas, es decir, 240°C y 150°C respectivamente.
 5. Si la T_{evap} alcanza el máximo impuesto, o por la fuente térmica, o por el criterio de estabilidad química, se incrementa la temperatura de evaporación y se actualiza al nuevo valor de T_{evap} tal y como muestra la figura 3.1. La temperatura de evaporación máxima estará impuesta por el criterio de mantener siempre una relación de expansión máxima de $\Pi_{exp,max} = 25$.
 6. Cuando T_{evap} supere el máximo impuesto, se incrementará la temperatura de fuente de energía residual repitiéndose de nuevo todo el bucle de temperaturas de ciclo.
 7. Finalmente se procesarán los resultados y se mostrarán los puntos de funcionamiento óptimos para cada ciclo impuesto por una T_{evap} y $T_{f,i}$. El criterio de optimización será el de mayor eficiencia de aprovechamiento (η_{aprov}) (concepto definido en la siguiente subsección).

3.2.2. Estudios termodinámicos de ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Recuperación de una fuente residual

Los aspectos más destacables para una análisis completo sobre las prestaciones termodinámicas de un RC como WHRS son:

- Estudios energéticos.
- Estudios exergéticos.

3.2.2.1. Estudio energético

Para poder realizar el cálculo de las diferentes prestaciones energéticas que ofrecen los diferentes fluidos de trabajo considerados (agua, etanol y R245fa) se utiliza el término clásico de rendimiento del ciclo [47] para el análisis termodinámico. El rendimiento de ciclo se define según la ecuación 3.2:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{WHRs}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{\left((h_{wf,exp,i} - h_{wf,exp,o}) - (h_{wf,bomba,o} - h_{wf,bomba,i}) \right)}{(h_{wf,exp,i} - h_{wf,bomba,o})} \quad (3.2)$$

donde \dot{W}_{WHRs} indica la potencia neta del ciclo, \dot{W}_{exp} y \dot{W}_{bomba} indican la potencia específica (kW) aportada o cedida por el fluido de trabajo en la expensor y bomba respectivamente, \dot{Q}_{evap} indica la potencia térmica absorbida (kW) por el fluido de trabajo incluyendo las fases de calentamiento del líquido, evaporación y sobrecalentamiento. $h_{wf,i}$ y $h_{wf,o}$ indican condiciones de entalpía específica (kJ kg^{-1}) de entrada y salida de entrada del fluido de trabajo.

El concepto de rendimiento de ciclo no es el único concepto necesario para el análisis de un WHRS, puesto que la energía consumida no presenta coste alguno. El concepto de la fracción de potencia residual recuperada por el WHRS respecto la potencia residual disponible de la fuente residual, se define como el aprovechamiento de ciclo WHRS según la ecuación 3.3:

$$\eta_{aprov} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f,ref}} = \frac{\dot{m}_f (h_{f,i} - h_{f,o})}{\dot{m}_f (h_{f,i} - h_{f,ref})} = \frac{(h_{f,i} - h_{f,o})}{(h_{f,i} - h_{f,ref})} \quad (3.3)$$

siendo \dot{Q}_f energía térmica de la fuente residual recuperada por el fluido de trabajo, y $Q_{f,ref}$ potencia térmica residual de la fuente residual respecto el estado de referencia, es decir, $T=25^\circ\text{C}$ y $P=1$ bar.

De este modo, se evaluará que porcentaje de la potencia disponible de la fuente térmica residual alimenta el ciclo de aprovechamiento energético.

Las fuentes residuales que pueden ser aprovechadas en una posible implementación son: a) gases de escape del motor, y b) agua de refrigeración. Si se considera que la fuente residual presenta un $C_p=\text{cte}$ la ecuación 3.3 puede escribirse como:

$$\eta_{aprov} = \frac{T_{f,i} - T_{f,o}}{T_{f,i} - T_{f,ref}} \quad (3.4)$$

De este modo, combinando la ecuación 3.2) y la ecuación 3.3, se puede definir como eficiencia global del ciclo de recuperación como:

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{W}_{exp} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{f,ref}} = \eta_c \times \eta_{aprov} \quad (3.5)$$

Tras la definición de concepto de η_c y de η_{aprov} se procede a realizar el estudio energético siguiendo las hipótesis enumeradas en el sección 3.2.1.

La figura 3.3, muestra una mapa de superficie donde se ha representado las tendencias del rendimiento de ciclo óptimo para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ y 100°C , para una T_{evap} y $T_{f,i}$ dada. En la figura, además, se ha representado η_{aprov} (línea continua roja). La línea punteada discontinua negra, marca la frontera de condiciones de ciclo en los que el PP, se sitúa en condiciones del de líquido saturado, o en condiciones de líquido subenfriado a la salida de la bomba. El rendimiento de ciclo aparece representado por la superficie 2-D en escala de grises obtenida mediante el método Kringing de interpolación [113]. Los puntos, tal y como se han mencionado en la sección 3.2.1, se corresponden con configuraciones óptimas de eficiencia global del sistema de recuperación η_{sys} (definida según la ecuación 3.5) desarrollada para una T_f, T_{evap} y T_{cond} dada. La imposición de T_{cond} implica una imposición de P_{cond} para cada fluido de trabajo.

Figura A1: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo Agua. $T_{cond}=50^\circ\text{C}$

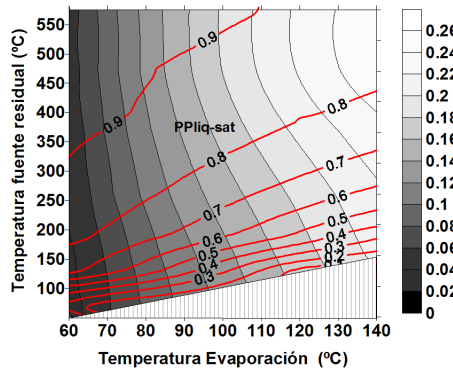


Figura A2: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo Agua. $T_{cond}=100^\circ\text{C}$

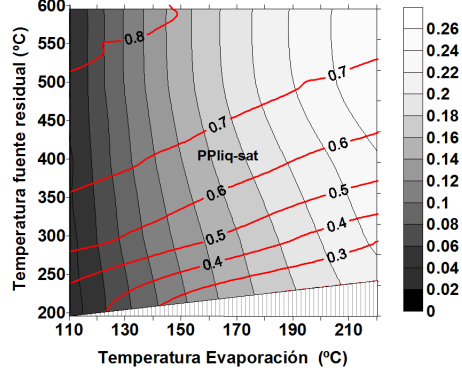


Figura B1: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo Etanol. $T_{cond}=50^\circ\text{C}$

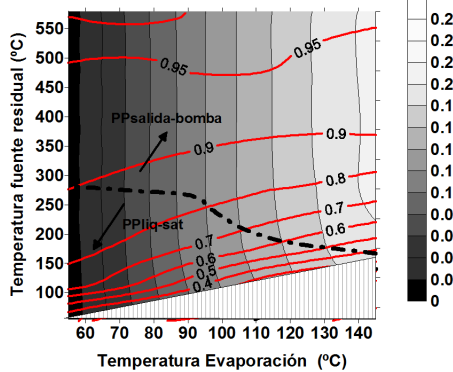


Figura B2: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo Etanol. $T_{cond}=100^\circ\text{C}$

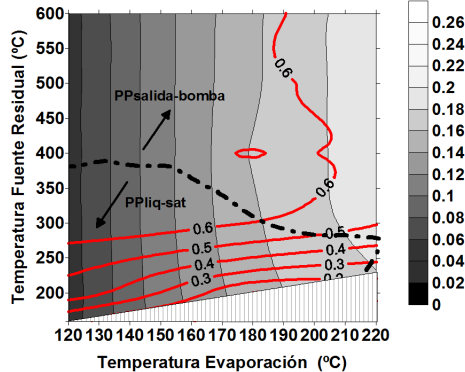


Figura C1: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo R245fa. $T_{cond}=50^\circ\text{C}$

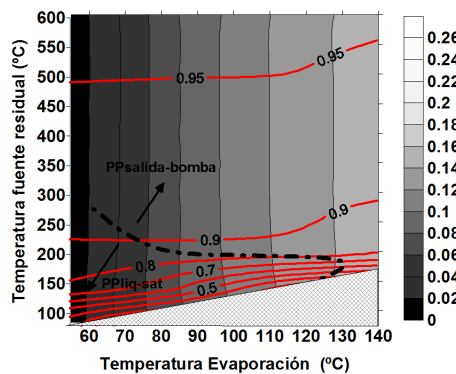


Figura C2: Rendimiento ciclo (η) y Aprovechamiento (η_{res})
Ciclo R245fa. $T_{cond}=100^\circ\text{C}$

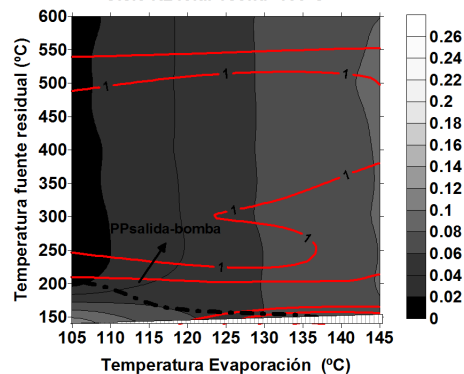


Figura 3.3: Distribución de rendimiento de ciclo y aprovechamiento de fuente de energía residual en función de la temperatura de evaporación para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ y 100°C .

En la gráfica A1 de la figura 3.3 se muestran las configuraciones óptimas para el ciclo de agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. Los puntos óptimos se corresponden a condiciones de T_{sobre} máximos posibles (limitados por $T_{f,i}$, es decir, $T_{sobre} = T_{f,i} - DT \leq 500^{\circ}\text{C}$). Según puede apreciarse en la figura, el rendimiento de ciclo de agua aumenta hasta una temperatura próxima a 500°C para una T_{evap} dada, debido a la imposición de temperatura máxima impuesto. Los puntos óptimos de ciclo para la configuración de etanol (gráfica B1) responden a la $T_{sobre} = T_{f,i} - DT \leq 230^{\circ}\text{C}$ correspondiente al límite de temperatura de estabilidad, por lo que a partir de dicha temperatura, el rendimiento de ciclo se mantiene constante para una T_{evap} dada. En cambio, para el ciclo con R245fa, gráfica C1, las condiciones óptimas de ciclo exhibían un nivel de sobrecalentamiento nulo tal y como aparece en la literatura [22].

A través de la gráfica A1 de la figura 3.3, se puede apreciar como para el ciclo de agua, rendimientos de ciclo aumentan al aumentar T_f puesto que aumenta la temperatura posible de T_{sobre} , y por lo tanto la temperatura media de proceso de alta presión aumentando así el rendimiento de ciclo. También muestra una tendencia positiva al variar T_{evap} por el mismo motivo. El rendimiento de ciclo para la configuración con etanol, gráfica B1, experimenta una tendencia positiva con $T_{f,i}$ hasta una temperatura de 250°C para una T_{evap} dada. A partir de esa temperatura, el ciclo alcanzado su T_{sobre} máxima (240°C), y por lo tanto no varía el rendimiento de ciclo al mantenerse constantes las condiciones de ciclo. Según muestra la gráfica C1, el rendimiento de ciclo del R245fa presenta un comportamiento similar al del etanol para $T_{f,i}$ elevadas puesto que no presenta una tendencia monótona creciente con la temperatura de fuentes residual. Cuantitativamente, el agua consigue mayores rendimientos de ciclo, próximos al 26 %, muy por encima del máximo observado por el R245fa (16 %). El etanol presenta un nivel intermedio entre ambos (próximo a 21 %).

El aprovechamiento para ciclos no muestra una tendencia similar a los rendimientos de ciclo. Para el ciclo de agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, puede observarse como para $T_{f,i}$ dada, el aprovechamiento disminuye al aumentar T_{evap} . Esta tendencia es obvia, puesto que el aumento T_{evap} limita la transferencia de calor puesto que, como indica la gráfica A1, todas las condiciones de ciclo presentan el PP en condiciones de líquido saturado debido a sus elevadas entalpías de evaporación, lo que restringe el aprovechamiento de fuente residual. El R245fa exhibe unos aprovechamientos de ciclo elevados (90-95 %) para prácticamente todas las $T_{f,i}$ mayores que 150°C (temperatura límite de estabilidad para R245fa), como muestra la gráfica C1, debido a que la localización del PP se encuentra en condiciones de líquido subenfriado a la salida de la bomba como muestra la gráfica (C1). Para $T_{f,i}$ inferiores a 300°C , el ciclo de R245fa presenta el PP en condiciones de líquido saturado lo que produce

aprovechamientos reducidos. El hecho de que ciclos con R245fa presenten la restricción PP en condiciones de líquido subenfriado en aprovechamiento de temperaturas elevadas, no está descrito en la literatura, debido a que su aprovechamiento está desarrollado para aprovechamientos de fuentes de baja temperatura. El etanol, tal y como muestra la figura 3.3, muestra un aprovechamiento intermedio entre el R245fa y agua. El ciclo de etanol, al igual el ciclo de R245fa, presenta la restricción de PP se sitúa en condiciones de líquido saturado para temperaturas inferiores a 300°C, y en condiciones de líquido subenfriado a la salida de bomba para temperaturas elevadas lo que produce aprovechamientos elevados (90-95 %).

Las gráficas A2, B2 y C2 de la figura 3.3 muestran el mismo estudio pero considerando para una $T_{cond}=100^\circ\text{C}$.

Inicialmente, se puede observar que el ciclo más afectado es el R245fa donde los rendimientos de ciclo, son inferiores al 10 %. El motivo es que configuración de R245fa y $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ presenta una $P_{cond}=12.69$, y por lo tanto, una relación de expansión máxima de 2.69 debido a la limitación impuesta de $P=35$ bar a en la línea de alta presión. El ciclo de agua para $T_{cond}=100^\circ\text{C}$, como muestra la gráfica C2, presenta máximos rendimientos de ciclo esperables para cada $T_{f,i}$, y éstos no varían sustancialmente. Este hecho se debe a que para las configuraciones de $T_{cond}=50$ y 100°C , se permiten relaciones de expansión máximas (25) dentro de los límites impuestos. De este modo, la selección de T_{cond} en la recuperación con agua de una única fuente residual estará supeditada a motivos técnicos (tamaño de intercambiador, disponibilidad de FF, etc). El etanol en cambio, se ve sensiblemente afectado en la selección de T_{cond} , puesto que se consiguen rendimientos máximos de ciclo de 18 % para cualquier $T_{f,i}$ para $T_{cond}=100^\circ\text{C}$, en lugar de 21 % para la configuración de $T_{cond}=50^\circ\text{C}$. De este modo, la selección de una T_{cond} con etanol como fluido de trabajo será una cuestión de compromiso entre potencia desarrollada y viabilidad técnica. Respecto el aprovechamiento de energía, éste se ve reducido visiblemente en todas los ciclos seleccionados debido a que T_{evap} se ha visto aumentada y por lo tanto el enfriamiento de la fuente residual ha sido menor. Analizando η_{sys} para $T_{cond}=100^\circ\text{C}$, se observa que para temperaturas de fuente residual inferiores a 450°C , el etanol ofrece mayores prestaciones que el agua para cualquier condición termodinámica de ciclo.

Como resultado de la combinación de η_c y η_{aprov} , se obtiene el valor de η_{sys} representado en la figura 3.4 indicando la potencia de ciclo obtenida por potencia térmica disponible. Como muestra la figura para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (figura de la izquierda), el agua presenta la mayor potencia mecánica recuperada por potencia térmica disponible, para temperaturas de fuente residual superiores a 350°C dentro del rango de T_{evap} y las hipótesis consideradas. Para temperaturas de fuente residual inferiores de 350°C existen dos zonas diferenciadas.

Condiciones de ciclo con sobrecalentamientos reducidos muestran mayores η_{sys} para la configuración de R245fa, mientras que el agua muestra mejores prestaciones para temperaturas que permiten sobrecalentamientos elevados. Como muestra la figura 3.3, el ciclo de etanol muestra η_{sys} intermedios entre ambas sustancias, por lo que no se considera fluido de trabajo óptimo para ninguna condición de ciclo ni fuente térmica residual. La figura de la derecha representa η_{sys} para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. Según muestran los resultados, los fluidos de trabajo óptimos para dicha configuración son agua y etanol. A diferencia de la configuración con $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, el reducido aprovechamiento producido por la elevada T_{evap} , y la elevada entalpía de evaporación del agua, hacen que el etanol sea considerado como fluido óptimo para temperaturas de fuente residual inferiores a 450°C para todo el rango de T_{evap} consideradas. A su vez, el etanol también presenta η_{sys} superiores al agua para temperaturas de fuente superiores a 450°C pero en condiciones de T_{evap} reducidas, lo que no se consideran condiciones de ciclo interesantes debido a sus bajos rendimientos de ciclo.

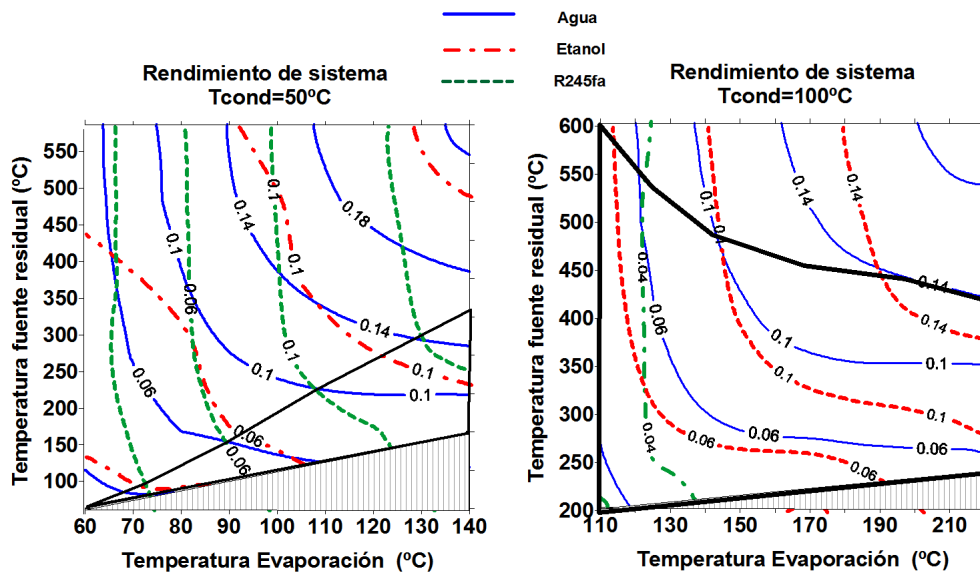


Figura 3.4: Distribución de rendimiento del sistema (η_{sys}) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C .

3.2.2.2. Estudio exerético

El análisis exerético está basado en la aplicación del primer y segundo principio de la termodinámica, y es considerado una potente herramienta en la evaluación de las prestaciones termodinámicas en sistemas de recuperación de energía [114], [115], [116]. Los estudios exeréticos permiten evaluar el máximo trabajo extraíble desde un estado termodinámico inicial (1) hasta un estado de referencia (0). Madhawa *et al.* [117] al igual que Kanoglu *et al.* [118], emplean estos estudios para optimizar el punto de funcionamiento de centrales geotérmicas que emplean ciclos de Rankine para la obtención de potencia eléctrica. En la sección anterior, se ha realizado un estudio energético en el cual se ha obtenido la potencia máxima esperable, para diferentes condiciones de ciclo y fuente de energía residual. De este modo, no se utilizará el análisis exerético para evaluaciones de potencia, sino para evaluar las pérdidas de exerética en cada uno de los elementos del ciclo. En un ciclo termodinámico, la mayor destrucción de exerética tiene lugar durante el proceso de transferencia de calor. Cuanto mayor es la diferencia entre la fuente residual y el fluido de trabajo en el proceso de calentamiento, mayor es la destrucción de exerética en los intercambiadores [119], [120], [121], y ésta será fuertemente dependiente del fluido de trabajo seleccionado, ya que dependerá en gran medida de los procesos de evaporación y condensación.

La exerética de una fuente térmica residual es calculada a través de la ecuación (3.6):

$$\Delta ex_f = ((h_1 - h_{ref}) - T_{ref}(s_1 - s_{ref})) \quad (3.6)$$

donde el subíndice ₁ es el estado termodinámico de la sustancia, *s* indica la entropía específica de la sustancia ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), y T_{ref} temperatura de estado de referencia (K).

De este modo, la variación de exerética entre dos estados, manteniendo las mismos estados de referencia, a lo largo de un proceso de termodinámico se calcula según la ecuación (3.7):

$$\Delta ex_{f_{i,o}} = ((h_i - h_o) - T_{ref}(s_i - s_o)) \quad (3.7)$$

A través de la definición de diferencia exerética entre dos estados termodinámicos, puede evaluarse fácilmente la destrucción de exerética que se produce en el proceso transferencia de calor entre los diferentes focos térmicos tal y como muestra la figura 3.5.

Aplicando la ecuación 3.7, se puede calcular la destrucción de exerética de cada uno de los intercambiadores de calor del ciclo como el desbalance exerético entre la pérdida de exerética del fluido que se enfría y la ganancia

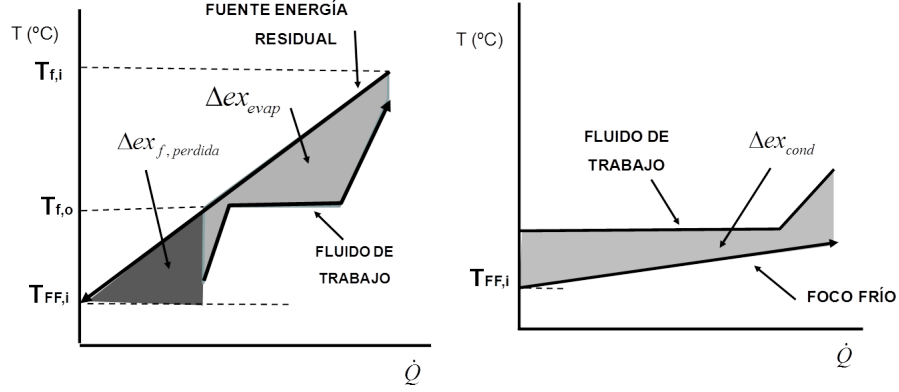


Figura 3.5: Perfil de temperaturas e irreversibilidades en el evaporador (izquierda) y en el condensador (derecha).

de exergía del fluido que se calienta, tal y como muestra la figura 3.5. De este modo:

$$\Delta ex_{evap} = \Delta ex_{f, evap} - \Delta ex_{wf, evap} \quad (3.8)$$

$$\Delta ex_{cond} = \Delta ex_{wf, cond} - \Delta ex_{FF, cond} \quad (3.9)$$

siendo Δex_{evap} destrucción de exergía en evaporador, Δex_{cond} destrucción de exergía en condensador y $\Delta ex_{FF, cond}$ la variación de exergía del FF.

Otro concepto interesante, es la pérdida de exergía debido al aprovechamiento incompleto de la fuente residual en el evaporador, puesto que la exergía de salida de la fuente residual se emite al ambiente produciendo una pérdida de exergía por no aprovechamiento (área gris oscuro del esquema de la derecha de la figura 3.5). De este modo, la pérdida de exergía debido al aprovechamiento incompleto se calcula como:

$$ex_{f, perdida} = ex_{f, o} - ex_{f, ref} \quad (3.10)$$

De este modo, puede definirse rendimiento exergético del aprovechamiento de la fuente residual en el evaporador como la fracción de exergía proporcionada al fluido de trabajo respecto la exergía de inicial de la fuente residual. Así, el rendimiento exergético del aprovechamiento de la fuente residual se calcula como:

$$\eta_{ex_{f, evap}} = \frac{\Delta ex_{wf, evap}}{ex_{f, i}} = \frac{ex_{f, i} - (\Delta ex_{evap} + ex_{f, perdida})}{ex_{f, i}} \quad (3.11)$$

siendo $ex_{f,i}$ la exergía inicial de la fuente de energía residual (kJ kg^{-1}). Este rendimiento indica que fracción de la exergía inicial de la fuente es absorbida por el fluido de trabajo.

El condensador también puede ser analizado exergéticamente, cuyo proceso de transferencia aparece reflejado en la gráfica de la izquierda de la figura 3.5 representada por área gris. Análogamente a la evaluación exergética en el evaporador, se puede definir como rendimiento exergético del condensador con la misma forma que la ecuación 3.11. Debido a que no interesa el estado exergético del FF, no se analizará el rendimiento exergético del condensador sino la adimensionalización de las pérdidas exergéticas producidas en él, mediante la ecuación:

$$I_{wf,cond} = \frac{\Delta ex_{cond}}{\Delta ex_{wf,cond}} \quad (3.12)$$

La figura 3.6 muestra en superficie de color gris $\eta_{ex_{f,evap}}$ de los ciclos óptimos de máxima potencia obtenidos variando $T_{f,i}$ y T_{evap} para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ y $T_{cond}=100^\circ\text{C}$. Las líneas de trazo continuas representan $I_{wf,cond}$. Las localización del PP según las condiciones de ciclo y fuentes residual aparecen distribuidas por líneas discontinuas punteadas.

Analizando el estudio exergético para el ciclo de agua y $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (figura A1), se observa que para una T_{evap} fija, el rendimiento exergético del evaporador disminuye rápidamente al aumentar $T_{f,i}$ para todo el rango de temperatura de fuente residual. Esta tendencia es debida a la existencia de una mayor diferencia térmica entre la fuente de energía y el fluido de trabajo lo que aumenta las irreversibilidades del ciclo. Respecto el aumento de T_{evap} , se observa que $\eta_{ex_{f,evap}}$ disminuye puesto que a pesar de reducir la diferencia de temperatura, las pérdidas por desaprovechamiento de energía residual son mayores debido puesto que el PP del proceso de transferencia se encuentra en condiciones del fluido de trabajo de líquido saturado. Respecto $I_{wf,cond}$, se observa que los máximas irreversibilidades se encuentran en las condiciones de ciclo con mayor $T_{f,i}$ puesto que corresponden con condiciones con mayor sobrecalentamiento. Condiciones de salida del expansor de vapor sobrecalentado con mayor temperatura implicarán mayores diferencias térmicas en el proceso de enfriamiento de vapor, y por lo tanto mayores irreversibilidades en el condensador. Esta tendencia se observa a su vez para T_{evap} crecientes en condiciones de $T_{f,i}$ inferiores a 300°C por el mismo motivo. A pesar de las tendencias observadas, los valores de las irreversibilidades en el condensador no varían significativamente (80-78%)

El ciclo de R245fa con $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (figura C1), presenta altos rendimientos exergéticos de evaporador, que como en el caso del ciclo de agua, se reducen al aumentar $T_{f,i}$ para temperaturas inferiores a 200°C para una misma

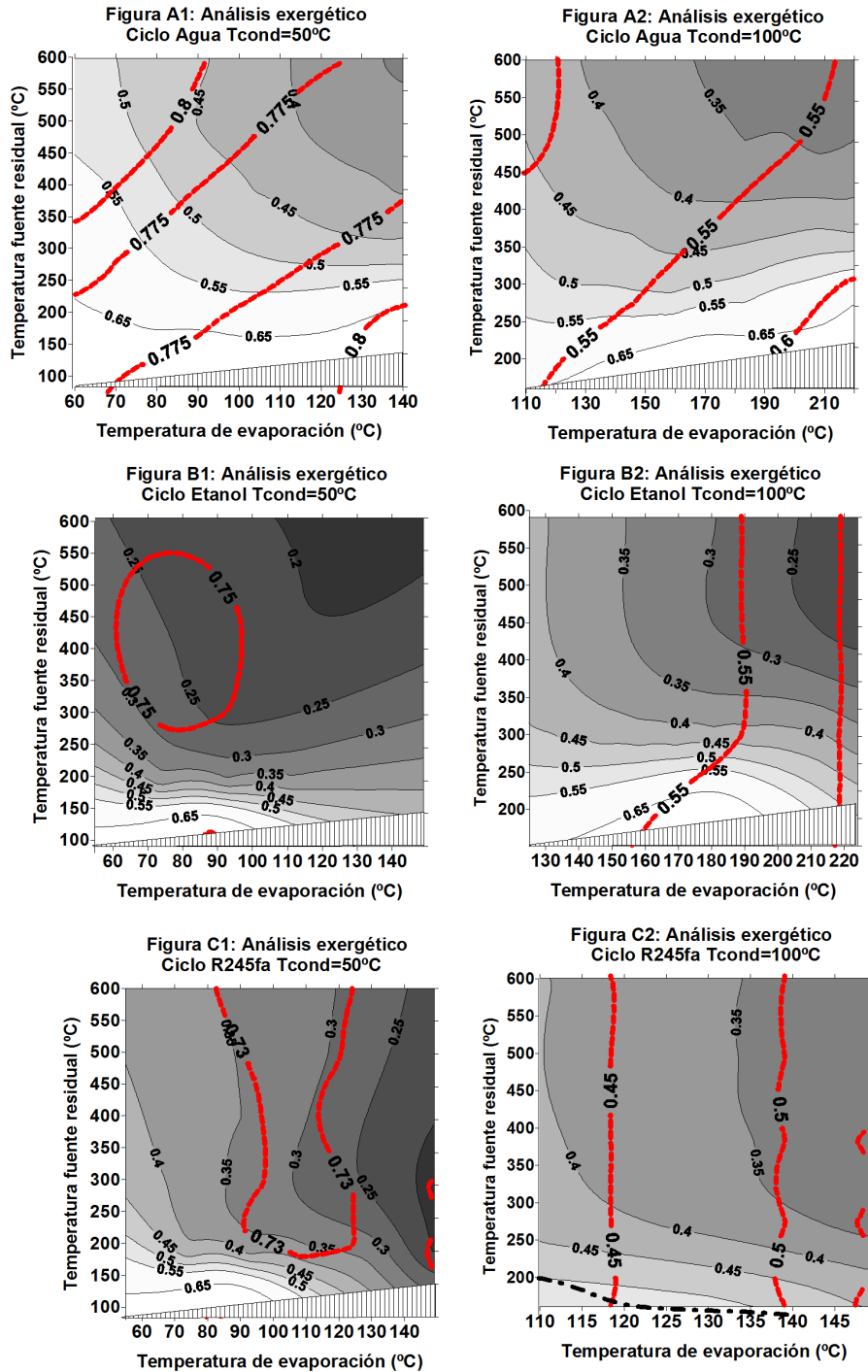


Figura 3.6: Rendimiento exergético en el evaporador, $\eta_{exf, evap}$, (área coloreada) y pérdidas exergéticas en el condensador, $I_{wf, cond}$, (línea continuada) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C .

T_{evap} debido al efecto de la pérdida de exergía por aprovechamiento (65-45 %). A partir de una temperatura de fuente de 150°C, el rendimiento exergético no varía significativamente puesto que el aumento de las irreversibilidades del evaporador son del orden de magnitud que la reducción de pérdida de exergía por aprovechamiento. Como muestra la figura 3.6, aumentos de T_{evap} producen reducciones de rendimiento exergético en el evaporador, debido a la reducción de aprovechamiento de la fuente residual por los mismos motivos desarrollados para el ciclo de agua. Respecto $I_{wf,cond}$, el R245fa muestra cierta independencia de la irreversibilidad respecto las condiciones de ciclo, debido a que en cualquier condición de ciclo el requerimiento de enfriamiento a la salida del expansor, y por lo tanto la en el condensador es similar en todos los ciclos analizados. Los valores de $I_{wf,cond}$ del ciclo de R245fa para $T_{cond} = 50^\circ\text{C}$ oscilan entre 73-74 %.

El ciclo de etanol con $T_{cond} = 50^\circ\text{C}$ (figura B1) exhibe tendencias intermedias entre el agua y etanol para una T_{evap} dada. El ciclo de etanol exhibe un comportamiento similar al agua hasta una $T_{f,i}$ cercana a 250 °C (mayor que en el caso de R245fa donde esta tendencia se observa hasta 200 °C). Posteriormente, $\eta_{exf,evap}$ se reduce ligeramente puesto que la disminución de exergía emitida al ambiente es ligeramente menor que los aumentos de irreversibilidad en el evaporador por diferencia de temperatura en el proceso de transferencia de calor. Respecto $I_{wf,cond}$ y $T_{cond} = 50^\circ\text{C}$, el etanol al igual que R245fa, presenta unas condiciones de ciclo óptimo muy similares en todo el estudio paramétrico, por lo que prácticamente se mantiene invariable a lo largo del estudio en valores cercanos al 75 %.

El rendimiento exergético del evaporador de las configuraciones de ciclo con $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ presentan la misma tendencia pero con mayor $\eta_{exf,evap}$ debido a que las temperaturas de evaporación son mayores y se reducen las irreversibilidades del intercambiador, sobre todo en condiciones de $T_{f,i}$ elevadas.

Comparando los fluidos de trabajo considerados, se observa como el R245fa y el etanol son los fluidos cuyos ciclos presentan menor $\eta_{exf,evap}$ debido a la diferencia de temperatura existente en el proceso de transferencia de calor, a pesar su menor cantidad de exergía de fuente residual emitida al ambiente. El R245fa y el etanol exhiben $\eta_{exf,evap}$ similares. Respecto $I_{wf,cond}$, las tres configuraciones presentan prácticamente los mismos niveles, aunque el agua producen mayores irreversibilidades debido a la condición de vapor sobrecalentado de elevada temperatura a la salida del expansor.

3.3. Configuración de varias fuentes térmicas residuales

En la sección anterior se han analizado las prestaciones energéticas y exergéticas de cada uno de los fluidos para la máxima obtención de potencia, bajo diferentes condiciones de temperaturas de una única fuente residual. Tal y como se ha obtenido en dichos estudios, el proceso de aprovechamiento de la fuente residual, limitado por la localización del PP, depende de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, y de las características de la fuente residual. En un MCIA se presentan numerosas fuentes residuales que pueden ser utilizadas para alimentar WHRS. En esta sección se analizará el efecto de las diferentes secuencias de aprovechamiento de diversas fuentes residuales en las prestaciones del WHRS.

3.3.1. Selección de MCIA

Como se ha expuesto en el capítulo 2, un MCIA presenta numerosas fuentes residuales que pueden ser utilizadas para alimentar WHRS. El número de fuentes térmicas residuales y su distribución energética en un MCIA pueden depender de multitud de factores [28]:

- Tipo de combustible (diésel o gasolina). Los motores diésel presentan menor temperatura de gases de escape que los motores gasolina.
- Tamaño de motor. El tamaño de motor está directamente relacionado con el caudal de las diferentes fuentes de calor.
- Tecnologías de optimización energéticas aplicadas. Motores turbosbrealimentados presentan menores temperaturas de gases de escape después de la turbina, y fuentes adicionales de energía residual como el calor disipado en el Intercooler.
- Punto de funcionamiento. Las temperaturas y caudal de las fuentes residuales dependen del grado de carga y de régimen de giro del motor.

Debido a la variedad de MCIA existentes, se debe realizar la selección de MCIA para el aprovechamiento de varias fuentes de energía residual. El motor debe ofrecer representatividad tanto en el temperaturas como en caudales máxicos de las fuentes residuales consideradas.

La figura 3.7 muestra las características de las fuentes residuales de diferentes MCIA diésel. La figura 3.7 ilustra las características de las distintas

fuentes residuales en tres motores diferentes para diferentes puntos de motor estacionarios. En las tres figuras, el eje x representa las potencias de las fuentes residuales adimensionalizadas con la potencia motriz disponible en ese punto. En el eje y se gráfica la temperatura de dicha fuente térmica residual.

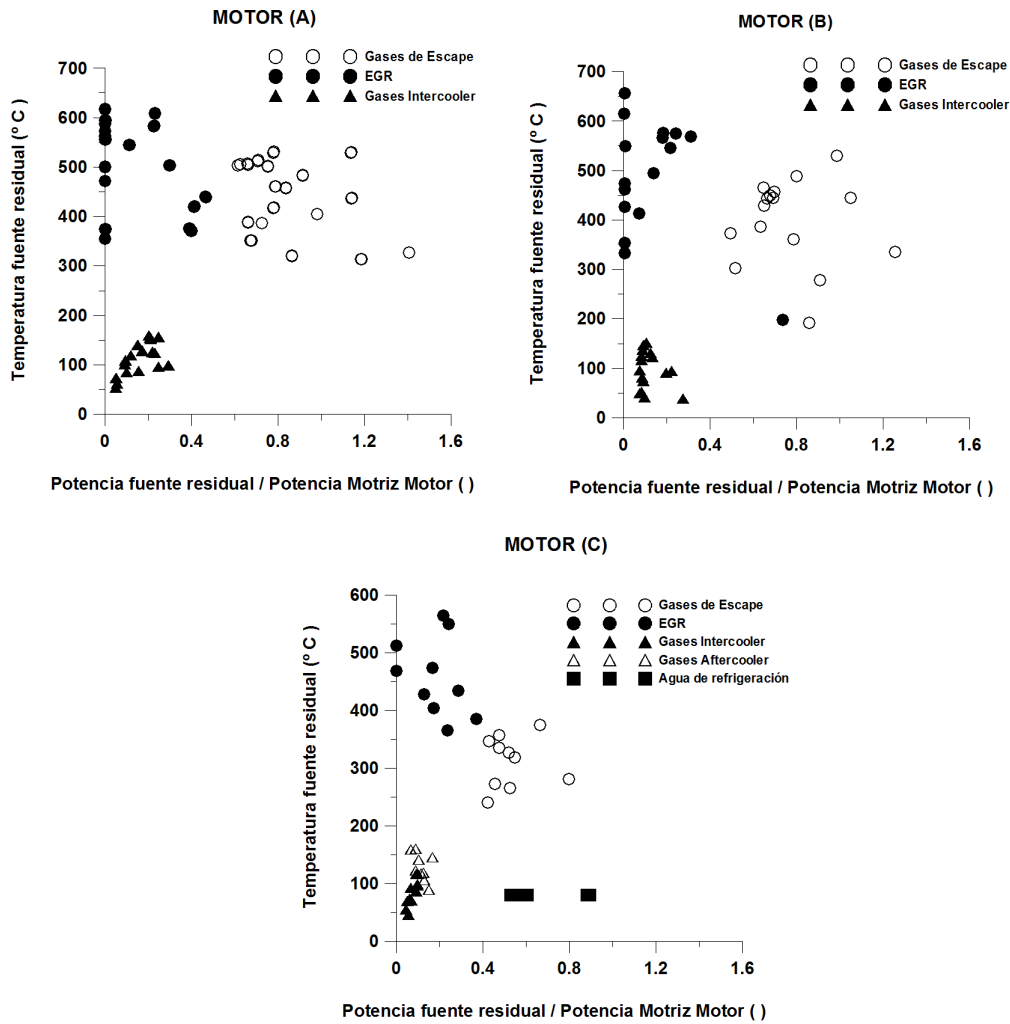


Figura 3.7: Temperatura de fuente térmica residual frente a potencia térmica residual, adimensionalizada con potencia mecánica de motor, para los motores A, B y C.

El primer motor considerado (**A**) corresponde a un motor diésel sobrealimentado 1.6 litros. El par máximo del motor se alcanza en condiciones de 2500 rpm a plena carga con un valor de 198 Nm, y la potencia máxima,

se alcanza en el punto de 3500 rpm con una potencia máxima de 59 kW. Según la figura 3.7, la potencia transferida en el intercambiador del Intercooler no excede en ningún punto de 40 % de la potencia motriz disponible a una temperatura nunca superior a 200°C. Los gases de EGR presentan un porcentaje similar al de los gases del Intercooler, pero a una temperatura muy elevada, por lo que es esperable que presenten un alto nivel exergético según la ecuación 3.6. Los gases de escape en cambio, presentan desde un rango de 80 %-150 % de la potencia mecánica en el punto de motor a un nivel térmico también elevado 550-300°C. Es por esto que los gases de escape son la fuente residual del motor que mejores características presenta para la recuperación de energía residual en este motor. En este motor, no se disponen datos experimentales de potencia transferida por el agua de refrigeración.

El segundo motor (**B**) es también un motor diésel sobrealimentado 2 litros. El par máximo del motor es 261 Nm y ese valor se alcanza para el punto de funcionamiento 2000 rpm 100 de carga. La máxima potencia de motor es de 84 kW y ese valor se alcanza a 4000 rpm y 100 % de carga. Según la figura, se puede observar que a pesar de que las fuentes presentan similares rangos de temperatura y potencia, estos muestran una dispersión menor sobre todo para los gases de Intercooler y los gases de escape.

El último motor (**C**), es un motor diésel de 12 litros turboalimentado doble etapa [122]. El par máximo del motor es 2100 Nm y ese valor se alcanza para el punto de funcionamiento 1000 rpm 100 de carga. La máxima potencia de motor es de 311 kW y ese valor se alcanza a 1800 rpm y 100 % de carga. El motor ha sido adaptado para cumplir la normativa anticontaminantes (US2007) [123]. Respecto al número de fuentes residuales, este motor presenta una fuente de energía residual más, perteneciente al intercambiador de calor después del segundo compresor. En la figura 3.7, se aprecia una reducción de potencia térmica disponible significativa en los gases de escape respecto los dos motores anteriores que no disponían de una segunda etapa de sobrealimentación. La potencia disponible de los gases de escape oscila entre un 40 % y un 80 % de la potencia motriz del motor. La porción de energía tomada por la recirculación de gases de escape (EGR) oscila entre un 0 y un 40 %, dependiendo de punto de operación del motor. La potencia residual perteneciente al Aftercooler, al igual que la del Intercooler, no supera un 10 % de la potencia motriz del motor. La potencia cedida al agua de refrigeración corresponde en este motor a un 45 % y un 85 % de la potencia motriz del motor. De este modo, en este tipo de motor, existen distintas fuentes residuales con potencias residuales considerables y sensibles de ser recuperadas por un WHRS.

Debido a que el motor C muestra diversas fuentes de energía residuales, y es el motor con mayor potencia, es seleccionado como ejemplo para ilustrar

la potencialidad que ofrecen los fluidos de trabajo considerados como sistema WHRS.

El esquema de distribución de fuentes de energía residual del motor C seleccionado para evaluar la potencialidad de los fluidos de trabajo considerados se muestra en la figura 3.8.

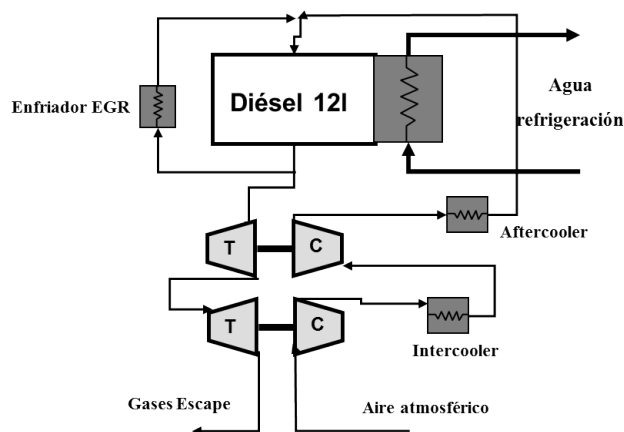


Figura 3.8: Esquema de fuentes térmicas residuales de motor diésel 12 litros doble etapa (C) seleccionado para la evaluación de ciclos Rankine como WHRS.

Para el primer estudio del problema de la recuperación en este tipo de motores, se ha seleccionado el punto de mayor potencia de motor que coincide con el punto con mayor potencia de energía térmica residual. Las características de las distintas fuentes térmicas residuales existentes en el motor en dicho punto de funcionamiento aparecen listadas en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Características de fuentes térmicas residuales del motor diésel 12 litros sobrealimentado doble etapa.

	Características				
	$T_{f,i}$ (°C)	$T_{f,o}$ (°C)	Cp (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	\dot{m}_f (kg s ⁻¹)	Potencia (kW)
Intercooler	127	53	1.0	0.395	29
Aftercooler	172	49	1.0	0.395	49
Gases Escape	352	25	1.15	0.413	155
Enfriador de EGR	545	222	1.15	0.2	74
Agua refrigeración	85	80	4.1	9.56	200
	Total (kW)				507

3.3.2. Metodología

La presente metodología permite analizar el potencial termodinámico de diferentes sustancias como fluidos de trabajo de un ciclo Rankine como WHRS en MCIA. Dicha metodología, es similar a la expuesta en la sección 3.2.1, salvo por la necesidad de definir una secuencia de aprovechamiento de fuentes residuales. De este modo, el caudal circulante del fluido de trabajo en el WHRS estará fuertemente limitado por la distribución de aprovechamiento de las fuentes de residuales y de su potencia térmica.

La metodología propuesta para el análisis termodinámico de WHRS se ilustra en la figura 3.9.

1. Especificaciones del Problema. Las especificaciones de este problema son las mismas que las enunciadas en el procedimiento para el análisis termodinámico para una fuente residual en la sección 3.2.1.
2. Las consideraciones para la representación del ciclo son similares a las expuestas en la descripción de la metodología para evaluar el aprovechamiento de una fuente residual comentada en la sección 3.2.1. El único aspecto añadido es la consideración de una secuencia de las diferentes fuentes residuales en el intercambio de calor. Dependiendo de las características de los fluidos considerados, dicha secuencia implicará diferentes restricciones a la transferencia de calor (PP). De este modo, fluidos con elevada entalpía de evaporación (agua) presentarán PPs asociados al intercambio de calor en el evaporador. Por el contrario, fluidos con reducida entalpía de evaporación (R245fa y etanol) presentarán mayores restricciones de aprovechamiento en el proceso de calentamiento del líquido subenfriado. Este aspecto se discutirá a lo largo de los resultados de esta sección. Para analizar configuraciones de aprovechamiento no muy complejas desde el punto de vista técnico, el proceso de evaporación será el único proceso que utilizará potencia residual de distintas fuentes residuales. Los procesos de calentamiento del líquido subenfriado y sobrecalentamiento de vapor se realizará por una única fuente residual.

El aprovechamiento de las fuentes residuales no afectará fuertemente a las prestaciones originales del motor. Esta hipótesis conlleva las siguientes implicaciones considerando las características de las fuentes residuales descritas en la tabla 3.2:

- Los gases de escape a la salida de la turbina de baja podrán ser enfriados hasta condiciones ambientales puesto que la temperatura de éstos no afecta a las prestaciones de referencia del motor.

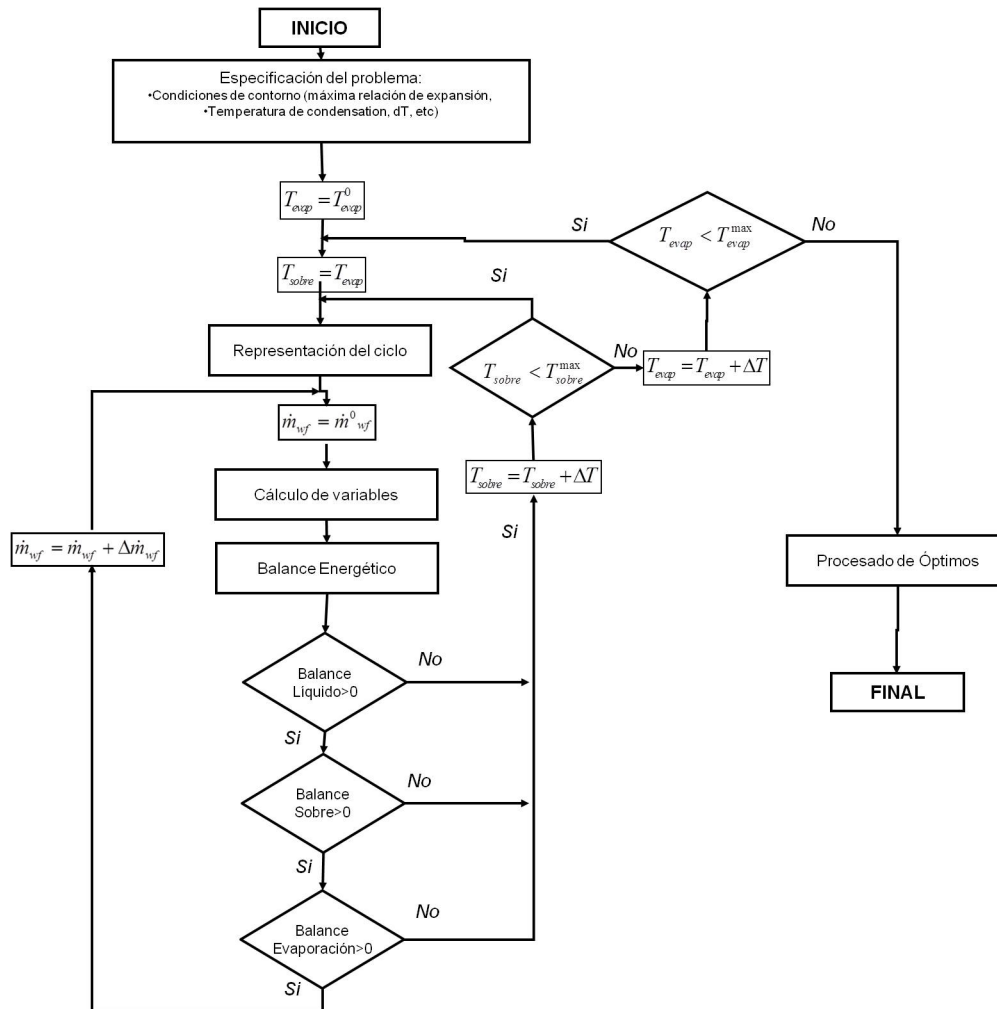


Figura 3.9: Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para evaluación termodinámica de ciclos de Rankine como WHRS considerando varias fuentes residuales.

- La potencia residual del Aftercooler e Intercooler podrá ser recuperada hasta la temperatura de salida de la configuración de referencia. Debido a su baja temperatura y la DT mínima para el intercambio no existirá restricción de aprovechamiento inicial.
 - El aprovechamiento de la potencia residual del EGR estará limitado por la temperatura de salida impuesta por las condiciones de referencia del motor. A pesar de que una reducción de la temperatura de EGR en el cilindro aumentaría las prestaciones del motor [28], estos estudios no se contemplan en el presente trabajo de investigación.
3. A diferencia del procedimiento anterior, en el presente estudio termodinámico es necesario realizar el dimensionamiento completo del ciclo. Para ello, cuando se han impuesto las condiciones de ciclo (T_{evap} , T_{sobre} y T_{cond}), se inicia el cálculo de prestaciones de ciclo considerando un caudal másico de fluido de trabajo \dot{m}_{wf} inicial reducido. En dicho cálculo, se realizarán balances energéticos en todos los intercambios de calor para evaluar si la potencia disponible en cada proceso es mayor o igual que la requerida por el fluido de trabajo. De ser así, el caudal irá aumentando hasta obtener el caudal máximo, hasta que se incumpla una condición de transferencia de calor. La condición de fluido de trabajo donde se produzca dicha restricción será la localización del PP de la secuencia de aprovechamiento seleccionada.
 4. Después de realizar los cálculos con el máximo caudal de fluido de trabajo para una secuencia de recuperación, se incrementa la temperatura de sobrecalentamiento y se repiten los cálculos realizados en el paso (3), hasta que la temperatura de sobrecalentamiento alcance un nivel máximo. Los límites máximos de T_{sobre} son los mismos que los impuestos en la sección 3.2.1.
 5. Si T_{sobre} alcanza el máximo, se incrementa T_{evap} y se actualiza el valor de la T_{sobre} tal y como muestra la figura 3.9.
 6. Cuando la T_{evap} supere el máximo impuesto, se incrementará la temperatura de fuente de energía residual, repitiéndose de nuevo todo el bucle de temperaturas de ciclo. Los límites son los mismos que los definidos en la sección 3.2.1.
 7. Finalmente todos los cálculos son procesados y se seleccionarán los puntos óptimos obtenidos de cada cálculo de T_{evap} y T_{sobre} . El criterio

de optimización al igual que en la sección anterior, será el de mayor potencia neta de ciclo desarrollada.

3.3.3. Análisis termodinámico de diferentes configuraciones de ciclos con varias fuentes residuales. Casos prácticos

3.3.3.1. Aprovechamiento con todas las fuentes disponibles. Ciclo Simple

Debido a las grandes potencias de fuentes de energía residual existentes en el motor seleccionado, tal y como muestra la tabla 3.4, es interesante analizar las prestaciones de un WHRS que permitiera aprovechar todas las fuentes residuales existentes para obtener potencia adicional al motor.

La configuración estudiada en este apartado es aquella en la que todas las fuentes de energía residual alimenten un ciclo de Rankine simple para cada uno de los fluidos propuestos, es decir, agua, etanol y R245fa.

Para realizar la evaluación de esta configuración, se ha considerado la secuencia de aprovechamiento de las fuentes residuales por orden de temperatura de fuente residual, tal y como muestra la figura 3.10. No se considerarán calentamientos en paralelo con diferentes fuentes puesto que aumenta la complejidad y el tamaño final de los intercambiadores [42].

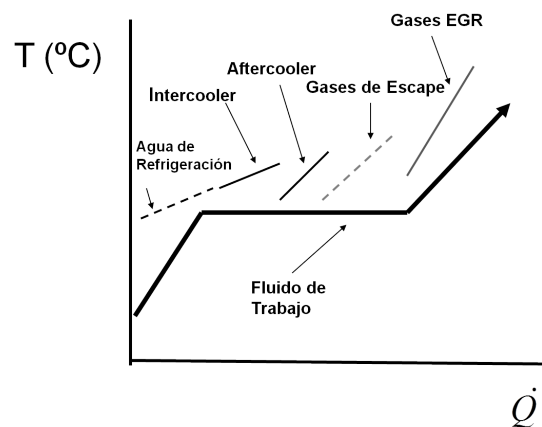


Figura 3.10: Criterio de aprovechamiento de energía térmica residual para un WHRS en el aprovechamiento de todas las fuentes residuales en un MCIA.

Observando la figura 3.10, y considerando que el calentamiento del líquido se produce por el aprovechamiento de una única fuente residual, la tempera-

tura de evaporación del WHRS estará fuertemente limitada por la temperatura máxima de agua de refrigeración (85 °C), ya que se pretende aprovechar dicha fuente de calor en su totalidad. El resto de restricciones de transferencia vendrán impuestas por los requerimientos de potencia térmica de cada uno de los procesos de calentamiento del fluido de trabajo (calentamiento del líquido, evaporación y sobrecalentamiento).

Las variables analizadas paso (3) del procedimiento serán únicamente potencia neta, rendimiento de ciclo y rendimiento exergético en el evaporador. El rendimiento del condensador no es analizado puesto que se ha demostrado en la sección anterior que no experimenta diferencias significativas a lo largo del estudio paramétrico.

La figura 3.11 en los gráficos de la columna de la izquierda muestra los resultados del estudio paramétrico iterativo con el fin de maximizar la W_{neta} para los fluidos de trabajo agua, etanol y R245fa. En el estudio se muestra la potencia neta de ciclo mediante las superficies de nivel coloreadas y el rendimiento exergético en el evaporador en línea continua. El rendimiento de ciclo no se muestra puesto que es únicamente función de las temperaturas y presiones impuestas en el ciclo. Los gráficos de la izquierda de la figura 3.11 representan los perfiles de temperatura de las fuentes residuales y del fluido de trabajo.

El rango de estudio de T_{evap} ha sido fijado entre (60°C-70°C) para permitir que el líquido subenfriado pudiese alcanzar las condiciones de líquido saturado por el aprovechamiento del agua de refrigeración. Debido a la restricción de T_{evap} , únicamente se considerará el estudio de $T_{cond}=50°C$.

En la gráficas situadas en la parte superior de la figura 3.11, se muestran los resultados del estudio para el ciclo de agua. Respecto el análisis de la potencia de ciclo, al igual que para los ciclos de etanol y R245fa, la potencia neta aumenta al aumentar T_{evap} al igual los estudios de aprovechamiento con una fuente residual. En cambio, al aumentar T_{sobre} , la potencia no experimenta una tendencia monótona creciente como se observaba en el aprovechamiento de una fuente residual, sino que presenta un máximo en $T_{sobre}=300°C$. El perfil de temperaturas de las fuentes residuales del punto de máxima potencia aparece representado en la gráfica superior derecha de la figura 3.11. En la gráfica se observa que en el punto óptimo, la totalidad de las fuentes residuales (agua de refrigeración, Intercooler, Aftercooler y gases de escape) son aprovechadas en su totalidad hasta la limitación de PP impuesta por T_{evap} (agua de refrigeración, Intercooler, Aftercooler y gases de escape), y por el criterio de mantener prestaciones del motor (EGR). Por ello aumentos de T_{sobre} para esa misma T_{evap} , implicarían reducciones de caudal de fluido de trabajo, y por lo tanto una reducción de la potencia neta desarrollada.

Las figuras inmediatamente inferiores a las del ciclo de agua muestran los resultados de ciclo de etanol. Respecto las prestaciones ofrecidas, la tendencia respecto T_{evap} es la misma que para el agua. Para la T_{sobrec} , la tendencia es ligeramente creciente puesto que aumenta el rendimiento de ciclo hasta que se alcanza el punto de temperatura máxima de ciclo de 160°C. A partir de esta T_{sobrec} , se ha alcanzado la máxima recuperación de las fuentes para esa T_{evap} (como indica el perfil de temperaturas de fuentes residuales situado en la gráfica de la derecha), por lo que aumentos de T_{sobrec} producen reducciones de caudal de fluido de trabajo circulante.

Finalmente, se muestra el estudio realizado con el ciclo de aprovechamiento de R245fa en las gráficas situadas en la parte inferior de la figura 3.11. Tal y como se observa, la potencia es monótona creciente con la T_{evap} . Respecto T_{sobrec} , parece que la tendencia de la potencia y del rendimiento de ciclo es decreciente tal y como se mostraba en los estudios del fluido con una única fuente residual.

Observando los perfiles de temperaturas en el aprovechamiento de las fuentes residuales, se aprecia que la recuperación de todas las fuentes residuales presenta las restricciones de aprovechamiento (PP) en el proceso de evaporación para los tres fluidos seleccionados. Esto es debido a que dichos ciclos de aprovechamiento presentan unas T_{evap} muy bajas, por lo que la potencia térmica necesaria para la evaporación es muy superior a la necesaria para el calentamiento del líquido y el sobrecalentamiento de fluido de trabajo en fase vapor.

El balance exergético representado en línea continua en la figura 3.11, se ha realizado mediante la evaluación del término $\eta_{exf,evap}^I$ considerando varias fuentes térmicas residuales mediante la ecuación 3.13:

$$\eta_{ex_{evap}}^I = \frac{\Delta ex_{wf,evap}}{\sum_{j=1}^n \Delta ex_{i,o,j}} \quad (3.13)$$

siendo f referencia a cada fuente residual y n número de fuentes residuales. Para el caso de los gases de escape, se considerarán como condiciones de salida, las condiciones de referencia, es decir, $T_{ref}=25^\circ\text{C}$ y $P_{ref}=1$ bar. Como se observa en la figura 3.11, que $\eta_{ex_{evap}}^I$ presenta las mismas tendencias que las observadas en la potencia de ciclo desarrollada. Según muestra la figura, para los tres fluidos de trabajo, aumentos de T_{sobrec} producen aumentos de $\eta_{ex_{evap}}^I$ debido a la menor diferencia de temperatura entre las fuentes residuales y el fluido de trabajo. Esta tendencia, al igual en el análisis de la potencia de ciclo, se invierte a partir de un punto óptimo. A partir de dicho punto, la pérdida de exergía debida al menor aprovechamiento de fuentes residuales es mayor que el efecto de menor diferencia de temperatura en los procesos de

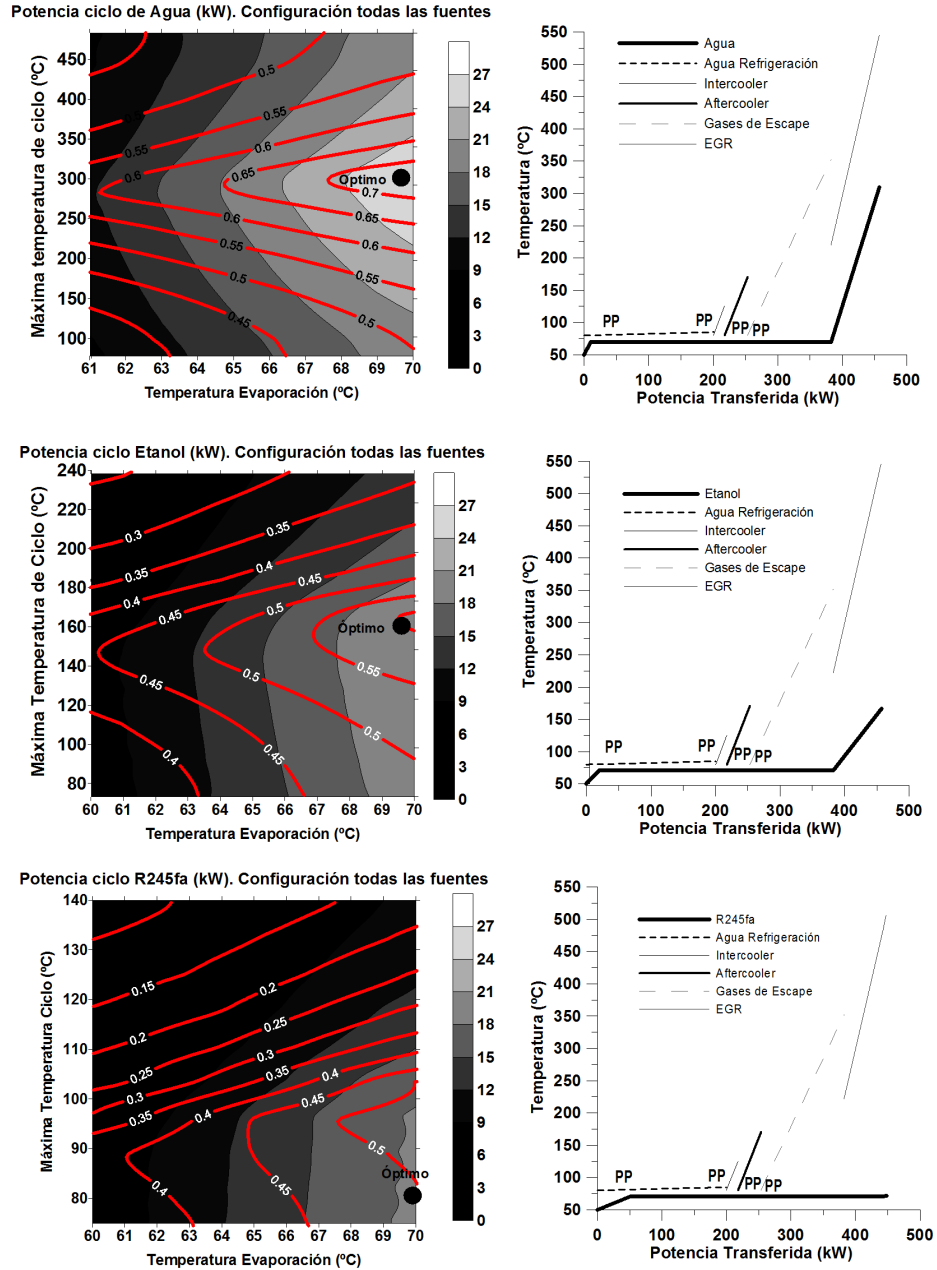


Figura 3.11: Izquierda: Estudio de optimización del ciclo Rankine para aprovechamiento de todas las fuentes residuales (área coloreada: potencia de ciclo y trazo continuo: rendimiento exergético en evaporador). Derecha: Perfil de temperatura de sustancias frente potencia transferida para condiciones óptimas.

transferencia de calor. Esta tendencia cualitativa no se observa en el caso de aprovechamiento de una única fuente residual, puesto que las diferentes discontinuidades observadas son función de la temperatura y caudal másico de cada una de las fuentes residuales. Cuantitativamente, también se observan diferencias para los tres fluidos de trabajo, puesto que se presentan mayores $\eta_{ex\,evap}^I$ en el aprovechamiento de todas las fuentes, puesto que el perfil de temperatura de las fuentes se ajusta en mayor medida al perfil de temperatura del fluido de trabajo produciendo menores irreversibilidades en el proceso de transferencia de calor.

La tabla 3.3 refleja una síntesis de los resultados óptimos en la evaluación de esta configuración. En dicha tabla se ha indicado además, el aumento de potencia mecánica respecto la configuración inicial en tanto por uno ($\Delta\dot{W}_{WHRs}$), obteniéndose aumentos de potencia entre 0.06 y 0.09, para el ciclo de R245fa y agua respectivamente.

Tabla 3.3: Resumen de estudio de optimización de ciclo de Rankine para diferentes fluidos de trabajo mediante aprovechamiento de todas las fuentes de energía residuales.

Fluido de trabajo	T_{evap} (°C)	T_{sobre} (°C)	\dot{W}_{WHRs} (kW)	η_c (%)	$\Delta\dot{W}_{WHRs}$ ()	$\eta_{ex\,evap}^I$	Localización restricción PP
Agua	71	300	27	5.92	0.09	0.72	Evaporación
Etanol	71	160	21	4.29	0.07	0.55	Evaporación
R245fa	70	82	19	4.1	0.061	0.49	Evaporación

3.3.3.2. Aprovechamiento con todas las fuentes disponibles. Ciclo Binario

En la configuración de aprovechamiento con todas las fuentes se ha observado como las restricciones de T_{evap} menores de 85°C para el aprovechamiento del agua de refrigeración, restringen las prestaciones del ciclo con independencia del fluido seleccionado y del nivel exergético de las fuentes residuales a aprovechar. Los ciclos binarios permiten recuperar fuentes de alta temperatura con menores destrucciones de exergía [41].

De este modo, se evaluará las prestaciones de ciclo binario para este tipo de configuraciones de aprovechamiento, utilizando el mismo MCIA que en el caso previo. La configuración del ciclo binario presenta las siguientes características:

- El ciclo de alta será alimentado por las fuentes residuales de mayor nivel térmico (gases de escape después de la turbina de baja y enfriador de EGR). El fluido de trabajo recuperará la potencia residual de los gases de escape, y posteriormente la potencia residual del EGR. Se considerará $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ para que el ciclo de baja pueda aprovechar el calor disipado del condensador del ciclo de alta.
- Para la optimización del ciclo de alta se emplea el mismo proceso iterativo paramétrico indicado en la sección anterior. Los fluidos de trabajo a considerar para este estudio serán: etanol (fluido isentrópico) y agua (fluido húmedo) debido a las buenas prestaciones energéticas que muestran en recuperación de fuentes con temperaturas elevadas como se ha desarrollado en la sección anterior.
- El resto de fuentes residuales y el calor emitido por el condensador del ciclo de Rankine de alta temperatura, serán aprovechados por un ciclo de Rankine de baja empleando el fluido refrigerante R245fa. Debido a la baja temperatura del agua de refrigeración, únicamente se considerará $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ para asegurar su aprovechamiento, y además, poder evacuar posteriormente el calor disipado en el condensador del ciclo de baja frente al aire atmosférico.
- Se realizará inicialmente el proceso de optimización del ciclo de alta, y posteriormente el ciclo de baja para presentar un problema totalmente desacoplado.

Los resultados del estudio para el agua como fluido de trabajo se muestran en la figura 3.12. En la figura de la izquierda se muestra la potencia desarrollada en escala de grises y el rendimiento de ciclo en línea discontinua. En la figura de la derecha se muestra el perfil de temperaturas del aprovechamiento de la configuración donde se logra mayor potencia neta de ciclo. La figura 3.12 muestra que el punto de funcionamiento óptimo para el ciclo de agua, es el punto en el que el vapor sobrecalentado alcanza una temperatura de 500°C realizándose el proceso de evaporación a una temperatura de 228°C , que coincide con la temperatura que produce la restricción de $\Pi_{exp,max}=25$. Dicha temperatura, a pesar de no aprovechar totalmente la potencia del enfriador el EGR, aumenta el rendimiento de ciclo produciendo un aumento de la potencia neta de ciclo. En las condiciones de ciclo de máxima potencia neta, el ciclo es capaz de generar 42 kW de potencia. Analizando el perfil de temperaturas del ciclo situado en la gráfica de la derecha, se observa que existen dos restricciones en el aprovechamiento de las fuentes. Respecto el aprovechamiento del EGR, la temperatura de evaporación del ciclo de alta

limita su aprovechamiento como se ha comentado al inicial del párrafo. La restricción del aprovechamiento de los gases de escape viene también impuesta por la temperatura de evaporación debido a la elevada entalpía de evaporación del agua. Analizando la temperatura de salida de los gases de escape, puede observarse que aún presenta potencia residual, pero la baja potencia residual requerida por el calentamiento del líquido hace que esta se emita al exterior.

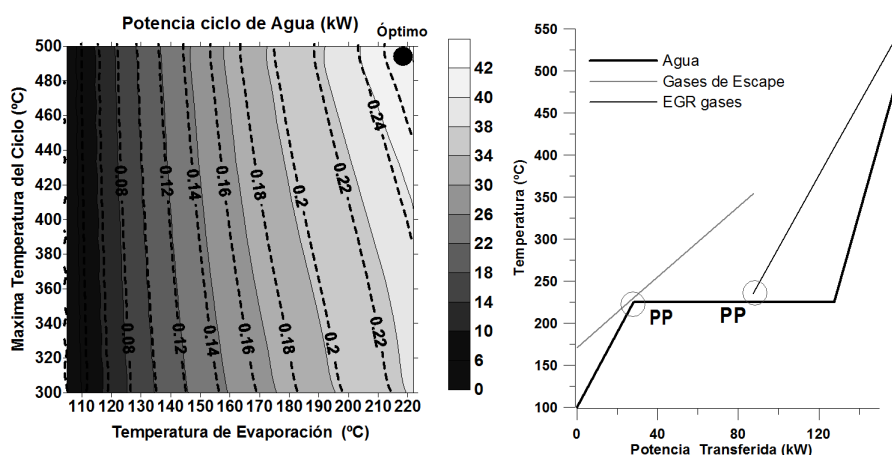


Figura 3.12: Izquierda: Potencia neta (área coloreada) y rendimiento de ciclo (línea discontinua) para el ciclo de alta con agua como fluido de trabajo. Derecha: Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes residuales.

Los resultados del ciclo de etanol como fluido de trabajo se muestran en la figura 3.13. La figura muestra que la condición de máxima potencia neta desarrollada se alcanza con $T_{sobre}=228^{\circ}\text{C}$ (límite de estabilidad química) y $T_{evap}=208^{\circ}\text{C}$ (condición impuesta por $\Pi_{exp,max}=25$) con una potencia neta de 35.2 kW. El perfil de temperaturas del ciclo óptimo aparece reflejado a la derecha de la figura 3.13. En dicha figura, puede observarse como las restricciones al aprovechamiento son completamente diferentes que en el caso de agua. El proceso de evaporación del etanol, no produce existe limitación en el aprovechamiento de los gases de escape debido a la baja entalpía de evaporación del etanol. En cambio, se observa como la mayor necesidad de potencia térmica tiene lugar en el proceso de calentamiento del líquido, reduciendo al máximo la temperatura de salida de los gases de escape.

El fluido de trabajo utilizado para el ciclo de baja temperatura, es el R245fa, tal y como se ha descrito el capítulo 2. En este ciclo, el calor absorbido por el fluido de trabajo para el proceso de evaporación es el liberado por la energía restante de los gases de escape, Intercooler, agua de refrigeración, Aftercooler y la energía liberada en el proceso de condensación del ciclo de

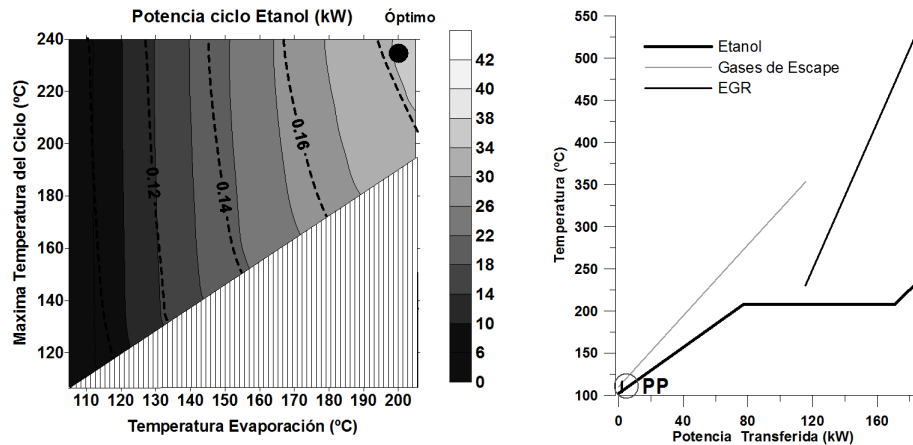


Figura 3.13: Izquierda: potencia neta (área coloreada) y rendimiento de ciclo (línea discontinua) para el ciclo de alta con etanol como fluido de trabajo. Derecha: Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes residuales.

alta. Tal y como se ha visto, las temperaturas de evaporación y condensación de los óptimos para los ciclos tanto de agua y etanol son las mismas, por lo que el diagrama de transferencia de calor para el ciclo de baja serán exactamente los mismos, excepto por la potencia liberada por el condensador del ciclo de alta. El perfil de temperaturas del ciclo WHRS y las fuentes térmicas residuales para el ciclo de baja aparece representado en la figura 3.14. La figura de la izquierda muestra el ciclo de baja para la configuración de ciclo de alta agua. En dicha figura se observa como la temperatura de evaporación debe ser inferior a la del agua de refrigeración para hacer posible el proceso de transferencia de calor (al igual que para la configuración de aprovechamiento de todas las fuentes residuales). La temperatura de condensación del ciclo de baja está fijada a 50°C para asegurar el proceso de condensación con la atmósfera que se sitúa a 25°C. El esquema del proceso de intercambio de calor del ciclo de baja para la configuración de etanol aparece representaba en la gráfica de la derecha de la figura 3.14.

El análisis exergético en el aprovechamiento de las fuentes del ciclo binario, debido a que todas las fuentes son aprovechadas parcialmente por cada ciclo, se realizará de un modo global, es decir, considerando tanto el ciclo de alta como el ciclo de baja. De este modo, dicho rendimiento se calcula considerando ambos fluidos de trabajo y todas las fuentes residuales, incluido el proceso de transferencia de calor entre condensador de alta y evaporador de baja, mediante la ecuación 3.14:

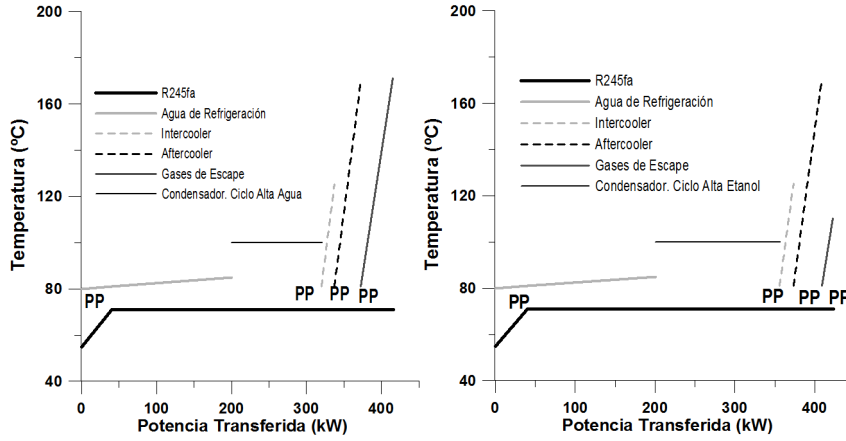


Figura 3.14: Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales para el ciclo de baja con R245fa. Derecha: Ciclo de alta con agua. Izquierda: Ciclo de alta con etanol.

$$\eta_{ex\,evap}^{II} = \frac{\sum_{k=1}^q \Delta ex_{wf,evap,k}}{\sum_{j=1}^n \Delta ex_{i,o,j}} \quad (3.14)$$

siendo k referente a cada fluido de trabajo y j el número de fuentes residuales consideradas.

Considerando que la definición del rendimiento exergético no se puede aplicar a un ciclo aislado puesto que la configuración de aprovechamiento con todas las fuentes residuales, y que la configuración del ciclo de baja está fijada por T_{cond} y T_{evap} , únicamente se calcula el rendimiento exergético global del ciclo binario para las dos configuraciones óptimas (agua-R245fa y etanol-R245fa), obteniendo un valor de 74 % y 62 % respectivamente. De este modo, se concluye que la configuración de ciclo binario, a pesar de presentar un mayor número de procesos de intercambio de calor, al reducir las diferencias de temperatura existentes en el proceso de transferencia de calor, se produce una mejoría, tanto en nivel energético y exergético, respecto la configuración de aprovechamiento de todas las fuentes residuales en un mismo ciclo.

Las prestaciones de los ciclos mostradas en este estudio, y $\Delta \dot{W}_{WHRS}$ aparecen recogidas en la tabla 3.4.

3.3.3.3. Solución aprovechamiento de fuentes de alta temperatura

En las soluciones propuestas para el desarrollo de un WHRS se han pretendido aprovechar todas las fuentes residuales disponibles. Estas soluciones

Tabla 3.4: Resumen de resultados de solución de ciclo binario como WHRS en MCIA.

Ciclo	\dot{W}_{WHRS} (kW)	$\Delta\dot{W}_{WHRS}$ ()	$\eta_{ex\,evap}^{II}$ ()	Localización restricción PP
Alta agua	39.4	0.12		Líquido saturado y vapor húmedo
Baja R245fa	18.7	0.06		Líquido saturado y vapor húmedo
Total	58.1	0.18	0.75	
Alta etanol	35.2	0.11		Líquido subenfriado
Baja R245fa	18.4	0.6		Líquido saturado y vapor húmedo
Total	53.6	0.17	0.62	

ofrecen diferentes prestaciones para el aumento del potencia del motor como ha podido observarse, pero todas implican importantes problemas técnicos a la hora de su implementación real debido a los múltiples intercambiadores de calor y a su tamaño. Consecuentemente, en este apartado se tratará de obtener una solución en la que sólo las fuentes con mayor temperatura sean aprovechadas, con el fin de obtener una solución técnicamente más realista. La potencia térmica residual del EGR, los gases de escape y el Aftercooler serán las fuentes residuales utilizadas para la evaluación de estos ciclos.

Las hipótesis que se considerarán para el estudio de esta configuración serán:

- Los fluidos de trabajo estudiados serán: agua, etanol y R245fa.
- La temperatura de condensación analizada será de 50°C y 100°C.
- La optimización del ciclo se realizará por la metodología propuesto en el presente capítulo.
- Se considerarán dos tipos de secuencia para el estudio del aprovechamiento representadas en la figura 3.15. La secuencia 1 responde a una configuración en la cual se requiere una potencia térmica elevada para calentar el fluido de trabajo, por lo que es esperable que el PP se encuentre en condiciones de líquido subenfriado del fluido de trabajo. Así, el calentamiento del líquido se realiza con la potencia de los gases de escape puesto que presentan mayor caudal, temperatura y capacidad calorífica que los gases que pasan por el Aftercooler. La secuencia 2 responde a un ciclo de recuperación en el que el proceso de evaporación requiere una elevada potencia térmica, lo que es esperable que el

PP se encuentre en condiciones de líquido saturado del fluido de trabajo. Cuando T_{evap} sea superior a la temperatura máxima de gases del Aftercooler, se aplicará únicamente el aprovechamiento de la potencia residual del EGR y de los gases de escape.

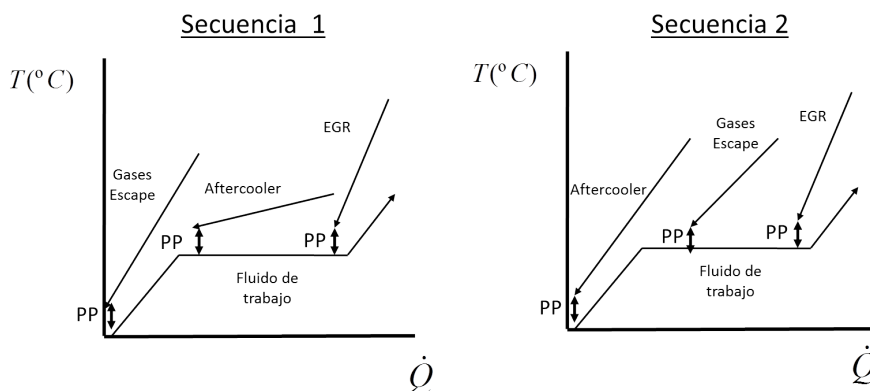


Figura 3.15: Perfil de temperatura y potencia térmica transferida para dos secuencias de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales de alta temperatura.

El gráfico de la izquierda de la figura 3.16, muestra el resultado del estudio iterativo-paramétrico realizado. La gráficas de la columna de la derecha e izquierda, responden al análisis de las dos secuencias de fuentes residuales propuestas para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C respectivamente. En cada superficie de nivel de tonos grises y líneas discontinuas, se representa la potencia neta de ciclo obtenida mediante la secuencia de fuentes residuales 1 y 2 respectivamente.

Las gráficas de la parte superior de la figura 3.16 muestran los resultados obtenidos para el ciclo de agua. Como muestra el estudio, la potencia neta de ciclo obtenida para el agua es similar para la secuencia de aprovechamiento 1 y 2 tanto para la $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. Ambas configuraciones aprovechan la misma potencia térmica residual en el evaporador puesto que, según muestra la figura 3.15, la potencia residual de ambas fuentes está limitada desde su temperatura inicial hasta T_{evap} . La secuencia de aprovechamiento 1 permite mayor potencia residual para el calentamiento del líquido, pero al no ser requerido por el calentamiento del líquido subenfriado, no produce efectos en la potencia neta del ciclo. La configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ producen 48.6 kW y 42.4 kW respectivamente.

Las gráficas de la parte central de la figura 3.16 muestran los resultados del estudio para el ciclo de etanol. Como muestra el estudio para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$,

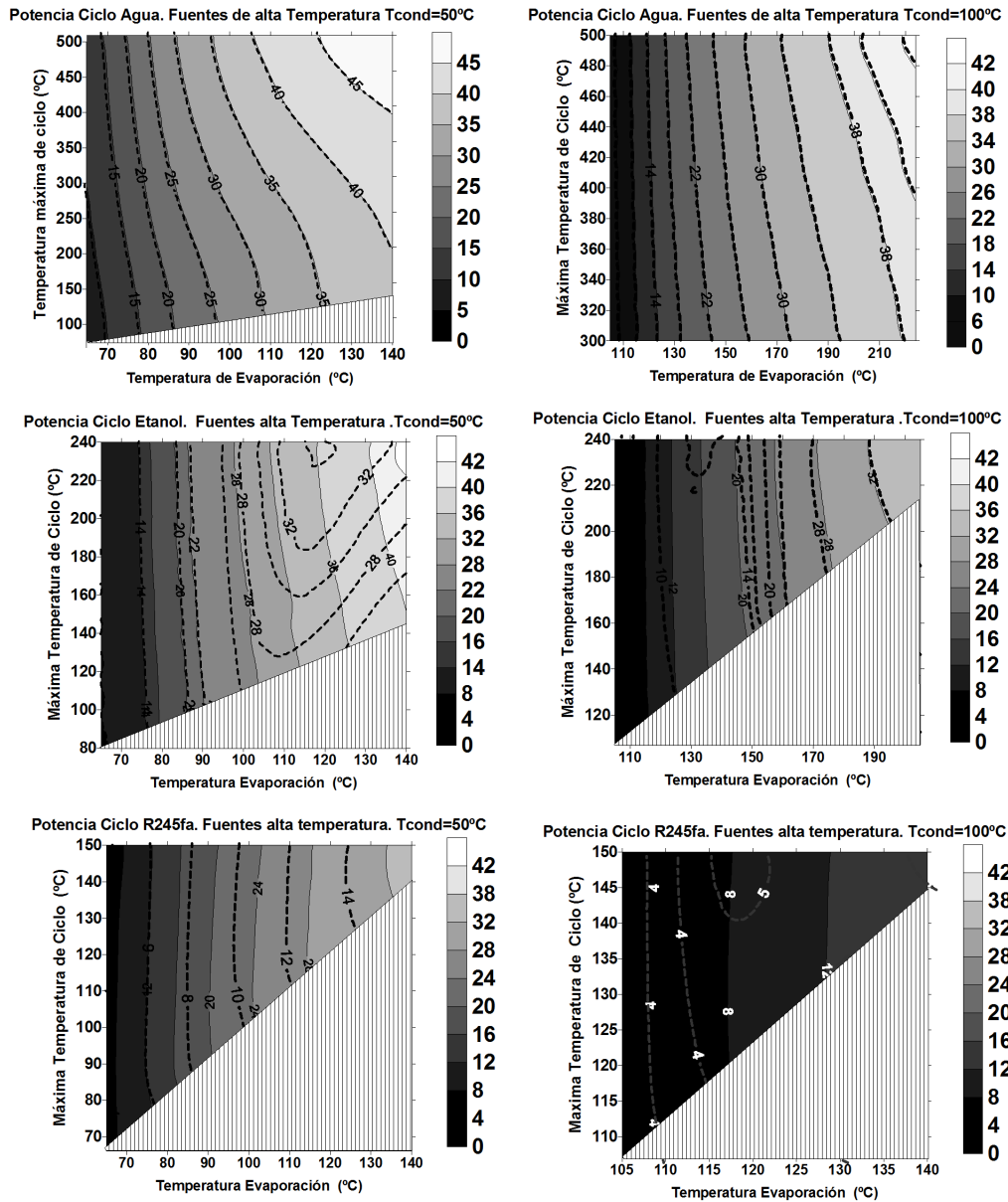


Figura 3.16: Superficies de nivel potencia desarrollada para secuencia 1 (área colorada) y secuencia 2 (línea discontinua) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C .

ambas secuencias muestran el mismo comportamiento para T_{evap} inferiores a 110°C. A partir de dicha temperatura, la secuencia de aprovechamiento 1 permite mayor caudal de etanol circulante, puesto satisface mejor las necesidades calentamiento del líquido subenfriado y por lo tanto permite mayor caudal de etanol circulante. La secuencias 1 y 2 muestran una generación de potencia neta de 42 kW y 34 kW respectivamente en el punto de funcionamiento de motor analizado. La secuencia de aprovechamiento 2, además de mostrar potencias de ciclo menores, presenta una tendencia decreciente con T_{evap} a partir de 120°C. Esta tendencia se debe a que en dichas condiciones de ciclo, la potencia térmica disponible del Aftercooler no presenta el nivel suficiente para calentar el caudal másico que permite evaporar la potencia de los gases de escape y el EGR. De este modo, se produce una reducción brusca de caudal másico de fluido de trabajo y por lo tanto potencia neta desarrollada. Respecto la configuración de $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ se muestra un comportamiento similar al mostrado en $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ hasta $T_{evap}=150^\circ\text{C}$. A partir de esa temperatura, la potencia residual del Aftercooler deja de ser recuperada, y por lo tanto ambas secuencias de aprovechamiento utilizan únicamente la potencia residual de EGR y gases de escape. La potencia máxima neta para $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ se produce en $T_{evap}=208^\circ\text{C}$ y $T_{sobre}=240^\circ\text{C}$ mostrando un valor de 35 kW.

Las gráficas inferiores de la figura 3.16 muestran los resultados del estudio para el ciclo de R245fa. Como puede observarse en el análisis para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ y $T_{cond}=100^\circ\text{C}$, la configuración 1 exhibe mayores potencias netas (aproximadamente el 100 % mayores) puesto que la relación de necesidad de potencia térmica para el calentamiento del líquido subenfriado respecto el proceso de evaporación aumentan al aumentar T_{evap} . Las secuencias 1 y 2 logran 32 kW 15 kW respectivamente para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$. Para $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ las secuencias 1 y 2 producen 5 kW y 14 kW respectivamente.

Cabe destacar que los óptimos obtenidos con la configuración de aprovechamiento de las fuentes de alta temperaturas, para el ciclo de agua y etanol, se corresponden la configuración del ciclo de alta perteneciente a la configuración del ciclo binario. Este hecho se debe a que el óptimo corresponde a una T_{evap} lo suficientemente elevada que no permite aprovechamiento de la potencia residual del Aftercooler.

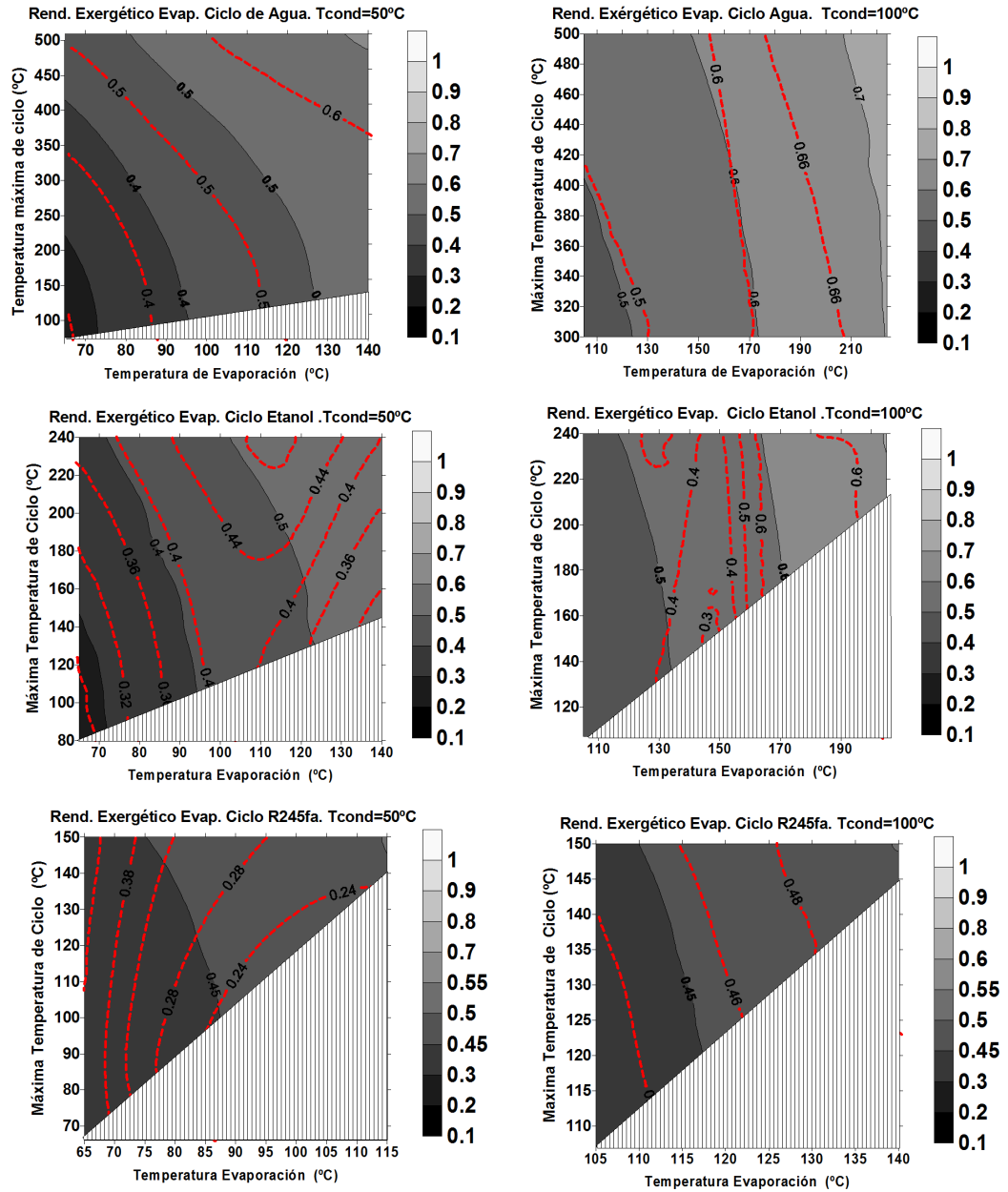


Figura 3.17: Superficies de nivel de rendimiento exérgico de evaporador para configuración 1 y 2 (área coloreada y línea discontinua) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C

El análisis exergético del evaporador de la configuración de aprovechamiento de las fuentes de alta temperatura aparece reflejado en la figura 3.17. El análisis se ha realizado utilizando la ecuación 3.13. Las secuencias 1 y 2, al igual que en la figura 3.16, se representan mediante área coloreada y línea discontinua respectivamente. Analizando la configuración con agua como fluido de trabajo y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, se observa como las diferentes secuencias 1 y 2 exhiben diferentes niveles de $\eta_{exf,evap}^I$ para el punto óptimo, 60 y 65 % respectivamente. Esto es debido a que a pesar de transmitir la misma potencia térmica (ambos corresponden al óptimo de potencia de ciclo), la secuencia 1 produce menores pérdidas de exergía en el proceso de calentamiento del líquido saturado. Las diferencias entre ambas secuencias se reducen para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, puesto que ambas secuencias presentan una elevada temperatura de salida de fuentes residuales, y por lo tanto de pérdidas de exergía por recuperación. A pesar de ello, el rendimiento exergético del evaporador presenta niveles muy aceptables (72 %), debido a la menor diferencia de temperatura entre las fuentes residuales y el fluido de trabajo.

Las tendencias obtenidas en $\eta_{exf,evap}^I$ para el etanol, son similares a las que exhiben las potencia de ciclo debido a la restricción del nivel térmico del Aftercooler, tal y como se ha descrito anteriormente. El nivel óptimo de $\eta_{exf,evap}^I$ se corresponde de nuevo con el óptimo de potencia de ciclo para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ con un valor del 58 % y del 48 %, para la secuencia 1 y 2 respectivamente. Los niveles exergéticos, al igual que para el caso de agua como fluido de trabajo, son mayores para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ llegando hasta un 70 % para la secuencia 1. A diferencia de la potencia de ciclo, el nivel $\eta_{exf,evap}$ para temperatura de evaporación superiores a 150°C , es mayor para la secuencia 1, puesto que produce mayor recuperación de los gases de escape para producir el calentamiento del etanol en fase líquida.

Para el fluido R245fa y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, los valores de $\eta_{exf,evap}^I$ obtenidos presentan un nivel mucho menor que los obtenidos para el ciclo de agua y etanol, sobre todo para la secuencia 2 (38 %), debido a la pérdida de exergía por aprovechamiento de los gases de escape, y al bajo caudal de fluido refrigerante permitido por el bajo nivel energético del Aftercooler. Además, según muestra la figura 3.17, la secuencia 2 presenta niveles decrecientes de $\eta_{exf,evap}^I$ con la T_{evap} , puesto que al aumentar T_{evap} aumenta la pérdida de aprovechamiento de los gases de escape, a pesar de generar mayor potencia de ciclo. Para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, se observa la misma tendencia para ambos secuencias y con valores similares (máximos próximos a un 50°C).

Los resultados del estudio de aprovechamiento de fuentes de alta temperatura se lista en la tabla 3.5:

Tabla 3.5: Resumen de resultados termodinámicos de ciclo Rankine como WHRS, con configuración de aprovechamiento de fuentes de alta temperatura para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C .

Fluido de trabajo	T_{cond} ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{W}_{WHRS} (kW)	$\Delta\dot{W}_{WHRS}$ ()	$\eta_{ex\,evap}^I$ ()	Localización restricción PP
Agua	50	48.6	0.15	0.65	Líquido saturado
	100	39.4	0.12	0.72	Líquido saturado-vapor húmedo
Etanol	50	42.7	0.14	0.58	Líquido subenfriado
	100	35.2	0.11	0.70	Líquido subenfriado
R245fa	50	33	0.10	0.50	Líquido subenfriado
	100	15.1	0.05	0.50	Líquido subenfriado

3.4. Resumen y conclusiones

En el presente capítulo se ha realizado un estudio preliminar del potencial de ofrecen diferentes fluidos para los sistemas WHRS.

Los fluidos considerados para realizar los estudios de viabilidad han sido fluidos pertenecientes a los tres tipos de fluidos de trabajo atendiendo a las condiciones de salida que presenta un proceso de expansión a partir de condiciones saturadas: agua (fluido húmedo), R245fa (fluido seco) y etanol (fluido con características intermedias)

En la primera parte del capítulo se ha realizado un estudio de termodinámico de ciclos Rankine ideales para evaluar la potencialidad de dichos fluidos mencionados en su aplicación como WHRS para diferentes temperaturas de fuentes residuales dentro del rango del rango de aplicación en un MCIA. Inicialmente, se ha desarrollado una metodología propuesta que permite realizar el análisis termodinámico iterativo-paramétrico de un modo sistemático y sencillo. Los aspectos que se han evaluado han sido: el rendimiento de ciclo η_{ciclo} , aprovechamiento de energía residual, η_{sys} , y análisis exergético en evaporador y condensador.

De los resultados se obtiene que la selección del fluido de trabajo óptimo no depende únicamente de la temperatura de fuente térmica residual, sino de la T_{cond} considerada, y de las restricciones de la instalación. De este modo, se observa que para T_{cond} próximas a condiciones ambiente, es decir, 50°C, el fluido de trabajo óptimo para temperaturas superiores a 350°C es el agua. Dicho fluido responde muy positivamente desde el punto de vista energético y exergético para fuentes térmicas de temperatura elevadas, debido a que las mayores temperaturas de ciclo permite realizar los procesos de transferencia de calor de un modo más eficaz, con menos irreversibilidades y mayores rendimientos de ciclo. En cambio, para temperaturas inferiores de 350°C, tales que no permitan elevados sobrecalentamientos, el fluido óptimo es el R245fa, debido a los elevados niveles de aprovechamiento de fuente residual. En cambio, para T_{cond} próximas a temperatura del agua de refrigeración, la solución óptima para temperaturas inferiores a 450°C, es el etanol. Mediante el análisis exergético realizado en el proceso de evaporación, se ha observado que dicho nivel es fuertemente decreciente con la temperatura de fuente residual y temperatura de evaporación debido a las pérdidas de transferencias de calor y de aprovechamiento de fuente residual respectivamente. El agua exhibe rendimientos exergéticos mejores que para el agua y etanol, prácticamente para todas las temperaturas de fuentes residuales. Mediante el análisis exergético del condensador, se obtiene que las pérdidas de exergía para una T_{cond} fija, no presenta grandes diferencias ni al variar la temperatura de fuente, ni T_{evap}

Posteriormente, se ha procedido a utilizar la metodología descrita en la primera parte del capítulo, para abordar el estudio termodinámicos de ciclos Rankine en el aprovechamiento de diferentes fuentes residuales para evaluar las prestaciones máximas esperables para ese tipo de configuración. Para ello se ha seleccionado un MCIA diésel biturbo como ejemplo representativo de WHRS en motores.

La resultados obtenidos muestran inicialmente que la solución de aprovechar todas las fuentes en un mismo ciclo, es una solución energéticamente poco rentable. A su vez, dicha configuración requiere grandes requerimientos de transferencia de calor, exhibiendo rendimientos de ciclo entre 4-6 %, lo que equivale a unos aumentos potencias mecánicas generadas de entre 6-9 %. El análisis exergético del proceso de evaporación de dicha solución, presenta niveles superiores a los obtenidos mediante una fuente residual debido a que en la secuencia de aprovechamiento de fuentes de mayor a menor temperatura, se reducen las irreversibilidades por transferencia de calor.

Para obtener mayores prestaciones, se ha considerado dos configuraciones de ciclo binario. Los ciclos de alta para cada ciclo han sido un ciclo de agua y etanol (fuentes de elevada temperatura) y R245fa (fuentes de baja temperatura y potencia disipada en el condensador de alta). Se ha observado que ambos ciclos muestran mejores prestaciones que el aprovechamiento de todas las fuentes residuales. Las restricciones PP en el ciclo de alta de agua se sitúan en el proceso de evaporación, mientras que en el ciclo de etanol se sitúan en condiciones de líquido saturado. El ciclo de alta de agua ofrece una potencia generada de 39 kW frente a los 35 kW que ofrecen el etanol. La solución del ciclo de alta además puede considerarse a su vez como solución independiente(sin considerar el posterior ciclo de baja temperatura) debido a las prestaciones y potencia y bajos requerimientos de intercambio de calor necesarios. Respecto el ciclo de baja temperatura, se produce una potencia del orden del 50 % de la potencia del ciclo de alta con transferencia de calor en el evaporador cercanas al 400 % mayores. De este modo la solución del ciclo de baja puede considerarse como prestaciones prohibitiva respecto potencia neta producida, complejidad y tamaños de intercambiador necesarios.

A partir de los buenas prestaciones obtenidas por el ciclo de alta en la configuración de ciclo binaria, se ha realizado un análisis más exhaustivo de este tipo configuración considerando diferentes secuencias de aprovechamiento. Los ciclos de recuperación con R245fa y etanol, al mostrar mayores necesidades de potencia térmica en el calentamiento del líquido subenfriado, muestran prestaciones satisfactorias en secuencias de aprovechamiento donde el líquido es calentado por una fuente residual con elevada potencia térmica (como pueden ser los gases de escape). Los ciclos de recuperación con agua,

no presentan variaciones según la secuencia de aprovechamiento seleccionada siempre y la potencia residual del EGR sea utilizada en sobrecalentar el vapor saturado. Del análisis exérgico del evaporador, se han obtenido conclusiones y tendencias similares a las observadas mediante el estudio de generación de potencia.

3.5. Referencias

- [3] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz y T. Sánchez. “Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants”. En: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 2162-2170 (Cit. en págs. 1, 48, 100).
- [5] M. Bianchi y A. Pascale. “Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources”. En: *Applied Energy* 88 (2011), págs. 1500-1509 (Cit. en págs. 2, 20, 51).
- [8] D. Arias, T. Shedd y R. Jester. “Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle.” En: *SAE Paper* 2006-01-1605 (2006) (Cit. en págs. 2, 25, 51).
- [21] R. Chammas y D. Clodic. “Combined cycle for hybrid vehicles”. En: *SAE paper* 2005-01-1171 (2005) (Cit. en págs. 3, 14, 15, 19, 24, 25, 48).
- [22] T. Hung, T. Shai y S. Wang. “A review of organic Rankine cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat”. En: *Energy* 22 (1997), págs. 661-667 (Cit. en págs. 3, 14, 18, 19, 22, 23, 25, 58).
- [28] F. Payri y J. Desantes. *Motores de combustion interna alternativos*. Ed. por J. D. F. Payri. Universitat Politècnica de Valencia, 2011 (Cit. en págs. 14, 16, 27, 66, 72, 137, 147, 171, 179, 184, 185, 187).
- [30] C. Taylor. “Automobile engine tribology design considerations for efficiency and durability.” En: *Wear* 1 (1998), págs. 1-8 (Cit. en págs. 14, 48).
- [41] V. Dolz, R. Novella, A. García y J. Sánchez. “HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy”. En: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 269-278 (Cit. en págs. 16, 77, 122).

- [42] V. Macián, J. Serrano, V. Dolz y J. Sánchez. “Methodology to design a bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles. Study in a HDD engine”. En: *Applied Energy* 104 (2013), págs. 758-771 (Cit. en págs. 16, 73, 122, 130, 159).
- [47] J. Clavell. *Termodinámica Técnica*. Ed. por AC. 1979 (Cit. en págs. 17-19, 55, 191).
- [70] T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba y S. Ibaraki. “Study on maximizing exergy in automotive engines”. En: *SAE Paper 2007-01-0257* (2007) (Cit. en págs. 25, 31, 33, 51).
- [71] N. Espinosa, L. Tilman, V. Lemort, S. Quolin y B. Lombard. “Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling”. En: *Diesel International Conference and Exhibition*. 2010 (Cit. en págs. 26, 48, 51).
- [74] D. Seher, T. Lengenfelder y J. Gerhardt. “Waste Heat Recovery for commercial vehicles with a Rankine process”. En: *21th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2012 (Cit. en págs. 26, 31, 34, 36, 37, 48, 51).
- [82] B. Peterson, H. Wang y T. Herron. “Performance of a small-scale regenerative Rankine cycle employing a scroll expander”. En: *Proceedings IMechE. Part:A. Journal Power and Energy*. 2008 (Cit. en págs. 31-33, 48).
- [85] D. Hountalas, C. Katsanos, D. Kouremenos y E. Rogdakis. “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD Diesel engine applications”. En: *International Journal of Alternative Propulsion* 1 (2007), págs. 228-249 (Cit. en págs. 31, 51, 105).
- [101] U. Drescher y D. Brggemann. “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”. En: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 223-228 (Cit. en págs. 48).
- [102] W. Yagoub, O. Doherty y S. Riffat. “Solar energy-gas driven micro CHP system for an office building”. En: *Applied Thermal Engineering* 2 (2007), págs. 1604-1610 (Cit. en págs. 48).
- [103] J. Hannis, R. Maali y G. Woollatt. “The design and development of high work transonic turbine stage”. En: *European Conference in Turbomachinery: Latest Developments in Changing Scene, Proceedings of the IMechE*. London, United Kingdom. 1991, págs. 33-45 (Cit. en págs. 48).

- [104] H. Hettiarachchi, M. Golubovic y W. Worek. “Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low- and medium-temperature geothermal heat sources”. En: *Energy* 32 (2007), págs. 1698-1706 (Cit. en pág. 48).
- [105] H. Hjartarson, R. Maack y S. Johannsson. “Húsavík energy multiple use of geothermal energy”. En: *GHC Bulletin*. 2005 (Cit. en pág. 48).
- [106] P. Colonna y T. van der Stelt. *FluidProp: A program for the estimation of thermophysical properties fluids*. 2004 (Cit. en págs. 49, 196, 197).
- [107] P. Colonna, S. Rebay, J. Harinck y A. Guardone. “Real gas effects in ORC turbine flow simulations: influence of thermodynamic models on flow fields and performance parameters”. En: *Proceedings of the ECCOMAS CFD 2006 Conference, Egmond aan Zee, The Netherlands*. 2006 (Cit. en pág. 50).
- [108] I. Vaja y A. Gambarotta. “Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycle (ORCs).” En: *Energy* 35 (2010), págs. 1084-1093 (Cit. en pág. 51).
- [109] K. Rames y D. Sekulic. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley y Sons, 2003 (Cit. en págs. 51, 103, 109, 111, 113, 159).
- [110] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras y H. Spliethoff. “Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications”. En: *Applied Thermal Engineering* 29 (2008), págs. 1809-1817 (Cit. en pág. 51).
- [111] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland y J. Fischer. “Working fluids for low temperature organic Rankine cycles”. En: *Energy* 32 (2007), págs. 1210-1221 (Cit. en págs. 51, 112).
- [112] G. Angelino y P. Colonna. “Organic Rankine Cycles (ORCs) for energy recovery from molten carbonate fuel cells”. En: *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC), Las Vegas (USA)*. 2000 (Cit. en pág. 51).
- [113] M. Armstrong. *Basic Linear Geostatistics*. Springer, 1998 (Cit. en pág. 56).
- [114] M. Moran. *Availability analysis: a guide to efficient energy use*. Ed. por N. Englewood Cliffs. Prentice Hall, 1998 (Cit. en pág. 61).
- [115] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran. *Thermal design and optimization*. Ed. por J. Wley y Sons. New York, 1996 (Cit. en pág. 61).
- [116] R. Gaggioli. “Available energy and exergy”. En: *International Journal of Applied Thermodynamic* 1 (1998), págs. 1-8 (Cit. en pág. 61).

- [117] H. Madhawa, M. Golubovic, W. Worek e Y. Ikegami. “Optimum design criteria for and Organic Rankine Cycle using low temperature geothermal heat sources”. En: *Energy* 29 (2007), págs. 1207-1217 (Cit. en pág. 61).
- [118] M. Kanaglu y A. Bolatturk. “Performace and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy”. En: *Renewable Energy* 11 (2008), págs. 2366-2374 (Cit. en pág. 61).
- [119] J. McGovern. “Exergy analysis- a different perspective on power. Part 1: the concept of exergy”. En: *SAE Technical Paper* 904793 (1990) (Cit. en pág. 61).
- [120] G. Bourhis y P. Leduc. “Power and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines”. En: *Les recontrates scientifiques de l IFP- Advances in Hybrid Powertrains*. 2008 (Cit. en pág. 61).
- [121] B. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis y G. Papadakis. “Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system”. En: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1295-1306 (Cit. en pág. 61).
- [122] J. Serrano, F. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira, M. Lejeune y N. Auffret. “Analysis of the capabilities of a two-stage turbocharging system to fulfil the US2007 anti-pollution directive for heavy duty diesel engines2008; 9,3.277-288.” En: *International Journal of Automotive Technology* 3 (2008), págs. 277-288 (Cit. en pág. 68).
- [123] *Emission Standards for Model Year 2007 and Later Heavy-duty Highway Engines*. 2007. URL: <http://www.epa.gov/> (Cit. en págs. 68, 114, 115).

Capítulo 4

Estudio de viabilidad técnica de ciclos Rankine como WHRS en MCIA

Contenido

4.1. Introducción	96
4.2. Descripción de la metodología	97
4.3. Estudio de viabilidad de sistema WHRS para motores en vehículos de carretera	114
4.3.1. Descripción de los motores y criterios de diseño de WHRS	114
4.3.1.1. Motor diésel camión	114
4.3.1.2. Motor gasolina vehículo	115
4.3.1.3. Motor diésel camión	116
4.3.1.4. Motor gasolina vehículo	121
4.3.2. Selección de las fuentes residuales	122
4.3.3. Selección del fluido de trabajo	122
4.3.4. Evaluación de potencia isentrópica de WHRS	122
4.3.4.1. Motor diésel camión	122
4.3.4.2. Motor gasolina vehículo	128
4.3.5. Selección de máquina expansora y efecto de irreversibilidades	130
4.3.5.1. Motor diésel camión	131
4.3.5.2. Motor gasolina vehículo	134

4.3.6.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor . . .	137
4.3.6.1.	Definición de criterios de dimensionamiento evaporador	137
4.3.6.2.	Definición de criterios de dimensionamiento condensador	140
4.3.6.3.	Motor diésel camión	143
4.3.6.4.	Motor gasolina vehículo	145
4.3.7.	Selección de elementos constructivos	147
4.3.7.1.	Motor diésel camión	147
4.3.7.2.	Motor gasolina vehículo	148
4.4.	Resumen y Conclusiones	150
4.5.	Referencias	153

4.1. Introducción

En el capítulo anterior se ha descrito una metodología para el análisis puramente termodinámico de ciclos Rankine ideales como primer paso para la implementación de un WHRS en MCI A. En la primera parte del capítulo se realizó el análisis termodinámico del aprovechamiento de una única fuente de energía residual para distintos fluidos de trabajo. En la segunda parte del capítulo se evaluó termodinámicamente diferentes los ciclos Rankine como WHRS empleando distintas secuencias de aprovechamiento de fuentes residuales existentes en un MCI A.

En el presente capítulo se desarrolla una metodología de evaluación global, que permitirá la realización de estudios de viabilidad de sistemas WHRS en MCI A. Los estudios viabilidad realizados considerarán tanto irreversibilidades de los diferentes componentes constructivos del ciclo, como las limitaciones impuestas por criterios de diseño. Posteriormente, se aplicará la metodología desarrollada a dos casos prácticos, con el fin de diseñar un prototipo en el laboratorio que permita comparar las prestaciones teóricas con resultados experimentales. Los motores considerados serán: 1) motor diésel de camión 12 litros turbosobrealimentado bietapa por elevados caudales máxicos y temperaturas de fuentes de energía residual no superiores a 600°C) y 2) motor gasolina 2.0 litros de inyección directa turbosobrealimentado (caracterizado por temperatura de gases de escape cercanas a 850°C).

4.2. Descripción de la metodología

El diseño necesario para realizar la implementación de WHRS en un vehículo es un problema complejo. A lo largo desarrollo del proceso de implementación existen múltiples restricciones (máxima presión en la línea de alta presión del WHRS, máxima temperatura de condensación, DT , máxima caída de presión en línea de gases de escape, temperatura y presión máxima en expansor, etc) y multitud de objetivos (aumento de potencia proporcionada por el ciclo, mínimos requerimientos de espacio, velocidad de vehículo mínima para el funcionamiento del WHRS, etc), que deben de ser considerados y satisfechos para la obtención de una solución final óptima.

En esta sección se propone una metodología para simplificar la implementación del WHRS para su posterior ejecución, tanto en banco de ensayo como su instalación como prototipo en el vehículo. La metodología propuesta, consiste en la consecución de diferentes pasos, tal y como muestra la figura 4.1:

1. Especificación del problema. En este primer paso se describe el MCIA considerado, y se determinan los objetivos y las limitaciones que debe satisfacer el ciclo WHRS. Tal y como se comentó en el capítulo 2 y 3, los aspectos fundamentales a considerar para la implantación de un WSHR pueden ser: 1) reducir al máximo los requerimientos de espacio de los componentes del ciclo de recuperación, 2) reducir al máximo las posibles pérdidas de presión que puedan afectar al funcionamiento habitual del motor, sobre todo pérdidas de presión en los gases de escape, 3) utilización expansores apropiados en puntos de funcionamiento habituales de motor, etc.
2. Evaluación de todas las fuentes de energía residuales. El objetivo de este paso es identificar, mediante análisis energéticos y exergéticos, las fuentes con mayor nivel de potencia disponible y mayor capacidad para generar potencia. Para la cuantificación de la potencia disponible de cada fuentes residual, se evaluarán las condiciones de entrada (i) y salida (o) para cada una ellas, y en cada uno de los puntos de operación del motor a través de la ecuación 4.1. Para la cuantificación de la potencia térmica residual disponible de los gases de escape, se considerarán como condiciones de salida, condiciones ambientales.

$$\dot{W}_f = \dot{m}_f (h_{f,i} - h_{f,o}) \quad (4.1)$$

El estudio exergético se basará en la cuantificación de la exergía disponible de cada fuente de energía residual mediante la ecuación 3.6 y 3.7 del capítulo 3.

3. Selección de las fuentes de energía residual. Las fuentes de energía residuales serán seleccionadas dependiendo de sus propiedades energéticas y exergéticas analizadas en el paso anterior. En este paso se debe asegurar que la potencia residual disponible y la exergía de las fuentes seleccionadas deben de ser mayores que el mínimo de potencia exigible (si éste existiese). Si la potencia de las fuentes seleccionadas fuese menor que las del requerimiento de potencia, el diseño preliminar no tendría solución satisfactoria.
4. Selección del fluido de trabajo. Los diferentes fluidos de trabajo, previamente preseleccionados según criterios de seguridad, ambientales y corrosividad, serán evaluados para seleccionar cual de ellos o que grupo de ellos generan idealmente las mayores potencias de trabajo en el paso siguiente de la metodología.
5. Evaluación de potencia isentrópica del ciclo.

Se analizan las prestaciones de potencia de ciclo que ofrecen los diferentes fluidos de trabajo considerados, en cada uno de los puntos de funcionamiento del motor objeto de estudio, y sin considerar las irreversibilidades de los elementos constructivos. A dicha potencia se le denomina potencia isentrópica de ciclo [124].

El procedimiento y las hipótesis consideradas para este proceso son similares a las impuestas en los estudios de potencialidad del capítulo 3, sección 3.2, salvo alguna excepción impuesta (variación de presión máxima o relación de expansión máxima en expansor, etc) para adaptarse a la disponibilidad de los diferentes elementos constructivos, o aumentar criterios de seguridad de la instalación. En este estudio se considerará una única etapa de expansión para lograr soluciones constructivas compactas. De este modo se considerará una $\Pi_{exp,max}=10$ en la etapa de expansión.

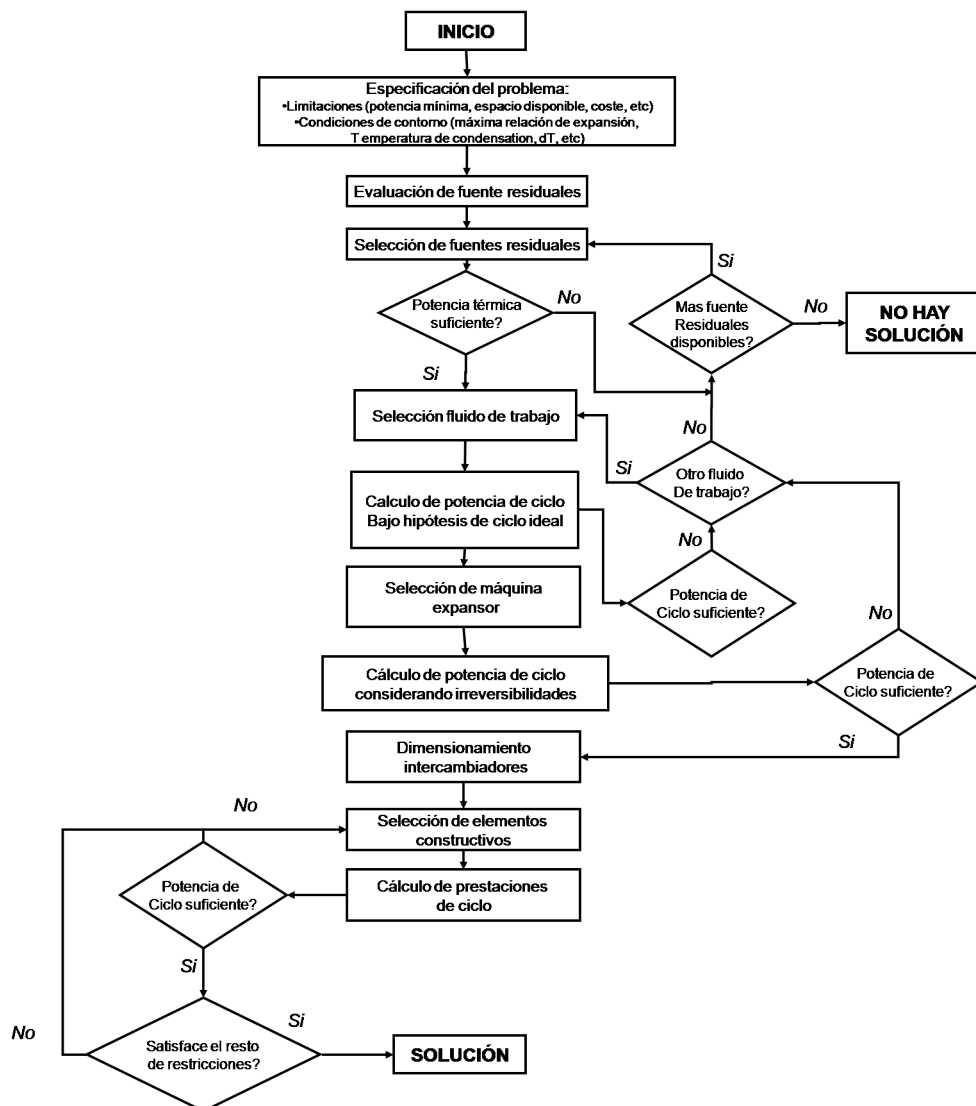


Figura 4.1: Diagrama de flujo de la metodología para evaluación de WHRS en MCIA.

6. Selección de máquina expansora.

En el siguiente paso de la metodología se define el criterio de selección de la máquina expansora, y se analizan los efectos de sus irreversibilidades externas en las prestaciones del ciclo WHRS. Las irreversibilidades producidas en la bomba son consideradas bajo la hipótesis de eficiencia isentrópica de compresión del 80 % [3]. Debido al reducido efecto de la potencia de la bomba en la potencia neta del ciclo, no se realizará un estudio más exhaustivo de dichas irreversibilidades.

Para la caracterización de un proceso de expansión en una máquina expansora es fundamental la definición de cuatro parámetros. Los parámetros son:

- Salto de presiones o salto isentrópico en expansor $\Delta h_{s_{wf,exp}}$.
- Flujo volumétrico del fluido de trabajo a la salida del expansor. $\dot{V}_{wf,exp,o}$.
- Diámetro de la máquina expansora D_{exp} . La dimensión de D_{exp} difiere dependiendo del tipo de máquina expansora. Para expansores pistón lineales, D_{exp} hace referencia al diámetro de cilindro. Para expansores rotativos, D_{exp} indica el diámetro del volumen exterior del expansor. Finalmente para turbinas, indica el diámetro máximo de rueda.
- Velocidad angular de la máquina. N_{exp} .

$\Delta h_{s_{wf,exp}}$ y $\dot{V}_{wf,exp,o}$ representan el proceso de expansión del fluido de trabajo mientras que D_{exp} y N_{exp} caracterizan la máquina donde tiene lugar la expansión.

Una de las combinaciones posibles para agrupar los cuatro parámetros, es mediante la utilización de dos números adimensionales, D_s y N_s , que se definen del siguiente modo:

$$D_s = D_{exp} \frac{\Delta h_{s_{wf,exp}}^{1/4}}{\dot{V}_{wf,exp,o}} \quad (4.2)$$

$$N_s = N_{exp} \frac{\dot{V}_{wf,exp,o}^{1/2}}{\Delta h_{s_{wf,exp}}^{3/4}} \quad (4.3)$$

Analizando la ecuación 4.2, se observa que elevados D_s indican saltos entálpicos elevados para una determinada energía cinética de flujo, lo que requiere la utilización de máquinas con velocidades bajas respecto

la potencia desarrollada es decir, máquinas volumétricas. En cambio elevados N_s , según la ecuación 4.3, implican máquinas cuya velocidad cinética del flujo inducida por el movimiento del rotor es muy superior a la variación cinética debido a la expansión, es decir, turbomáquinas. Los cuatro parámetros definidos anteriormente son esencialmente incompresibles, y su utilización está justificada para el estudio tanto de máquinas expensoras volumétricas, como para máquinas de flujo continuo, siempre y cuando el fluido que la recorre no presente un comportamiento marcadamente compresible. Por ello, y sobre todo en la selección de turbomáquinas [125], debe asegurarse la condición de $M_{exp} \leq 1$ de la máquina sea inferior a la unidad [125], [126] y [127], siendo:

$$M_{exp} = \frac{U_o}{a_o} \leq 1 \quad (4.4)$$

siendo U_o la velocidad lineal de punta de pala del rotor a la salida de la máquina expensora (m s^{-1}) y a_o la velocidad del sonido del fluido en condiciones de salida del expensor (m s^{-1}). Junto con la restricción de M_{exp} , se aplicará la condición régimen subsónico del flujo a la salida del expensor de flujo continuo, es decir:

$$M_{wf} = \frac{v_{wf,exp,o}}{a_o} \quad (4.5)$$

siendo $v_{wf,exp,o}$ la velocidad absoluta del fluido a la salida del expensor (m/s).

En la bibliografía existen diferentes mapas de selección de turbomáquina a partir de números adimensionales N_s y D_s basados en resultados experimentales [128], [129], [130] y [125]. Uno de los trabajos más completos, debido a la diversidad de máquinas expensoras consideradas, es el desarrollado por la compañía Barber-Nichols [127]. En dicho trabajo, se recopilan los resultados experimentales de rendimientos isentrópicos y características geométricas, en forma de mapa representado en la figura 4.2, de una multitud de expansores existentes mediante el empleo de N_s y D_s en unidades imperiales. De este modo se puede predecir de una manera aproximada tanto el tipo de máquina expensora más apropiada como el η_{iso} del proceso de expansión mediante la asignación de N_s y D_s .

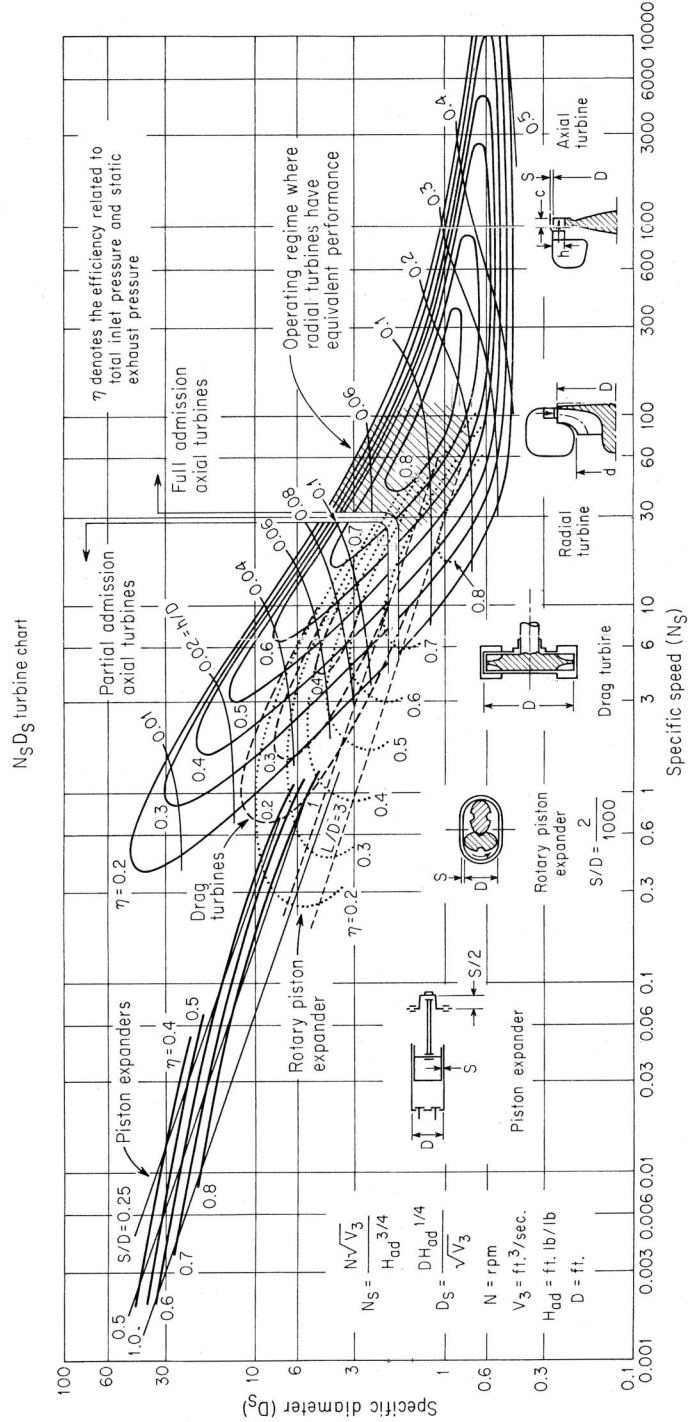


Figura 4.2: Mapa $N_s - D_s$ para selección de expander. Fuente:[127].

7. Evaluación del tamaño de intercambiador.

Como se ha expuesto al comienzo del capítulo, la evaluación técnica de un ciclo WHRS no está basada únicamente en aspectos termodinámicos. También los requerimientos de espacio, peso, coste de instalación son aspectos muy importantes que afectarán a la viabilidad de la solución considerada, sobre todo en la implementación final en un MCIA. El dimensionamiento de los intercambiadores para producir un proceso de transferencia de calor determinado, se realizará empleando el concepto de DTLM (diferencia de temperatura logarítmica media). Considerando que el intercambiador presenta una configuración contracorriente, el proceso de transferencia de calor [109] puede definirse mediante la ecuación 4.6:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DTLM = U \cdot A \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}} \quad (4.6)$$

siendo, U coeficiente global de transferencia de calor ($\text{kW m}^{-2} \text{°C}^{-1}$), A superficie de intercambio de calor (m^2) y ΔT_i , ΔT_o diferencia de temperatura entre FF y FC en cada extremo del intercambiador (K).

Para el empleo la ecuación 4.6 se necesita considerar la hipótesis de $U=\text{cte}$ a largo del proceso de transferencia de calor. Para ello, el proceso de transferencia de calor debe descomponerse en diferentes procesos tal y como muestra la figura 4.3 en los cuales pueda considerarse dicha hipótesis. La figura 4.3 representa los diferentes procesos de transferencia de calor existentes en un ciclo Rankine. En dicha figura, se muestra la existencia de varios procesos de transferencia de calor de distinta naturaleza en el evaporador y condensador del ciclo Rankine. En el evaporador se pueden diferenciar tres procesos de transferencia de calor considerando el estado de agregación del fluido de trabajo: 1) calentamiento del líquido hasta condiciones de líquido saturado, 2) evaporación, 3) sobrecalentamiento. Del mismo modo, en el condensador tienen lugar dos procesos de intercambio de calor: 1) enfriamiento del fluido de trabajo, en vapor sobrecalentado a la salida del expansor, y 2) condensación del fluido de trabajo.

El cálculo de U de cada uno de los procesos se ha obtenido mediante un método similar al desarrollado por Rames *et al.* [109] pero considerando las peculiaridades del WHRS en MCIA. A partir de los trabajos desarrollados por Mavridou [75], el tipo de intercambiador seleccionado para los procesos de transferencia de calor del WHRS será un intercambiador de placas aletas en contracorriente. El motivo de su selección reside en:

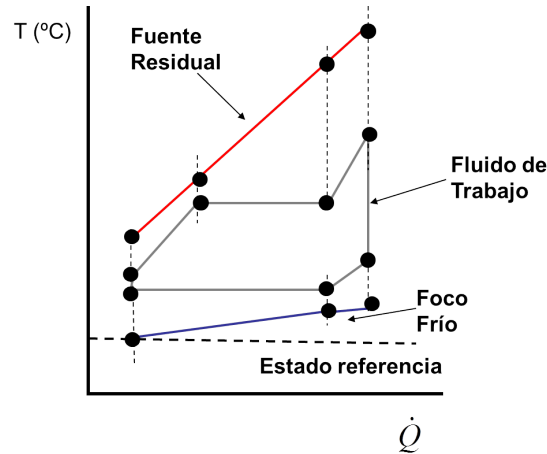


Figura 4.3: Perfil de temperaturas de los diferentes procesos de transferencia de calor en un ciclo de Rankine.

1) posibilidad de reducida caída de presión en el fluido de trabajo y en las fuentes de energía térmica residual gaseosas, y 2) presenta diseños compactos sin grandes requerimientos de espacio. La tipología básica del intercambiador placas aletas, aparece ilustrada en la figura 2.5b.

De ese modo, se realiza la evaluación del tamaño del evaporador y condensador del WHRS mediante la suma de las longitudes de intercambiador necesarias para cada proceso de transferencia de calor. El procedimiento utilizado para el dimensionamiento de los intercambiadores aparece ilustrado en la figura 4.4.

El procedimiento para el dimensionamiento de los intercambiadores, como ilustra la figura 4.4, consta de los siguientes procesos:

- Asignación de sección transversal (A_t) ($H \times W$ considerando la nomenclatura de la figura 2.5b). Debido a las diferentes propiedades del fluido de trabajo en la línea de alta y baja presión, y características de las fuentes residuales y del FF, la asignación de A_t se realiza mediante criterios distintos en el dimensionamiento del evaporador y del condensador.

Sección transversal para evaporador. En el dimensionamiento del evaporador se deben considerar los siguientes aspectos:

- Pérdida de presión de las fuentes de energía residual (ΔP_f). La pérdida de presión considerada será la existente en el proceso

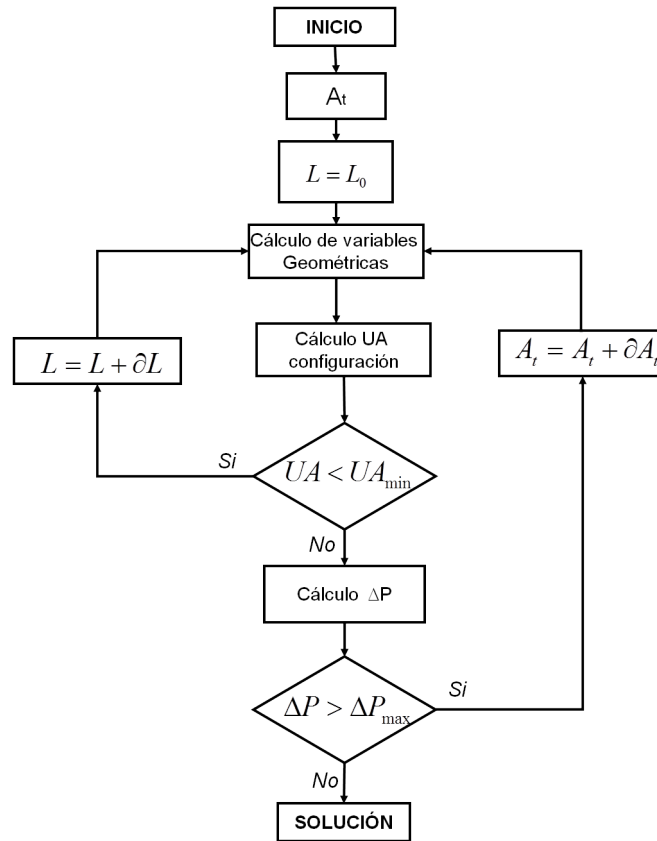


Figura 4.4: Diagrama de flujo del procedimiento empleado para el dimensionamiento de los intercambiadores.

de aprovechamiento de los gases de escape. La caída de presión del resto de fuentes (EGR, Intercooler y Aftercooler) no serán consideradas puesto que su aprovechamiento no implica la colocación de un intercambiador adicional. De este modo, se supone que la pérdida de presión es similar a la producida por los intercambiadores originales del motor estudiado.

- Caída de presión de fluido de trabajo. La pérdida de presión será compensada con la bomba del ciclo. El incremento de potencia de bomba por este efecto, se considera despreciable respecto la potencia obtenida en el proceso de expansión [85].
- Requerimientos de espacio. El espacio es uno de los factores fundamentales a considerar en el para el diseño de un WHRS en MCIA debido a la poca disponibilidad de espacio.

- Aumento de peso de motor de referencia produciendo mayores pérdidas de fricción.

Así, el dimensionamiento del evaporador y la selección del A_t , generalmente estará sometido a las restricciones de ΔP_f y el volumen del evaporador (V_{max}). La figura 4.5 muestra la sensibilidad del volumen de intercambiador y de ΔP_f en función de la sección transversal para un proceso de transferencia de calor en un evaporador genérico de características similares a las consideradas en los estudios realizados a lo largo del capítulo. En la figura se muestran las diferentes áreas transversales límite (A_{dp} y A_{vol}), considerando los criterios limitantes de $\Delta P_{f,max}$ y V_{max} respectivamente. Como muestra la figura 4.5, si $\Delta P_{f,max}$ presenta niveles de presión suficientemente bajos, un aumento de sección (y por lo tanto de volumen) es poco efectivo para reducir ΔP_f , puesto que la función $\Delta P_f(A_t)$ se encuentra próxima a su asíntota con el eje x.

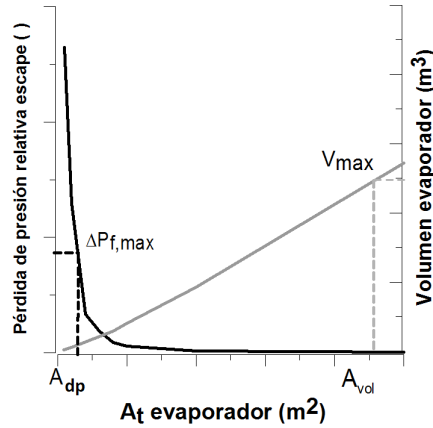


Figura 4.5: Diagrama de pérdida de presión relativa de gases de escape y volumen del evaporador en función del área transversal (A_t).

La sección A_t (comprendida entre A_{dp} y A_{vol}) seleccionada para un punto de motor, se denomina $A_{t,pi}$. Las secciones transversales del evaporador para cada punto de funcionamiento de motor, se calcularán a partir de la relación de caudales másicos de los gases de escape. Para mantener pérdidas de presión similares en cada punto de funcionamiento, la asignación de A_t para cada punto de motor se realizará mediante la expresión:

$$A_{t,pi+1} = A_{t,pi} \frac{\dot{m}_{esc,pi}}{\dot{m}_{esc,pi+1}} \quad (4.7)$$

siendo \dot{m}_{esc} caudal másico de gases de escape (kg s^{-1}), y el subíndice $_{pi}$, punto de funcionamiento de motor.

Sección transversal para condensador El procedimiento para el dimensionamiento del condensador, al igual que en el evaporador, puede depender de tres aspectos:

- Caída de presión del aire de refrigeración. Debido a que el movimiento del aire en el condensador viene impuesto por el movimiento relativo del vehículo, la convección forzada no conlleva ningún gasto de potencia adicional, por lo que no se considera dicha caída de presión para el dimensionamiento del evaporador.
- Caída de presión del fluido de trabajo (ΔP_{wf}). La caída de presión del fluido de trabajo en el condensador puede afectar principalmente a la integridad de la instalación en condiciones de niveles muy bajos de P_{cond} . Respecto al aumento de potencia mecánica requerido por la bomba para compensar dicha pérdida de presión, se considera despreciable al igual que en el caso del evaporador.
- Velocidad mínima convección forzada (v_{min}). Los WHRS requieren inevitablemente un proceso de disipación de la energía sobrante del ciclo hacia el FF, es decir, aire en condiciones ambientales. De este modo, el caudal de aire necesario para el proceso de transferencia de calor en el caso de un MCIA, debe provenir de la inclusión del aire atmosférico en condiciones de funcionamiento del vehículo para no afectar a las necesidades de disipación térmica originales del motor. El caudal másico de aire necesario para tal efecto, se obtiene mediante la ecuación 4.8. En el cálculo del caudal de aire se impone $DT_{cond}=15^\circ\text{C}$ como diferencia térmica entre el aire y el fluido de trabajo en condiciones de vapor saturado. De este modo, la ecuación del balance energético en el condensador es la siguiente:

$$\begin{aligned} P_{dis} &= \dot{m}_{FF} \cdot C_{pFF} \cdot ((T_{cond} - 15) - (T_{FF})) \\ &= v_{min} \cdot A_t \cdot \rho_{FF} \cdot C_{pFF} \cdot ((T_{cond} - 15) - T_{FF}) \end{aligned} \quad (4.8)$$

donde P_{dis} es la potencia de disipación requerida por el ciclo en el proceso de condensación (kW), v_{min} velocidad mínima del vehículo, es decir, la velocidad mínima de convección forzada

del aire ambiental a la entrada del intercambiador (m s^{-1}), y ρ_{FF} densidad del aire en condiciones ambientales (kg m^{-3}) descritas en el capítulo 3. En dicho cálculo se verifica que el caudal de aire ambiental es suficiente para producir el posterior enfriamiento del fluido de trabajo en caso de condiciones de vapor sobrecalentado a la salida del expansor.

Finalmente, considerando la ecuación 4.8, la restricción impuesta para que tenga lugar el proceso de transferencia debe satisfacer que:

$$v_{min} \cdot A_t \geq \frac{P_{dis}}{\rho_{FF} \cdot C_{p_{FF}} \cdot ((T_{cond} - 15) - T_{FF})} \quad (4.9)$$

Según la ecuación 4.9, la asignación de A_t , a diferencia del evaporador, tendrá el límite inferior determinado por la potencia de disipación necesaria en el condensador, y por lo tanto, por la velocidad del vehículo en cada punto de funcionamiento del motor. Si el límite inferior de A_t respecto las necesidades de disipación del condensador satisfacen los requerimientos de caída de presión, el dimensionamiento del condensador presenta una solución posible.

- Después de la asignación de A_t para cada intercambiador, se calculan el resto características geométricas a partir de una longitud inicial $L = L_0$. Las propiedades geométricas asociadas al intercambio de calor para cada sustancia son: 1) superficie mínima de paso de flujo de cada sustancia (A_o), 2) superficie de transferencia de calor (A_{ht}), 3) superficie de transferencia de calor de pared (A_w), 4) diámetro hidráulico (D_h), 5) densidad de superficie de transferencia de calor (τ), 6) relación de superficie mínima de paso de flujo (σ), y 7) relaciones de área frontal de cada sustancia (α). El cálculo de estos parámetros está extensamente descrito en los trabajos de Rameh *et.al* [109]. Para el dimensionamiento de los intercambiadores se han considerado aletas rectangulares. El resto de características geométricas de las aletas aparecen listadas en la tabla 4.1. Las relaciones τ y α para cada zona del intercambiador dependerán de la relación de alturas de aletas correspondientes a cada sustancia, $\Pi_b = b_{wf}/b_f$. Dicho parámetro será objeto de un estudio paramétrico tanto en el dimensionamiento del evaporador, como del condensador.

Tabla 4.1: Características geométricas de las aletas.

Parámetro	Fluido de trabajo	Fuente residual
Número de aletas (ud/m)	157	500
Paso de aletas (p) (mm)	2	4.2
Espesor aletas (δ) (mm)	0.2	0.2
Espesor placas (δ_w) (mm)	0.2	0.2
Offset entre aletas (n_{off}) (mm)	0	1

- El proceso siguiente, consiste en realizar el cálculo del factor UA obtenido mediante la configuración geométrica fijada en el proceso descrito en la figura 4.4, y las propiedades termodinámicas de cada sustancia. Para ello, es necesario calcular el coeficiente de transferencia ht de cada sustancia mediante la ecuación 4.10 [109]:

$$ht = \frac{jC_p G}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (4.10)$$

donde C_p es la media aritmética del calor específico a presión constante a lo largo del proceso de transferencia de calor ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) de la sustancia, G es la velocidad del flujo másico ($\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$), Pr es el número adimensional de Prandtl adimensional, y el término

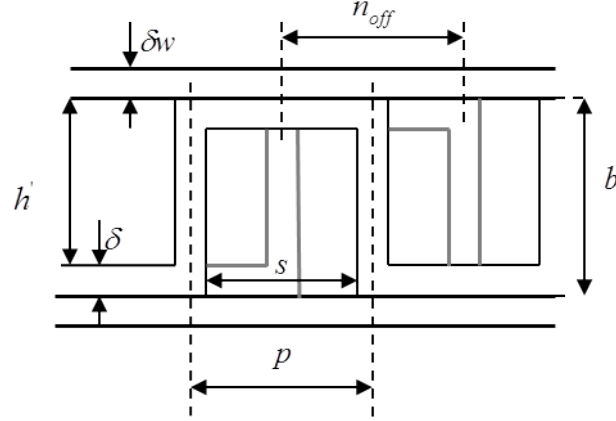


Figura 4.6: Esquema de variables geométricas para un intercambiador tipo placa y aletas.

j es el coeficiente de transferencia de calor. El valor j es calculado mediante la correlación de Manglik y Bergles [131] para intercambiadores compactos con aletas mediante la expresión 4.11:

$$j = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0,1541} \left(\frac{\delta}{L_{fin}}\right)^{0,1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0,0678} \times \left[1 + 5,269 \times 10^{-5} Re^{1,340} \frac{s}{h'}^{0,504} \left(\frac{\delta}{L_{fin}}\right)^{0,456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1,055}\right]^{0,1} \quad (4.11)$$

donde Re es el número adimensional de Reynold considerando D_h como longitud característica, δ es espesor de aleta (m), L_{fin} dimensión longitudinal de la aleta (m), $h' = b - \delta$ (m) y $s = p - \delta$ (m), siendo p y b las distancias ilustradas en la figura 4.6. El cálculo de G para una sustancia en un intercambiador tipo de placas aletas, se obtiene mediante la ecuación 4.12

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \quad (4.12)$$

donde $A_{o,f}$ se calcula mediante la expresión:

$$A_o = \frac{(D_h \cdot A_{ht})}{4 \cdot L_{fin}} \quad (4.13)$$

siendo L_f la longitud del intercambiador y D_h diámetro hidráulico. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en un proceso de evaporación, se ha utilizado el procedimiento descrito por

Shah [109]. En el cálculo, se consideran tanto fenómenos convectivos como fenómenos propios de evaporación nucleada, obteniendo así el coeficiente de transferencia de calor $ht_{tp,evap}$ en función del título de vapor (x). Para el cálculo de $ht_{tp,evap}$ se utilizará la correlación de Kandlikar [132]. El coeficiente de transferencia de calor medio para el proceso de condensación $ht_{tp,cond,m}$, se calcula mediante la ecuación de Oud Didi *et. al* [133]. Posteriormente, se determina la eficiencia de las aletas (η_{fin}) y la eficiencia media (η_0) para cada una de las sustancias. La tipología de aleta considerada es de tipo cuadrada, por lo que la eficiencia de la aleta se obtiene mediante la ecuación 4.14

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh m.l_f^*}{m.l_f^*} \quad (4.14)$$

donde $l_f^* = b/2 - \delta$ y m es:

$$m = \sqrt{\frac{2ht}{k_{fin}} \delta \left(1 + \frac{\delta}{L_{fin}}\right)} \quad (4.15)$$

donde k_{fin} es el coeficiente de conductividad térmica por conducción de la aleta ($\text{kW m}^{-1} \text{K}^{-1}$).

- Finalmente, la eficiencia media de la superficie se calcula a partir de la ecuación:

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{fin})\alpha \quad (4.16)$$

- Se calcula la resistencia de la pared R_w (K kW^{-1}):

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} \quad (4.17)$$

donde A_w (m^2) es el área total de pared calculado según las especificaciones impuestas.

Finalmente, considerando despreciables el efecto de la conducción longitudinal a lo largo del intercambiador [109], se calcula el producto UA de la configuración geométrica impuesta, mediante la ecuación a través de la ecuación [134]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{0,1}ht_1A_{ht,1}} + R_w + \frac{1}{\eta_{0,2}ht_2A_{ht,2}} \quad (4.18)$$

siendo 1 y 2 las dos sustancias consideradas en el proceso de transferencia de calor.

- Se compara si el parámetro UA obtenido mediante la configuración impuesta satisface la capacidad requerida por el proceso de intercambio de calor considerado. En caso de que la configuración no muestre el valor suficiente, se realizará el mismo procedimiento aumentando la longitud de intercambio. Este proceso, se repetirá hasta que el producto UA del intercambiador sea igual al requerido por el proceso de transferencia impuesto.
- Posteriormente, se analizará la pérdida de presión de ambas sustancias en el intercambiador.

La caída de presión de un fluido a lo largo de un conducto con una transferencia de calor, se calcula para cada uno de los procesos considerados en el dimensionamiento del intercambiador. El cálculo de la caída de presión de una sustancia a lo largo de un intercambiador ΔP (Pa), se realiza con la hipótesis de pérdida de presión gradual a lo largo del proceso de intercambio de calor, es decir $\frac{\Delta P}{\Delta x} = \text{cte}$, utilizando la ecuación [111]:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho g} \left[(1 - \tau_i^2 + K_i) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{l}{D_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m - (1 - \tau_o^2 - K_o) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (4.19)$$

donde

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \quad (4.20)$$

K_i , K_o son factores de pérdida de carga a la entrada de salida del intercambiador, τ_i y τ_o son los coeficientes de pérdida de carga debido a los procesos de contracción y expansión a la entrada y salida de intercambiador y g es la aceleración de la gravedad (m s^{-2}). Los valores numéricos de los coeficientes anteriores, se obtienen a partir del Re , \dot{m} , σ (relación de área/volumen) y geometría de aleta [135]. El factor de fricción f es calculado mediante la correlación impuesta de nuevo por los trabajos de Manglik y Bergles [131] para intercambiadores de placas aletas.

$$f = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0,1541} \left(\frac{\delta}{L_{fin}}\right)^{0,1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0,0678} \times \left[1 + 5,269 \cdot 10^{-5} Re^{1,340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0,504} \left(\frac{\delta}{L_{fin}}\right)^{0,456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1,055}\right]^{0,1} \quad (4.21)$$

Para el cálculo de la pérdida de presión en un cambio de fase (evaporación o condensación), se considera a partir de la pérdida de presión de un vapor húmedo mediante la ecuación 4.22 [109]:

$$\Delta P_{tp} = f_{lo} \frac{4}{D_h} \frac{G^2 L_{fin}}{2g\rho_{lo}} \varphi_{tp}^2 \quad (4.22)$$

donde el subíndice lo indica condiciones de líquido saturado y φ_{tp}^2 es el factor de corrección de fricción para condiciones de vapor húmedo. φ_{tp}^2 se calcula mediante la correlación de Friedel [136]. De este modo, se calcula la caída de presión a lo largo del intercambiador como la integral de φ_{tp}^2 , desde condiciones de líquido saturado a vapor saturado.

- Si la configuración satisface la restricción de caída de presión impuesta, se finaliza proceso de dimensionamiento para el proceso de transferencia de calor dado. De no ser así, se aumenta la sección transversal considerada (A_t) y se repite de nuevo el proceso de cálculo de propiedades geométricas y de transferencia de calor.
8. Selección de elementos constructivos. En este punto de la metodología, se realizará la selección de expansor e intercambiadores que se utilizarán para la implementación final del WHRS. El número de criterios que se pueden considerar para realizar la selección final, puede ser muy amplio, por ejemplo: 1) elementos constructivos óptimos para puntos de funcionamiento más frecuentes de motor, 2) elementos óptimos de puntos de funcionamiento con mayores aumentos de potencia producida, 3) disponibilidad de espacio total, 3) limitación de utilización de expansor supeditada a tecnología disponible, etc.
 9. Finalmente, se analizan las prestaciones del WHRS con los elementos constructivos seleccionados en el paso anterior de la metodología. Si las prestaciones no parecen ser satisfactorias, se pueden reformular de nuevo los criterios considerados tanto: 1) asignación de fuentes residuales,

2) criterios de dimensionamiento de intercambiadores o bien 3) criterios para la selección elementos constructivos.

10. El proceso iterativo se repetirá hasta obtener una solución satisfactoria.

4.3. Estudio de viabilidad de sistema WHRS para motores en vehículos de carretera

4.3.1. Descripción de los motores y criterios de diseño de WHRS

Tal y como se ha introducido al inicio del capítulo, la metodología propuesta se utilizará para evaluar tanto las prestaciones del ciclo (aumento de potencia neta real teórica generada respecto la configuración del motor original), como para otorgar información de la tipología y dimensiones de los elementos constructivos necesarios para la implantación del WHRS. La metodología se aplicará en dos tipos de motores existentes en vehículos actualmente: motor diésel de camión (caracterizado por elevados caudales máxicos y temperaturas de fuentes de energía residuales no superiores a 600°C) y motor gasolina de vehículo ligero sobrealimentado (caracterizado por elevadas temperaturas de gases de escape temperatura 850°C).

4.3.1.1. Motor diésel camión

El motor diésel considerado para el análisis de las prestaciones del WHRS con aprovechamiento de varias fuentes residuales, es el utilizado y descrito en el capítulo 3. La selección del motor se ha basado en criterios como: 1) motor suficientemente representativo de distribución de fuentes térmicas residuales, 2) suficiente conocimiento de fuentes de energía residuales en cada punto de funcionamiento, para realizar un estudio global del motor.

Las fuentes residuales han sido evaluadas en 11 puntos de funcionamiento de motor, para diseñar y evaluar el ciclo resultante óptimo para cada uno de ellos. Los puntos seleccionados representan los puntos de funcionamiento estacionarios para la realización de medidas de emisiones contaminantes establecidas por la directiva (US20010) [123]. La tabla 4.2 muestra los puntos de funcionamiento que han sido seleccionados para realizar el diseño preliminar del ciclo de recuperación.

Tabla 4.2: Puntos de funcionamiento de motor diésel de camión considerados para la evaluación de WHRS.

Régimen (rpm)	Grado de carga (%)
600	0
800	100
1000	100
	25
	50
1200	75
	100
	50
1500	100
	50
1800	100

Para la aplicación de la metodología sobre el motor diésel de camión se aplicará el criterio de máximo aumento de potencia neta producida por el WHRS, respecto la potencia mecánica del motor de referencia.

4.3.1.2. Motor gasolina vehículo

El motor utilizado para evaluar las prestaciones del WHRS en un MCIA con altas temperaturas de gases de escape, ha sido un motor EcoBoost gasolina inyección directa 2.0 l sobrealimentado fabricado por *Ford Motor Company*. Este motor debido a su sistema de inyección directa y sobrealimentación, puede considerarse como suficientemente representativo de las temperaturas de un motor gasolina de última generación. La figura 4.7 identifica los recursos de calor residual disponibles en el motor gasolina considerado.

La fuente residual de los gases de escape ha sido evaluada en 13 puntos de funcionamiento de motor para diseñar y evaluar el ciclo óptimo para cada uno de ellos. Los puntos están inspirados en el sistema de 13-modos para ciclos de homologación de motores gasolina de vehículos ligeros (US20010) [123] y pueden ser considerados como puntos suficientemente representativos de motor . La tabla 4.3 muestra los puntos de funcionamiento que han sido seleccionados para realizar el diseño preliminar del ciclo de recuperación.

Al igual que en el caso del motor diésel sobrealimentado, en aplicación de la metodología sobre el motor gasolina de vehículo se aplicará el criterio

Régimen (rpm)	Grado de carga (%)
1500	25
2000	25
2500	25
	75
	25
4000	50
	75
	100
4000	50
	75
6500	100

Tabla 4.3: Puntos de funcionamiento de motor gasolina 2.0 l utilizados para evaluación de ciclo Rankine como WHRS.

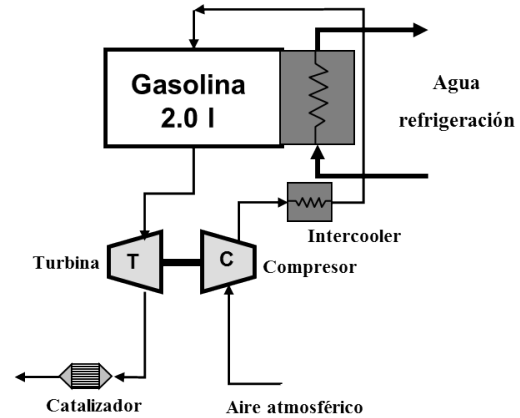


Figura 4.7: Esquema de las fuentes residuales disponibles en motor Eco-boost 2.0 l gasolina inyección directa sobrealimentado.

de máximo aumento de potencia neta producida por el WHRS respecto la potencia mecánica del motor de referencia.

4.3.1.3. Motor diésel camión

A través de los resultados experimentales de cada uno de los puntos de funcionamiento del motor listados en la tabla 4.2, se ha realizado el estudio energético de la potencia térmica residual disponible para cada una de las fuentes residuales. La figura 4.8 muestra una distribución completa de la energía total residual. La superficie ha sido obtenida mediante interpolación a partir de los 11 puntos de funcionamiento de motor (representados por rombos azules).

La figura 4.8 muestra que la potencia residual aumenta con el régimen de giro del motor y el grado de carga. El punto con mayor potencia residual (cerca de 420 kW), corresponde a 1800 rpm y plena carga, puesto que es el punto en el que mayor cantidad de combustible es inyectada. En cambio el punto 600 rpm y 0 % de carga prácticamente no genera potencia residual.

La distribución de niveles energéticos de cada fuente residual existentes en el motor aparece reflejada en la siguiente figura 4.9. Las leyendas de cada punto de funcionamiento ilustran el porcentaje de potencia residual de la fuente respecto el total generado.

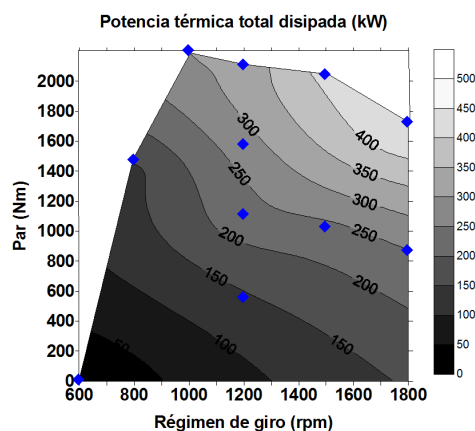


Figura 4.8: Distribución de potencia térmica residual disponible en el motor diésel de camión.

La potencia térmica disponible de los gases EGR oscila entre un 0 % (puntos donde no existe EGR), y un 35 % para puntos con altos regímenes de giro y cargas parciales.

La potencia residual de los gases de escape, es una de las fuentes de energía térmica con mayor nivel energético disponible desde un 44 % (puntos con alto grado de carga y bajo régimen) hasta un 30 % (puntos con alto régimen y grado de carga medio) de la potencia disponible.

La potencia térmica producida en el Intercooler oscila entre un 2 % y un 6 %, lo cual la convierte en una fuente térmica residual de baja potencia térmica disponible.

La potencia disponible durante el enfriamiento de los gases en el After-cooler puede presentar un 7 % de la potencia residual disponible en casi todos los puntos de funcionamiento muestreados. Son potencias ligeramente mayores que las potencias disponibles en el Intercooler debido a que el nivel térmico es mayor por las compresiones experimentadas por el aire de admisión.

La potencia térmica del agua de refrigeración oscila entre un 40 % (altos grados de carga) y un 50 % (bajos grados de carga) de la potencia térmica residual total.

Mediante los resultados obtenidos en el estudio energético de fuentes residuales, se esperaría utilizar las fuentes con mayor potencia térmica residual, es decir, agua de refrigeración, gases de escape y EGR. Observando los resultados obtenidos en el capítulo 3, se concluye que las soluciones con mayor potencia recuperada no son necesariamente las soluciones con mejores prestaciones como ciclos de WHRS.

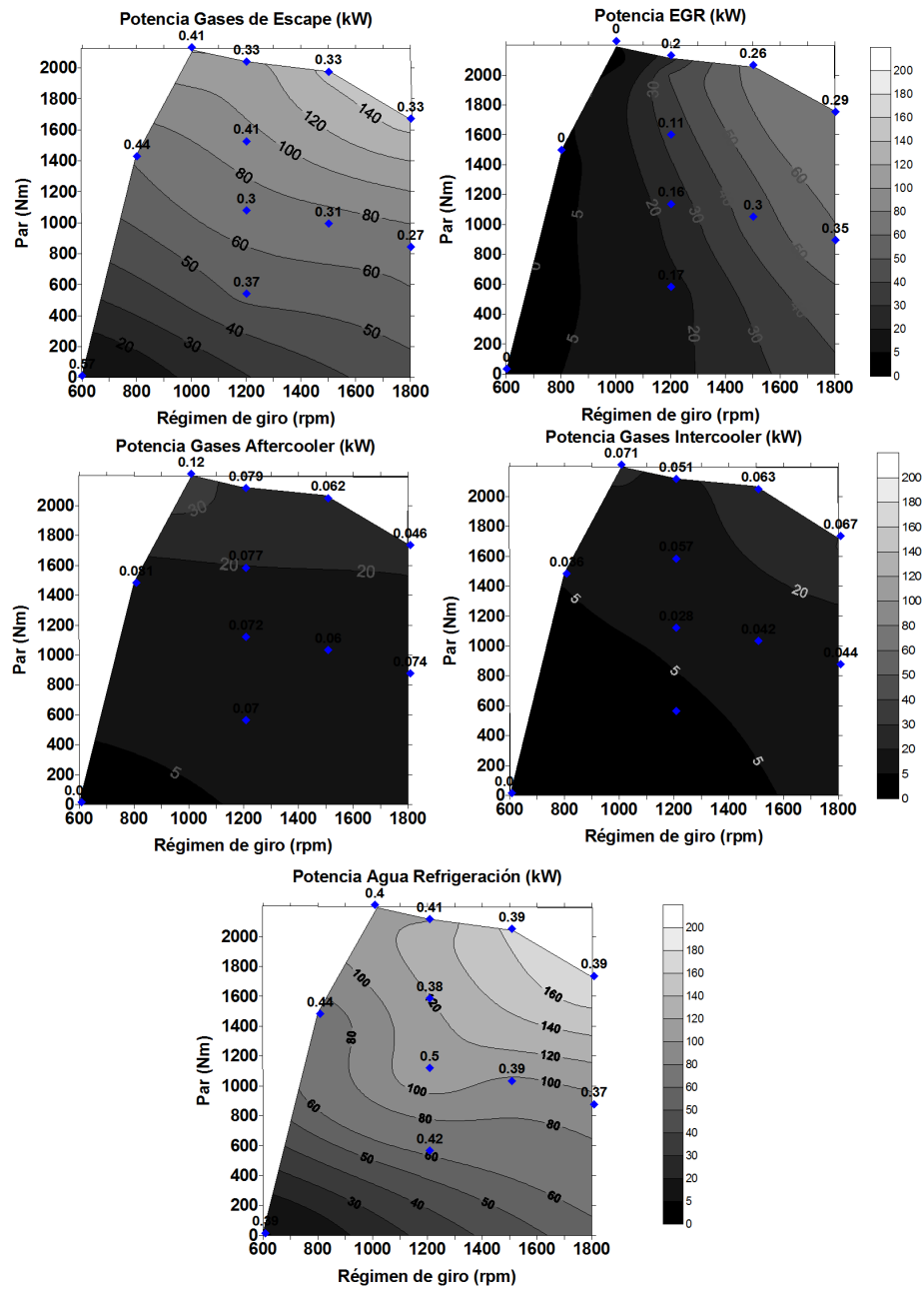


Figura 4.9: Distribución de potencia térmica residual disponible en el motor diésel de camión sobrealimentado.

De este modo, se procede a realizar un análisis exergético para evaluar la máxima potencia que podrían desarrollar cada una de las potencias residuales del motor. La figura 4.10 muestra la exergía disponible de las fuentes térmicas residuales del motor diésel de camión. Las leyendas de cada puntos de funcionamiento muestran la fracción de exergía de la fuente, respecto la exergía total de todas las fuentes residuales.

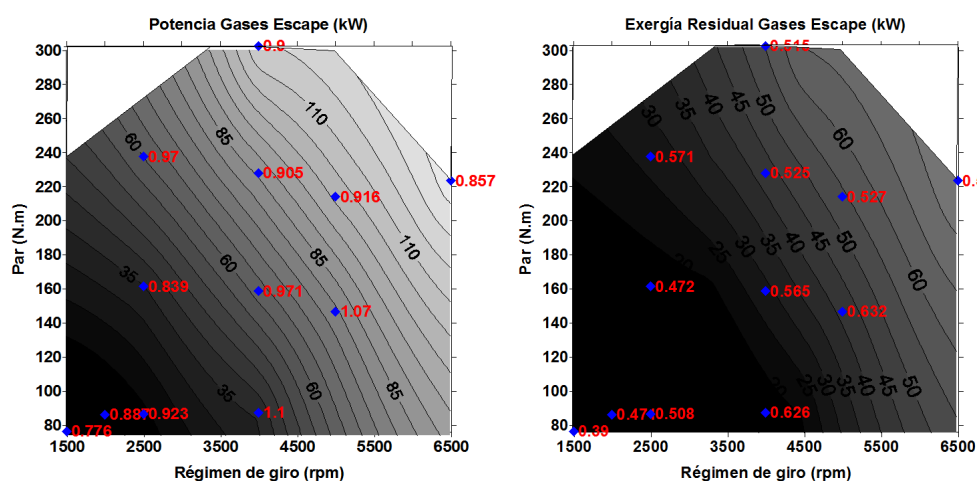
La figura 4.10 muestra que la fuente residual que presenta la mayor fracción de exergía son los gases de escape (desde un 60 % para bajos regímenes hasta un 40 % altos regímenes), a pesar de presentar sólo un 30 % de la potencia disponible residual según mostraba la figura 4.9.

Tal y como puede observarse de la figura 4.10, entre un 11 % y 30 % de la exergía disponible se encuentra localizada en el intercambiador de calor del EGR para regímenes intermedios y altos) correspondiente a un 30 % de la potencia térmica total, tal y como muestra la figura 4.9. Respecto la exergía perteneciente al agua de refrigeración, se obtiene que presenta entre un 22-28 % de la exergía total, pero equivalente a un 35-44 % de la potencia disponible. Este hecho, junto con la restricción en el rendimiento del ciclo que implica su aprovechamiento, tal y como se descrito en el capítulo 3, desestima su aprovechamiento para esta configuración.

Tal y como puede observarse en la figura 4.10, entre un 15 % de toda la exergía disponible se encuentra localizada en los gases de escape, Aftercooler y EGR. De este modo, serán éstas fuentes residuales las utilizadas para el ciclo WHRS.

4.3.1.4. Motor gasolina vehículo

Tal y como se ha descrito en el comienzo de la sección, en el motor gasolina sólo se considerará como fuente de energía residual los gases de escape. La figura 4.11a representa la potencia residual y la exergía de los gases de escape. Según muestra la figura, la potencia térmica residual de los gases de escape presenta una tendencia creciente monótona respecto el régimen de giro (aumento de caudal de gases) y temperatura de gases . Los puntos de funcionamiento utilizados para el análisis de las fuentes residuales aparece representado en la figura 4.11a mediante rombos. En cada punto se muestra el valor numérico de la relación de potencia térmica residual de gases de escape, considerando las condiciones de salida como condiciones ambientales, y adimensionalizada frente a potencia mecánica generada por el motor. Como indica la figura 4.11a, prácticamente en todos los puntos de funcionamiento del motor considerados la potencia disponible a los gases de escape es equivalente a la potencia mecánica generada por el motor. La figura 4.11a muestra como los puntos de alto régimen y carga parcial, son los puntos que representan mayor potencia residual relativa respecto la potencia de motor, por lo que es esperable que sean los puntos que generen mayor aumentos de potencia relativa mediante un WHRS.



(a) Distribución de potencia térmica residual de los gases de escape de motor gasolina vehículo
 (b) Distribución de exergía disponible de los gases de escape de motor gasolina vehículo

Figura 4.11: Estudio energético y exergético de los gases de escape de motor gasolina vehículo

La figura 4.11b muestra la distribución de exergía de los gases de escape. Los puntos de funcionamiento analizados que aparecen representados por rombos azules, se muestran acompañados por una leyenda que indica la exergía adimensionalizada con la potencia mecánica generada por el MCI A. La figura 4.11b muestra que para los puntos de funcionamiento considerados, los gases de escape exhiben una exergía entre 57-50 % de la potencia generada por el motor (aproximadamente la mitad de la energía térmica disponible).

4.3.2. Selección de las fuentes residuales

El tercer paso de la metodología propuesta es el proceso de selección de las fuentes residuales a recuperar. El proceso de selección de las fuentes dependerá fuertemente de los criterios sobre la viabilidad de la implantación del WHRS tal y como se ha indicado en el capítulo 3.

Para la configuración de motor diésel de camión se seleccionarán como fuentes residuales: EGR, gases de escape y Aftercooler debido a sus altos niveles energéticos y exergéticos, lo que permitirá obtener soluciones con generación de potencia aceptable sin intercambiadores demasiado voluminosos [41], [42].

La configuración del motor gasolina utilizará únicamente el calor de los gases de escape.

4.3.3. Selección del fluido de trabajo

Los fluidos de trabajo utilizados para el diseño del WHRS han sido: agua, etanol y R245fa. La justificación de esta selección ha sido ampliamente desarrollada a lo largo del capítulo 2.

4.3.4. Evaluación de potencia isentrópica de WHRS

En el siguiente paso de la metodología, se realizará la evaluación teórica del aumento de potencia máxima obtenida de las configuraciones propuestas (respecto aprovechamiento de fuentes residuales) para cada uno de los puntos de funcionamiento del motor. Las hipótesis para el procedimiento serán similares a las expuestas en el capítulo 3.

4.3.4.1. Motor diésel camión

Tal y como se ha descrito en el capítulo 3, el aprovechamiento de varias fuentes residuales permite diferentes secuencias de aprovechamiento que presentan distintas prestaciones de ciclo. El aprovechamiento óptimo de las

fuentes de energía residual dependerá de dos aspectos: 1) punto de funcionamiento de motor (puesto que define la distribución de temperatura y caudales de las distintas fuentes residuales), y 2) condiciones de temperatura del ciclo (puesto que el aprovechamiento depende fuertemente de T_{evap} y del fluido de trabajo). Las diferentes configuraciones que se han considerado para aprovechamiento de varias fuentes residuales en el motor diésel sobrealimentado de camión aparecen ilustradas en la figura 4.12. La figura 4.12 muestra los diferentes perfiles de temperatura del fluido de trabajo y las diferentes fuentes de energía residual a lo largo del proceso de aprovechamiento. La configuración (A) ilustra la configuración de recuperación en la cual, las potencias residuales del EGR, Aftercooler y gases de escape pueden ser aprovechadas debido a sus niveles de temperatura elevados. En el capítulo anterior se demostró que dicha configuración es considerada como la óptima para aprovechamientos con estas características. La configuración (B) corresponde a la configuración óptima cuando la temperatura residual del Aftercooler no presenta el nivel térmico suficiente como para sustentar el proceso de evaporación del líquido. Debido a que se evitan configuraciones de aprovechamiento en paralelo, tampoco se aprovecha dicha fuente residual para calentamiento del fluido de trabajo en fase líquido, puesto que es más efectivo realizarlo con la potencia de los gases de escape. La configuración (C) se corresponde con los puntos de funcionamiento de motor en los que no existe EGR y el Aftercooler no presenta el nivel térmico suficiente para sustentar el proceso de evaporación del líquido de trabajo.

La figura 4.13 muestra la potencia isentrópica generada (potencia producida por el ciclo Rankine considerando únicamente las irreversibilidades externas del ciclo) para cada punto de funcionamiento de motor, a modo de aumento potencia mecánica (en tanto por uno) respecto la potencia mecánica inicial proporcionada por el motor. La figura 4.13 muestra tres mapas de motor donde se ilustran los resultados obtenidos mediante la utilización de los tres fluidos de trabajo: agua, etanol y R245fa. Cada mapa de motor presenta a su vez dos superficies de nivel: 1) superficie coloreada en tonos de grises que representa el aumento de potencia generada (en tanto por uno) por el WHRS para la configuración de ciclo en $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 2) superficie de nivel representada en líneas discontinuas en tonos de grises, que muestran el aumento de potencia de eje generada con configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$.

Las configuraciones de aprovechamiento utilizadas para cada punto de funcionamiento y T_{cond} aparecen listadas en la tabla 4.4.

Tal y como muestra la figura 4.13, la solución de agua como fluido de trabajo con $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ puede lograr hasta un aumento de potencia de un 14.4 % para puntos de alto régimen y 50 % de carga de motor, hasta un 6 % para puntos con bajo régimen (800-1000 rpm). A través de la figura 4.13

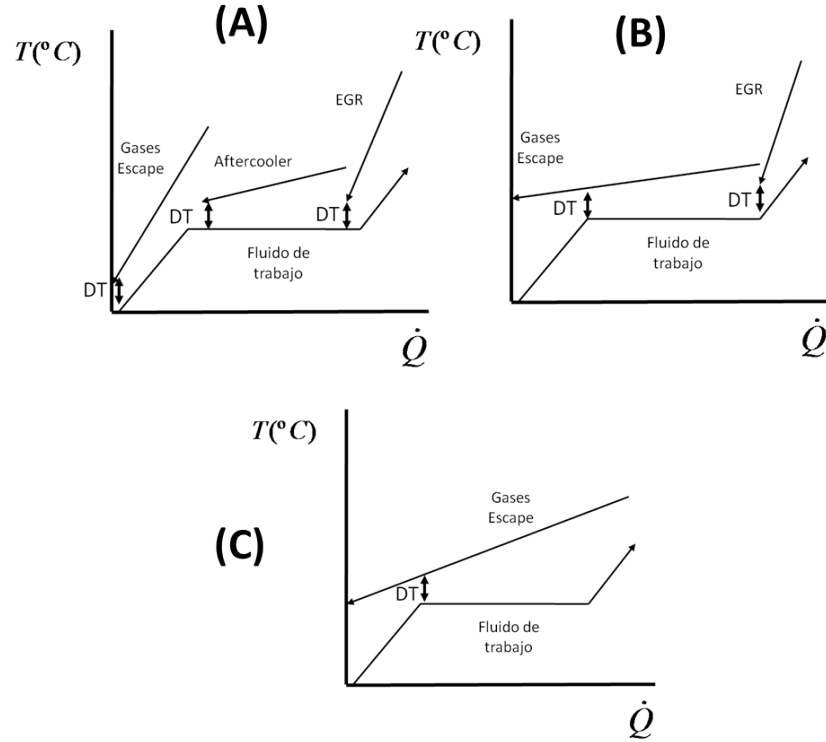


Figura 4.12: Diferentes configuraciones de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales en función de la presencia de fuentes residuales en motor diésel de camión.

Tabla 4.4: Listado de diferentes secuencias de aprovechamiento de fuentes residuales en función del puntos de funcionamiento de motor diésel de camión.

Punto funcionamiento		Configuración $T_{cond}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$			Configuración $T_{cond}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$		
Régimen (rpm)	Grado de carga (%)	Agua	Etanol	R245fa	Agua	Etanol	R245fa
800	100	C	C	C	C	C	C
1000	100	C	C	C	C	C	C
1200	25	B	B	B	B	B	B
	50	B	B	B	B	B	B
	75	B	B	B	B	B	B
	100	B	B	B	B	B	B
1500	50	A	A	B	B	B	B
	100	A	A	A	B	B	B
1800	50	A	A	B	B	B	B
	100	A	A	A	B	B	B

se puede observar como la zona de cargas parciales de 50 % es la zona que produce mayor potencia isentrópica debido a que es la zona donde mayor tasa de EGR se produce. Esto permite al ciclo de agua un mayor sobrecalentamiento y en consecuencia mayor rendimiento de ciclo. La configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ exhibe un comportamiento similar, pero con aumentos de potencia menores mostrando un aumento de potencia máximo de 12 % para 1800 rpm y 50 % de grado carga. La disminución del aumento de potencia generado es causada por la importante reducción de aprovechamiento de la fuente residual a pesar de un ligero aumento de rendimiento de ciclo.

La gráfica de la parte superior derecha muestra el mismo estudio para el etanol como fluido de trabajo. Inicialmente puede observarse que la tendencia del aumento de potencia es similar al caso del agua debido a la distribución de energía térmica y la temperatura de las fuentes. La configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ muestra un aumento de potencia máximo ligeramente inferiores a los obtenidos con agua, es decir, 12.5 % para el punto de 1800 rpm y 50 % de grado carga, hasta un 5 % en puntos de bajo régimen de giro y alto grado carga. La configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ exhibe un comportamiento ligeramente inferior a la configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ exhibiendo aprovechamientos máximos de 10 %, puesto que a pesar de que el aprovechamiento de fuente es ligeramente menor debido a que la fuente residual se enfrenta a un ciclo a mayor temperatura, el rendimiento de ciclo es mayor debido a que las relación entre temperaturas promedio es ligeramente mayor.

La gráfica de la parte inferior de la figura 4.13 muestra el estudio de potencia isentrópica para ciclos Rankine con R245fa como fluido de trabajo. En la figura se muestra como los aumentos de potencia desarrollados por la configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ logran un aprovechamiento máximo de 12 % también en 1800 rpm y 50 % de grado de carga. El resto de aumentos de potencia se reducen al reducir el régimen de giro mostrando los aumentos máximos en puntos de carga cercanos al 50 %. El mínimo de potencia isentrópica logrado, ocurre en el punto de 800 rpm y 100 % de grado carga, con un aumento de potencia del 5 %. Las buenas prestaciones de esta sustancia como fluido de trabajo son producidas por dos factores los altos niveles de aprovechamiento de las fuentes residuales a pesar de presentar bajas temperaturas máximas de ciclo, tal y como ha desarrollado en el capítulo anterior. En la configuración con $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, los aumentos de potencia generadas por el ciclo se reducen drásticamente debido la fuerte reducción de la relación de expansión causado por las limitaciones de estabilidad química (150°C). De este modo, la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ presenta un máximo de 6 % para puntos (puntos de 1800 rpm y 50 % de grado de carga) y de 3.5 % para el punto de 800 y 100 % de grado carga.

De los resultados obtenidos se deduce que la configuración con agua es la configuración que presenta mejores prestaciones energéticas a la hora de aprovechar la energía térmica residual de un motor diésel sobrealimentado, aprovechando únicamente las fuentes de mayor exergía disponible para la configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$.

El R245fa muestra resultados aceptables ligeramente inferiores a la configuración con agua para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. En cambio, las prestaciones se reducen dramáticamente cuando se considera $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ debido a los límites de estabilidad química y de seguridad de la instalación.

El etanol muestra comportamientos similares a la configuración de R245fa $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. El mayor rendimiento de ciclo esperable por presentar una temperatura de sobrecalentamiento mayor que el R245fa (250°C frente 150°C), se contraresta por la menor temperatura de evaporación de ciclo y menor aprovechamiento de fuente residual por limitación del PP. En cambio, el ciclo de etanol mantiene sus prestaciones para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ puesto que permite mayores temperaturas de evaporación, con la posibilidad de mantener la misma relación de expansión, a pesar de producir un menor aprovechamiento de la fuente residual.

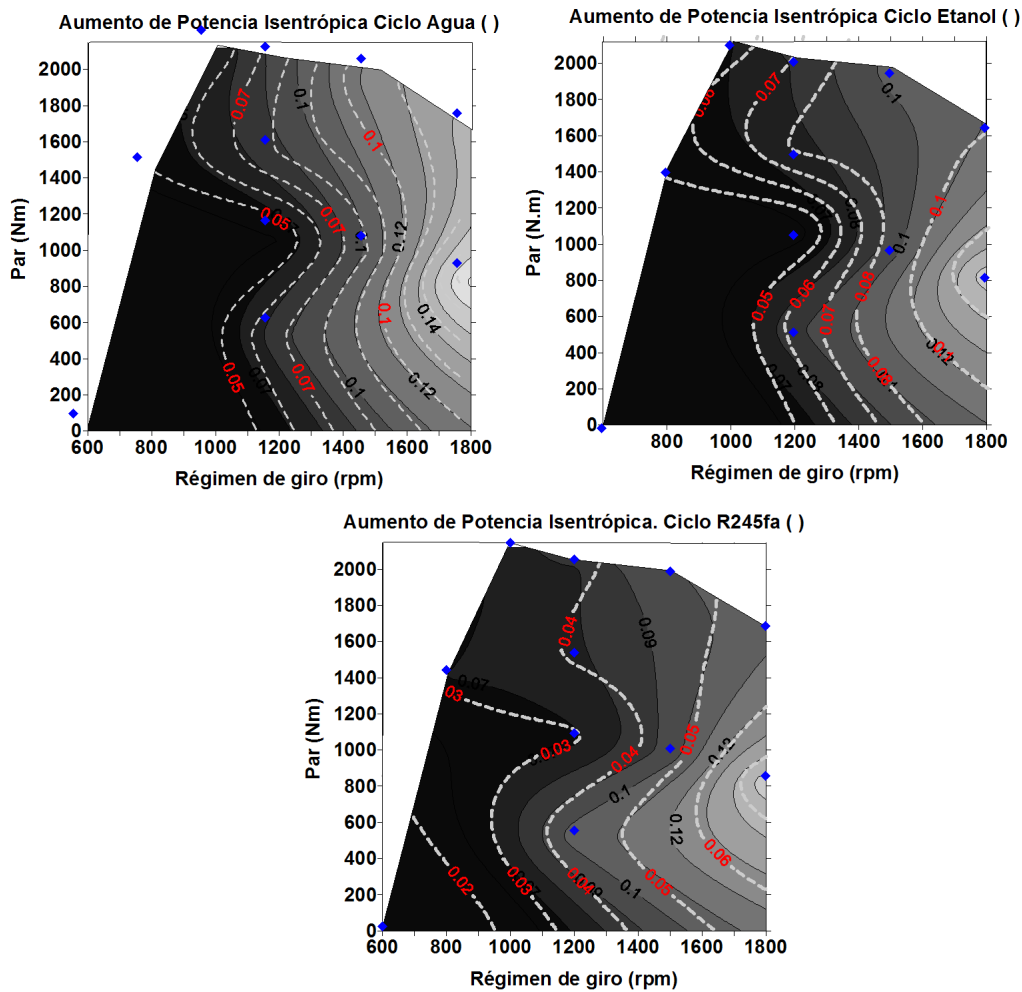


Figura 4.13: Aumento de potencia (potencia isentrópica) producida por ciclos Rankine como WHRS para motor diésel de camión. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).

4.3.4.2. Motor gasolina vehículo

La configuración de aprovechamiento utilizada para el motor gasolina es la configuración tipo (C) de la figura 4.12, puesto que únicamente se recuperará la energía térmica residual de los gases de escape. De este modo, la limitación del aprovechamiento está impuesta en la diferencia de temperatura entre los gases de escape y el fluido de trabajo en condiciones de líquido subenfriado, tal y como se desarrolló en el capítulo 3.

La figura 4.14 muestra el estudio de la potencia isentrópica obtenida mediante el procedimiento descrito en el apartado en el caso de implementación de un motor gasolina. La potencia isentrópica, al igual que el estudio de WHRS en el motor diésel, se representa a modo de aumento de potencia mecánica respecto la configuración original del motor. La figura muestra tres mapas de motor donde se ilustra los resultados obtenidos mediante la utilización de los tres fluidos de trabajo objeto de estudio: agua, etanol y R245fa. Cada mapa de motor presenta a su vez dos superficies de nivel: 1) superficie coloreada en tonos de grises que representa la fracción de aumento de potencia generada por el WHRS para la configuración de ciclo en $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, y 2) superficie de nivel representada en líneas discontinuas en tonos de grises que muestran el aumento de potencia de eje generada con configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$.

Tal y como muestra la figura 4.14, la solución de agua como fluido de trabajo con $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ exhibe aumentos de potencia isentrópica comprendidos desde 16 % en puntos de régimen bajo (2500 rpm) hasta 21 % (puntos de 4000-5000 rpm y 25 % de carga). Los puntos de alto régimen y carga no presentan aumentos de potencia de un 19 % puesto que a pesar de ser los puntos con mayor potencia disponible, la relación potencia disponible/potencia mecánica no es máxima. La configuración con agua como fluido de trabajo con $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ exhibe una tendencia similar a la configuración con $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ pero con potencias desarrolladas por el ciclo sensiblemente menores obteniendo aprovechamientos en zonas de régimen y carga intermedia (4000-5000 rpm y 25 % de carga) de un 19 %. Para puntos con bajo y alto régimen se logran aumentos de un 16-17 % según muestra la figura 4.14. Tal y como puede apreciarse, la configuración con $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ permiten expansiones isentrópicas que logran un aumento de potencia de 3 puntos porcentuales frente a la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$.

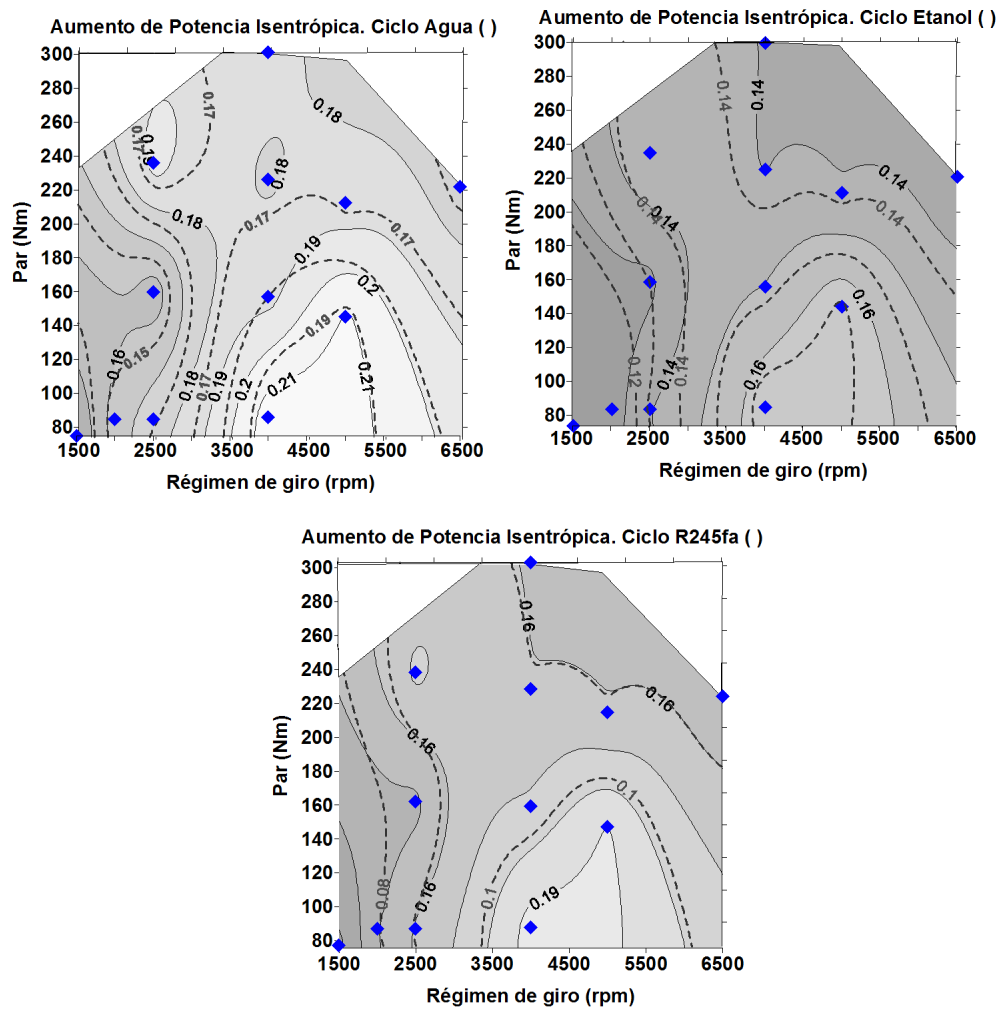


Figura 4.14: Aumento de potencia mecánica (potencia isentrópica) para motor gasolina de vehículo. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).

La configuración con etanol como fluido de trabajo muestra una tendencia similar a la configuración con agua. Este hecho es debido a que la distribución de potencia residual es similar. En cambio el etanol permite menores temperaturas de sobrecalentamientos lo que equivaldrá a un menor aumento de potencia. Tal y como muestra la figura 4.14, la configuración de ciclo de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ el etanol permite lograr aumentos de 16.6 % para regímenes intermedios y de un 13 % para puntos de funcionamiento más extremos. La configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ exhibe un comportamiento ligeramente inferior a la configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ exhibiendo aprovechamientos máximos de 16.3 % lo que equivale a una diferencia de 0.3 puntos porcentuales respecto la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ puesto que a pesar de que el aprovechamiento de fuente es ligeramente menor debido a que la fuente residual se enfrenta a un ciclo a mayor temperatura, el rendimiento de ciclo es mayor debido a que las relación entre temperaturas promedio es ligeramente mayor.

La configuración de R245fa se ilustra del mismo modo en la parte inferior de la figura 4.14. La configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ presenta aumentos de potencia desde un 19 % para puntos (puntos de 4000-5000 rpm y 25 % de grado carga) hasta un 16 % para puntos con alto y bajo régimen a pesar de no presentar una elevada temperatura de sobrecalentamiento (150°C). Este hecho es debido a la combinación de dos factores: 1) altos aprovechamientos de fuente de energía debido a la restricción de PP y 2) rendimientos de ciclo aceptables a pesar de la baja temperatura de ciclo debido a la alta relación de expansión frente a una baja energía de evaporación de la sustancia. En la configuración con $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, las prestaciones de aumentos de potencia isentrópica se reducen drásticamente debido a que la relación de expansión se ve fuertemente reducida debido a las limitaciones de estabilidad química y de seguridad. De este modo, la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ presenta un aumento de potencia isentrópico máximo del 10 %, para puntos de 4000-5000 rpm y 25 % de grado carga, y de 8 % para puntos de funcionamiento 1500-2000 rpm y 25 % de grado carga.

4.3.5. Selección de máquina expansora y efecto de irreversibilidades

Uno de los componentes del ciclo que limitan fuertemente la potencia mecánica generada por el WHRS, y por lo tanto el aumento de potencia en el motor, es el expansor donde tiene lugar el proceso de conversión de energía de fluido a energía mecánica [42]. Tal y como se ha descrito en la sección anterior, el proceso de selección y evaluación de expansores se basa en el cálculo de N_s y D_s a partir de cuatro variables $\Delta h_{s_{wf,exp}}$, $\dot{V}_{wf,exp,o}$, D_{exp} y

N_{exp} . Los dos primeros coeficientes definen el proceso de expansión impuesto por las condiciones de ciclo óptimas para cada punto de funcionamiento de motor. De este modo, la selección de máquina vendrá impuesto por el cálculo de D_{exp} y N_{exp} .

Para realizar el proceso de selección se impondrán los siguientes criterios de diseño:

- En el caso de expansores volumétricos (expansores tipo pistón o rotativos), se fijará inicialmente como régimen de giro del expansor el régimen del punto de funcionamiento de motor. De este modo, se permite la posibilidad de realizar un acople directo al motor. En caso de no existencia de máquina apropiada con este criterio, se impondrá una relación de transmisión máxima de 3 para evitar grandes pérdidas mecánicas en la transmisión.
- En el caso de expansores de flujo continuo (turbinas), se impondrá la condición de $M_{exp} \geq 1$ (como se ha especificado en el desarrollo de la metodología), y a su vez, condiciones subsónicas absolutas del fluido de trabajo en condiciones de salida del expansor.

4.3.5.1. Motor diésel camión

La figura 4.15 muestra los diagramas del proceso de selección para la configuración de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. En la figura de la derecha de la figura 4.15 se representan línea de iso-rendimiento isentrópico para expansores volumétricos tipo pistón (línea continua) y expansores volumétricos rotativos (línea discontinua). La figura de la izquierda de la 4.15 representa la zona de $N_s - D_s$ equivalente a turbinas axiales y radiales representadas con líneas continuas negras.

Como muestra la figura de la derecha en 4.15, las soluciones constructivas para todos los puntos de funcionamiento del motor para el ciclo de R245fa corresponden a turbinas radiales. Las condiciones de funcionamiento están comprendidos entre 75.000 rpm ($T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$) y 80.000 rpm ($T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$) y para unos diámetros entre 0.06-0.1 m respectivamente.

La figura de la izquierda de 4.15 muestra las soluciones constructivas para los ciclos de recuperación con agua y etanol como fluido de trabajo. Según muestra la figura, las soluciones para ambos fluidos varían dependiendo de la condición de T_{cond} impuesta.

Para la solución constructiva para el ciclo de agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, debido a los grandes volúmenes desplazados por la baja densidad del vapor a la salida del expansor, el régimen de giro del expansor debe ser superior al

del eje del motor (3 veces mayor) para que el expansor presente rendimientos isentrópicos aceptables (30-60 %). En la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ y agua, la densidad del vapor es mayor por lo que se requieren menores volúmenes desplazados. De este modo, la solución constructiva para el expansor es de un expansor volumétrico lineal (pistón) pudiendo obtener expansiones con rendimientos isentrópicos cercanos al 80 %.

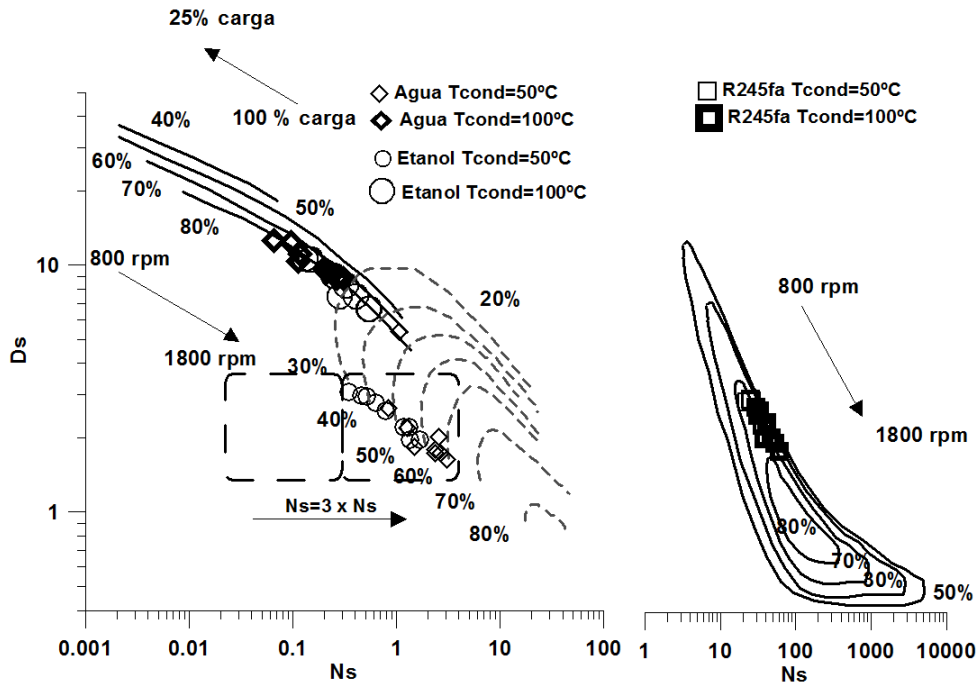


Figura 4.15: Diagramas basados en $N_s - D_s$ Turbine Chart Baber-Nichols [127] para la selección de expansor en el proceso de evaluación de WHRS para motor diésel de camión.

Las soluciones constructivas para el etanol son similares que para el agua, es decir expansor volumétrico rotativo para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y expansor volumétrico alternativo para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ con la salvedad de que el expansor puede ser acoplado directamente al eje del motor en todos sus puntos de funcionamiento debido a su menor caudal volumétrico a la salida del expansor.

La figura 4.16 muestra el aumento de potencia generado para cada punto de funcionamiento después de aplicar las irreversibilidades tanto del expansor como de la bomba. Respecto la solución de agua, puede observar que a pesar de que la solución de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ ofrecía mayores potencias isentrópicas, el efecto del alto caudal volumétrico desplazado y el alto salto entálpico el proceso de expansión genere altas irreversibilidades y por lo tanto menores

prestaciones que la solución con $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. La solución de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ ofrece aumentos máximos de 10 % para puntos de 1800 rpm y 3 % para 1200 rpm y 25 % de grado carga frente a los 12 % y 5 % para los mismos puntos de funcionamiento y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$.

Respecto el etanol, la tendencia es similar a la del agua pero exhibiendo aumentos de potencia ligeramente inferiores. Como muestra la figura, la solución de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ ofrece aumentos máximos de 6 % para puntos de 1800 rpm y 2% para 1200 rpm y 25 % de grado carga frente a los 7 % y 3 % para $T_{cond}= 50^{\circ}\text{C}$ para los mismos puntos de funcionamiento de motor con regímenes y grados de carga elevados.

El R245fa ofrece valores de aumento de potencia de motor similares al etanol para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. En cambio las prestaciones se ven fuertemente reducidas para cuando se impone la condición de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ con unas aumentos de potencia máxima de 4 %.

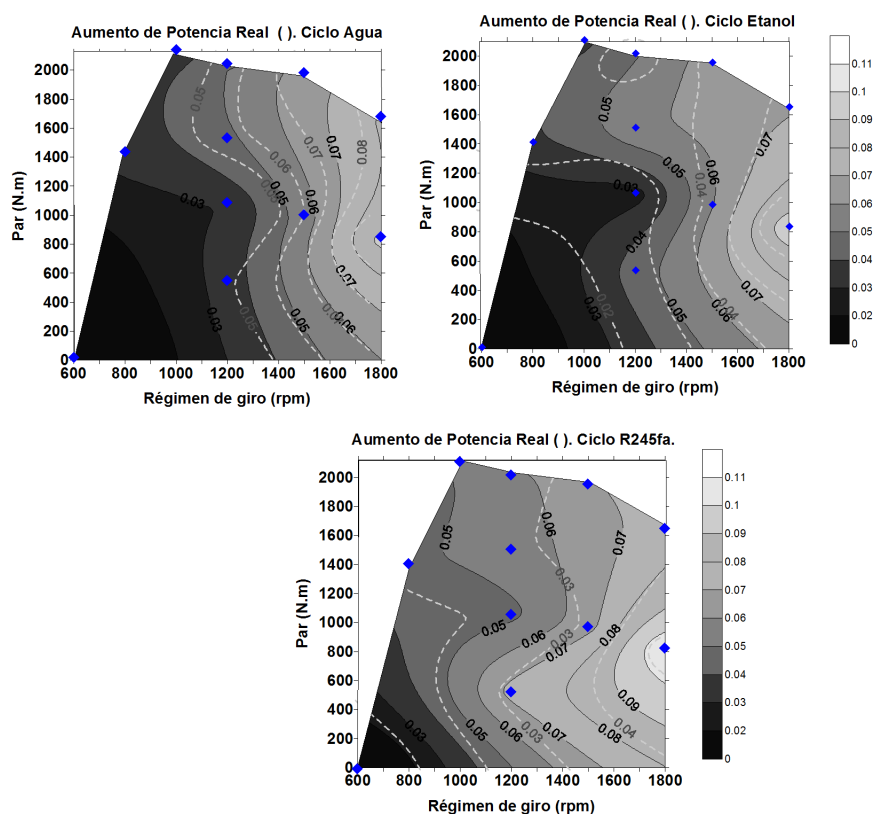


Figura 4.16: Aumento de potencia mecánica para motor diésel de camión considerando irreversibilidades en el proceso de expansion. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada continua) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).

4.3.5.2. Motor gasolina vehículo

Como muestra la gráfica situada a la derecha de la figura 4.17, las soluciones constructivas para todos los puntos de funcionamiento del motor para el ciclo de R245fa son turbinas radiales. La diferencia entre las características del expansor para el WHRS de gasolina respecto al expansor del WHRS del motor diésel de camión estudiado en el apartado anterior, son los diámetros de máquina y regímenes de giro menores debido a los menores caudal de fluido de trabajo circulante. Las condiciones de funcionamiento están comprendidos entre 65000 rpm ($T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$) y 75000 rpm ($T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$) y para unos diámetros entre 0.03 y 0.06 m.

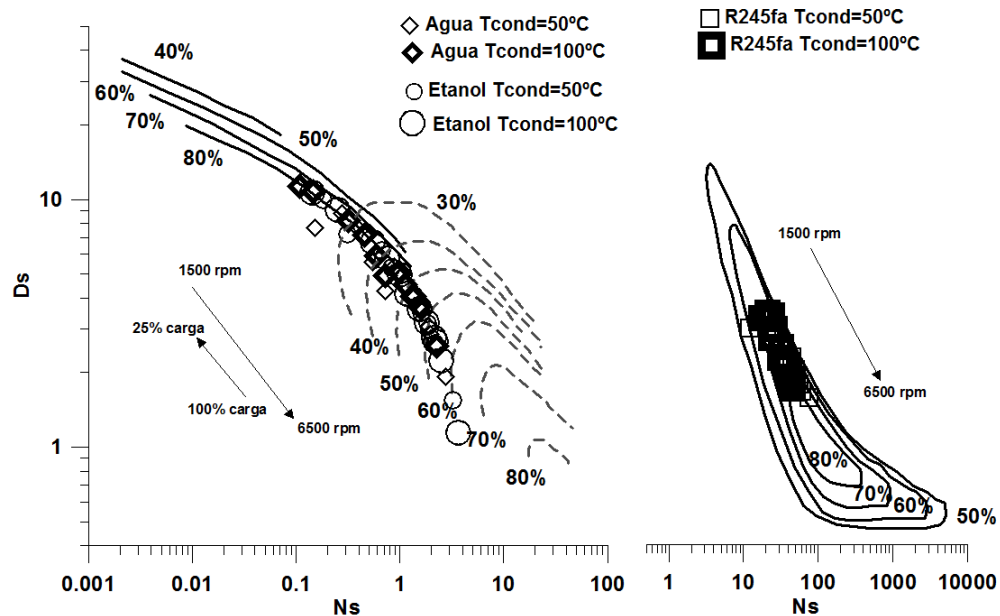


Figura 4.17: Selección de expansor en el proceso de evaluación de WHRS para motor gasolina vehículo basado en $N_s - D_s$ Turbine Chart [127].

La gráfica situada a la izquierda en la figura 4.17, muestra las soluciones constructivas del expansor para los ciclos de recuperación con agua y etanol como fluido de trabajo. Ambas configuraciones permiten el empleo de expansores volumétricos lineales para puntos de funcionamiento de funcionamiento con regímenes bajos (1500-4000 rpm) y grados de carga medios (0-50%). A partir de esas condiciones, las soluciones constructivas para los expansores son expansores volumétricos rotativos. Ambas soluciones constructivas permiten acople directo al motor.

Los diámetros de máquinas obtenidos para el agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ oscilan entre 0.15 m para expansores volumétricos rotativos y 0.14 m expansores volumétricos lineales. Para configuración con agua y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, las soluciones constructivas de expansores volumétricos rotativos y lineales, presentan diámetros de 0.14 m y 0.13 m respectivamente.

Las soluciones constructivas obtenidas para el etanol son similares a las obtenidas en la configuración de agua pero con diámetros menores debido a sus menores caudales volumétricos a la salida del expansor. Para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ se obtienen expansores de 0.06 m para expansores volumétricos rotativos, y 0.09 m para expansores volumétricos lineales. Para la configuración de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, las soluciones constructivas para los intercambiadores presentan unas dimensiones de 0.05 m para expansores volumétricos rotativos, y de hasta 0.08 m para expansores volumétricos lineales.

La figura 4.18 muestra los aumentos de potencia mecánica producidos por el WHRS para el motor gasolina, considerando las irreversibilidades producidas por el expansor y por la bomba. La tipología de los puntos de funcionamiento representan los diferentes expansores obtenidos en el proceso de selección: 1) rombos (expansor volumétrico lineal), 2) círculos (expansor volumétrico rotativo) y 3) cuadrados (turbina).

La solución de aprovechamiento con ciclo de agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ ofrece una mejora de potencia de un 15 % para 3500 rpm y 25 % de carga. Se observa como los puntos donde se emplea el expansor volumétrico lineal se obtienen aumentos de potencia desde 12 % hasta el 15 %, para 1500 y 3500 rpm y 25 % de grado de carga respectivamente. Para puntos de funcionamiento con elevados regímenes y grado de carga, el aumento de potencia se reduce sensiblemente desde 10 % (para 5000 rpm y 50 % de grado de carga) y 9 % (para 6500 rpm y 100 % de grado de carga). La tendencia es similar para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ pero con aumentos de potencia máximos de 13 % para 3500 rpm y 25 % de carga y 10 % para 1500 rpm y 25 %. Respecto el etanol, tendencia es similar a la del agua pero exhibiendo aumentos de potencia ligeramente inferiores con aumentos de potencia máximas de 11 % y 10 % para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ respectivamente. A raíz de los resultados se observa como los ciclos, tanto con agua como etanol como fluido de trabajo, exhibe sus mejores prestaciones en puntos de funcionamiento de par y grado de carga intermedio.

Como muestra la figura, la solución para R245fa solución de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, ofrece aumentos máximos de 13 % para puntos de carga parcial y régimen comprendido entre 4000 y 5000 rpm. Para puntos de funcionamiento de plena carga y elevado régimen (4000-6000 rpm), el aumento de potencia producido por el ciclo es de 11-12 % respectivamente. La homogeneidad del aumento de potencia a lo largo de los diferentes puntos de funcionamiento es debido a la

existencia de un mismo tipo de máquina expansora con similares rendimientos isentrópicos.

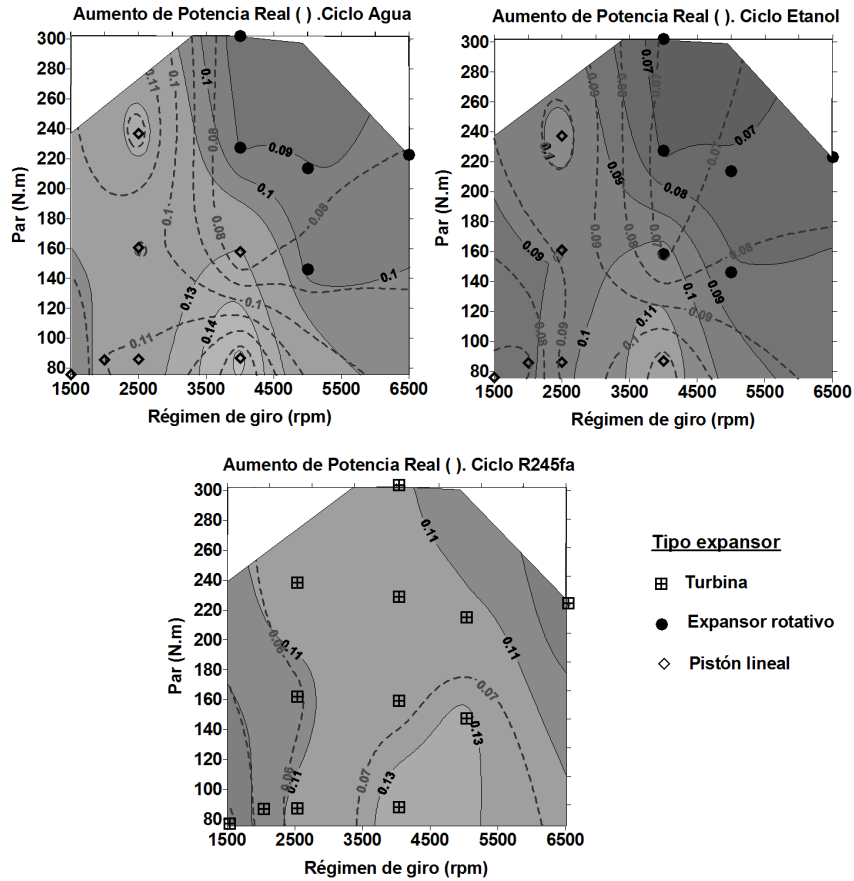


Figura 4.18: Aumento de potencia mecánica para motor gasolina de vehículo, tras la aplicación de irreversibilidades del expansor. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).

4.3.6. Dimensionamiento de intercambiadores de calor

4.3.6.1. Definición de criterios de dimensionamiento evaporador

Como se ha descrito en la sección anterior, el procedimiento para la asignación de A_t del intercambiador difiere de si el diseño se corresponde al evaporador o al condensador. En esta subsección, se desarrollarán estudios de sensibilidad de los factores que deben ser considerados para el dimensionamiento de intercambiadores propios en el diseño de un WHRS en MCIA. Los parámetros considerados en el estudio de sensibilidad son: A_t , ΔP_f , volumen y relación de altura de aleta $\Pi_b = b_{wf}/b_f$.

Como se ha descrito en el inicio del capítulo, uno de los factores clave para el dimensionamiento del evaporador es la caída de presión de los gases de escape durante el proceso de aprovechamiento por el WHRS. La caída de presión de los gases de escape afectará directamente a la potencia del motor, puesto que aumentará la potencia de bombeo necesaria para evacuar los gases de escape [28]. En cambio, un diseño de intercambiador diseñado para lograr una caída de presión muy reducida puede implicar tamaños de intercambiador voluminosos, lo que afecta al coste de la instalación, peso y por lo tanto al aumento de rozamiento por rodadura.

De este modo, es necesario realizar un análisis de sensibilidad de la caída de presión y del volumen respecto la sección A_t del evaporador y otros factores geométricos.

La figura 4.19 ilustra un estudio de dimensionamiento para el aprovechamiento para un caso perteneciente al motor gasolina de vehículo considerando la configuración $T_{cond}=50^\circ\text{C}$, 100°C y $\Pi_b = b_{wf}/b_f=1, 0.3$ y 0.5 . El punto de funcionamiento de motor corresponde a una potencia disponible de 100 kW y una temperatura de gases de escape de 817°C . Dicho estudio es extrapolable a todos los puntos de funcionamiento de motor gasolina, puesto que la relación de gasto másico y fluido de trabajo se mantiene en el mismo orden de magnitud en todos los puntos para un mismo fluido de trabajo. Esta hipótesis se cumple puesto que todos los ciclos para cada fluido presentan el mismo rendimiento de ciclo y que no existen variaciones sustanciales de temperatura en los puntos considerados.

En la figura de la derecha superior de la figura 4.19, se ilustra el volumen del intercambiador y la pérdida de presión de gases de escape relativa en la figura de la izquierda superior para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$.

Respecto los tamaños de intercambiador con diferentes fluidos de trabajo, el agua presenta tamaños ligeramente superiores a los obtenidos para los otros fluidos, siendo los ciclos con R245fa aquellos que presentan menores tamaños de evaporador para una misma potencia transferida.

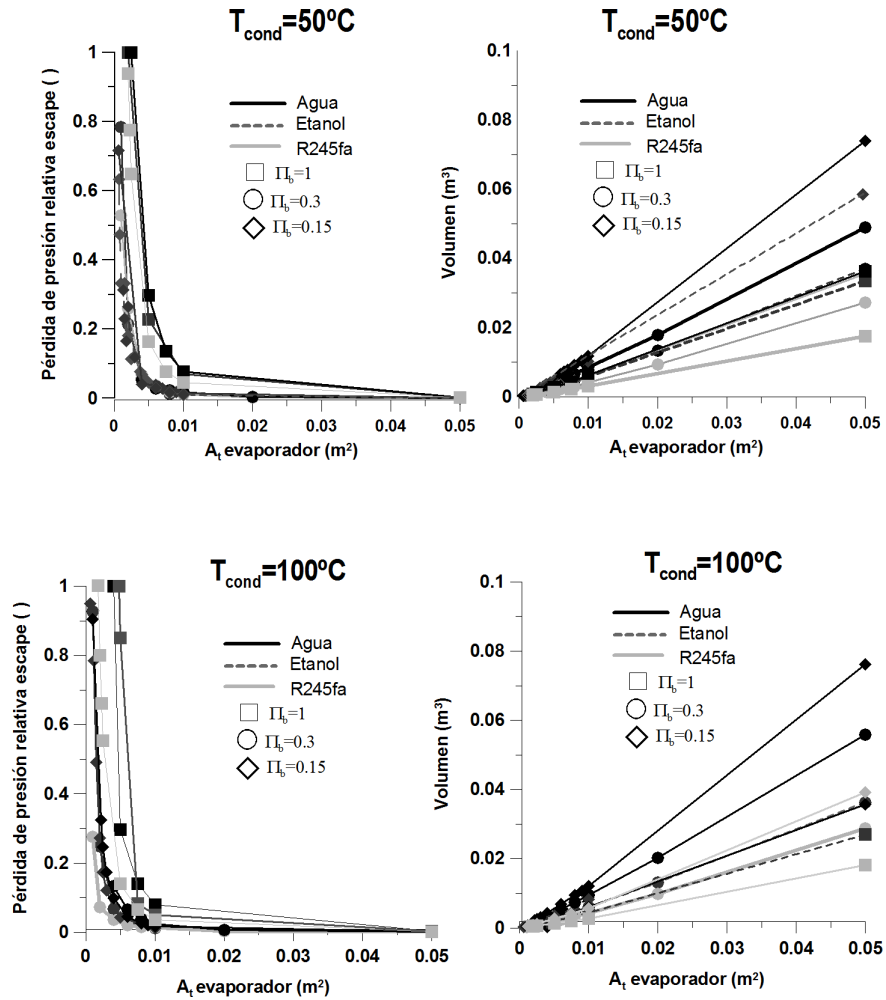


Figura 4.19: Estudio de sensibilidad de caída de presión de gases de escape en evaporador, volumen, A_t y Π_b para $T_{cond} = 50^\circ\text{C}$ y 100°C en motor gasolina vehículo. Punto de motor: 5500 rpm y 75 % de carga

Analizando la caída de presión de los gases de escape indicada en la figura de la izquierda superior de la figura 4.19, ésta disminuye asintóticamente con el aumento de A_t para las dos T_{cond} consideradas. Los tres fluidos considerados generan pérdidas de presión muy similares en el escape, a pesar de la diferencia de longitudes de los intercambiadores para cada sección transversal estudiada, lo que implica que las contribuciones debido a las variaciones de densidad, y a los coeficiente de contracción y expansión supuestos, son más influyentes que la componente dependiente de la longitud para una misma A_t .

Después de analizar el efecto de A_t frente a la caída de presión en los gases de escape y en el volumen del evaporador, es necesario evaluar la sensibilidad de estas variables, frente a la relación de alturas de aletas del intercambiador, es decir $\Pi_b = b_{wf}/b_f$. En la figura 4.19, además, se muestra el efecto de distintas relaciones P_{ib} para analizar su efecto en el dimensionamiento del evaporador.

Respecto las caídas de presión generadas en los gases de escape (figura superior izquierda de la figura 4.19), se muestra que la configuración con relación $\Pi_b=1$ genera un aumento de caída de presión en el escape significativamente mayor respecto las relaciones $\Pi_b=0.3$ y 0.15 . La relación $\Pi_b=1$ indica misma relación de sección transversal para los gases de escape y los fluidos de trabajo. De este modo, y debido a que los caudales volumétricos de los gases de escape es mayor, la configuración geométrica impone un aumento de su velocidad de los gases de escape, lo que genera mayores pérdidas de presión. Respecto el volumen de evaporador (figura de la derecha de la figura 4.19) se observa como la configuración $\Pi_b=1$ presenta el mínimo volumen de intercambiador para una A_t dada por el aumento de velocidad dentro del intercambiador y el consiguiente aumento de coeficiente de transferencia de calor.

Analizando la forma de las funciones pérdida de presión de los gases de escape y el volumen frente A_t , se observa que para de caídas de presión menores del 5%, el aumento de volumen se convierte en un proceso poco inefectivo para reducir la pérdida de presión. De este modo, este nivel de caída de presión puede ser utilizado para posteriores dimensionamientos de evaporador en WHRS en MCI por generar bajas caídas de presión con volúmenes de evaporador aceptables.

Como indica la figura 4.19, las configuraciones $\Pi_b=0.3$ y 0.15 generan una caída de presión similar para una misma A_t . La configuración con $\Pi_b=0.15$ es la configuración que requiere mayores tamaños de evaporador mayores puesto que la velocidad de los gases de escape se reduce sustancialmente, y por lo tanto el coeficiente de película debido a la elevada sección transversal efectiva para los gases de escape.

Las tendencias observadas en el análisis de $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ son extrapolables a las configuraciones de ciclo de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ muestra las gráficas inferiores de la figura 4.19. Los valores de caída de presión y volumen de evaporador son ligeramente menores a los observados para la configuración $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, debido a los menores caudales máscicos de fluido de trabajo y menor potencia térmica transferida a pesar de presentar menor DTML entre la fuente y el fluido de trabajo.

A partir de los estudios de sensibilidad realizados, se pueden obtener las siguientes conclusiones para el dimensionamiento del evaporador en WHRS en MCIA:

- Relaciones geométricas Π_b próximas a 0.3 ofrecen buenas prestaciones en transferencia de calor, y baja caída de presión en el aprovechamiento de los gases de escape para configuraciones similares a la considerada (aprovechamiento gases de escape motor).
- Límites próximos al 5 % en caídas de presión relativa de los gases de escape permiten diseños de intercambiadores compactos con reducidos efectos en la potencia de bombeo en el motor.

4.3.6.2. Definición de criterios de dimensionamiento condensador

Como se ha descrito en la metodología propuesta, el dimensionamiento del condensador presenta como aspectos a considerar, la pérdida de presión del fluido de trabajo, y la necesidad de convección forzada que dependerá directamente de la velocidad del vehículo. Al igual que para el dimensionamiento del intercambiador, se utilizará un caso práctico para realizar un análisis de sensibilidad de las distintas variables que afectan al problema.

En el presente estudio, se persigue evaluar el efecto de la velocidad del vehículo v_{min} , sobre $\Delta P_{wf,cond}$ y volumen del intercambiador. Para la realización del estudio paramétrico se ha considerado el caso práctico con mayor disipación de potencia en el condensador, es decir el punto de funcionamiento de motor de 1800 y 100 % de grado carga para el motor diésel de camión. De este modo, el caso expuesto se podrá considerar como límite superior de tamaños de intercambiador, A_t y requisitos de potencia de disipación. En el estudio paramétrico, se considerarán como variables v_{max} , $\Delta P_{wf,cond}$, Π_b y volumen de condensador, para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$.

La figura 4.20 de la izquierda ilustra la sensibilidad de $\Delta P_{wf,cond}$ y volumen, frente v_{min} y Π_b para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. Las velocidades de vehículo consideradas están comprendidos en el rango habitual de velocidades de vehículo, es decir, 0-120 km/h. Las relaciones geométricas de altura de aletas Π_b han sido:

1, 0.3 y 0.15 (representados mediante líneas con cuadrados, círculos y rombos respectivamente). El volumen de intercambiador frente a v_{min} muestra una tendencia de hiperbólica, tal y como puede deducirse de la ecuación 4.9. Como puede observarse, la sustancia que permite menores volúmenes de condensador es el agua (líneas negras) para todas las relaciones geométricas Π_b y una v_{min} considerada. El motivo es su menor necesidad de enfriamiento de vapor sobrecalentado a la salida del expansor (proceso con menor coeficiente de transferencia de calor que la condensación). En cambio, el R245a es la sustancia con mayores tamaños. El etanol ofrece tamaños de intercambiador intermedios.

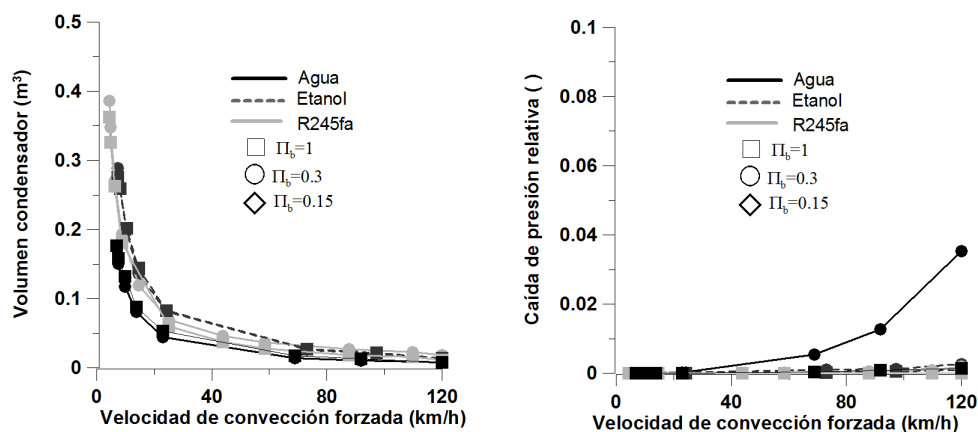


Figura 4.20: Estudio de sensibilidad de caída de presión de fluido de trabajo en condensador frente, volumen y A_t para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ de motor diésel de camión, y punto de funcionamiento 1800 rpm y 100 % de carga.

Respecto el efecto Π_b sobre el volumen del condensador, se observa que la configuración con $\Pi_b=0.15$, es la configuración que presenta mayores tamaños de intercambiador, al contrario que en el evaporador. En esta configuración, la transferencia de calor por parte del aire, es la que gobierna el proceso de transferencia, debido al elevado coeficiente de transferencia de calor del fluido a condensar. De este modo, un aumento de sección efectiva en el lado del FF, produce una reducción del coeficiente de transferencia de calor y por lo tanto un aumento de longitud de condensador necesaria.

Debido a la elevadas secciones mínimas impuestas por las necesidades de disipación (A_{vmin} según la figura 4.20), las pérdidas de presión de los fluidos de trabajo considerados, son muy reducidas según muestra la figura 4.20.

La caída de presión relativa para todos los fluidos de trabajo, aumenta al aumentar v_{min} puesto que al reducirse la sección A_t , aumenta la longitud del intercambiador, por lo que aumenta la caída de presión. Esta tendencia se observa sobre todo para el ciclo con agua debido al bajo nivel de presión en el condensador (0.13 bar) con un máximo de 6 %. Para el ciclo con R245fa, la pérdida de presión del fluido de trabajo puede considerarse despreciable.

Respecto al efecto de Π_b del condensador, la configuración que presenta mayor pérdida de presión en el fluido de trabajo es la relación $\Pi_b=0.15$ puesto que impone una sección transversal efectiva menor para el fluido de trabajo y por lo tanto aumenta su velocidad del mismo produciendo mayores caídas de presión.

Como se ha expuesto en el inicio de la subsección, el análisis de sensibilidad se ha realizado para el punto de funcionamiento con mayor necesidad de potencia de disipación, motor diésel de camión. De este modo, para el resto de puntos de funcionamiento y de motor se obtendrán resultados con tendencias similares pero exhibiendo menores A_t y volúmenes para unas v_{min} impuesta. De este modo, las tendencias observadas pueden ser representativas para el dimensionamiento de condensadores para WHRS en MCIA similares a los analizados.

De este modo, se utilizará el intercambiador con $\Pi_b=0.3$ puesto que se ha demostrado que ofrece prestaciones óptimas de transferencia de calor, volumen de intercambiador y de pérdida de presión para condensadores en MCIA.

Respecto a los criterios de selección, se observa en la figura 4.20 que el efecto de la pérdida de presión en el condensador no parece especialmente relevante para los órdenes de magnitud de WHRS en motores considerados. De este modo, únicamente se considerará el criterio de necesidad de convección forzada para la asignación de A_t en el condensador.

4.3.6.3. Motor diésel camión

Para el dimensionamiento de los evaporadores de los ciclos óptimos de cada punto de funcionamiento del motor se considera la hipótesis de $\Delta P_{f, \text{evap}, \text{max}}$ de 5 % en la línea de escape. Como la caída de presión de escape es prácticamente independiente del fluido de trabajo considerado, se ha realizado la asignación de A_t de cada punto de funcionamiento utilizando la ecuación 4.7.

La figura 4.21 se muestra el dimensionamiento de los puntos de funcionamiento para la configuración de agua, etanol y R245fa. Cada uno de las mapas de funcionamiento de motor representa la longitud en m del intercambiador y las leyendas de los puntos de funcionamiento representan las secciones transversales del evaporador.

Como muestran los resultados, la configuración de ciclo de agua es la configuración que muestra longitudes de evaporador entre 0.50 m (800 rpm y 100 % de carga) hasta 1.7 m (1500-1800 rpm y 100 % de carga) frente a los 0.7 y 0.8 m para R245fa, con secciones entre 0.01 y 0.03 m² respectivamente. La solución que ofrecen evaporadores con menores dimensiones es R245fa, lo cual es consistente con el estudio realizado en la sección anterior. El ciclo de etanol ofrece soluciones con tamaños intermedios tal y como se muestra en la figura 4.21.

Tal y como se ha descrito en la subsección anterior, el diseño del condensador implica conocer la velocidad del vehículo en cada punto de funcionamiento, y realizar un diseño que no afecte a la refrigeración de la configuración inicial del motor. Como alternativa a este criterio, puede considerarse la utilización de convección forzada producida por un ventilador utilizando parte de la potencia motriz del motor. Debido a tratarse de un problema multivariable, y dependiente de las hipótesis de diseño a considerar, no se abordará el dimensionamiento final del condensador en el presente estudio.

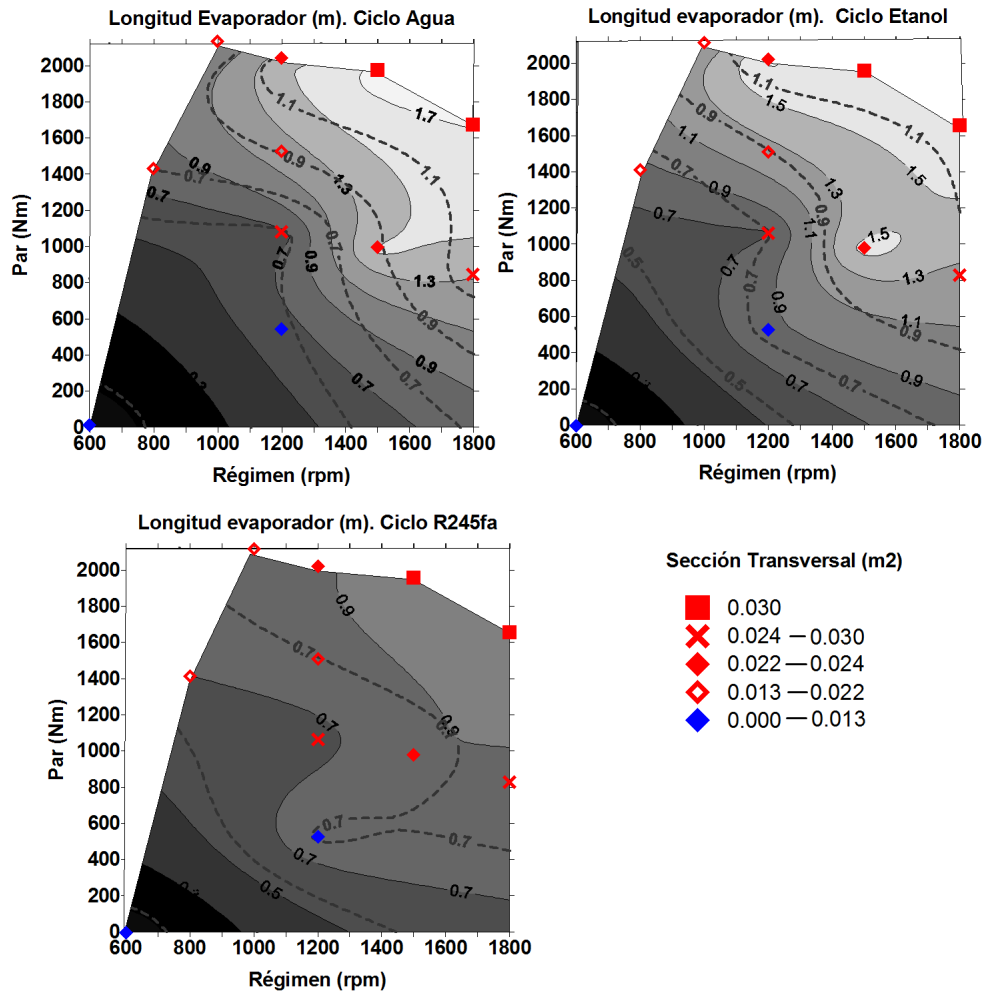


Figura 4.21: Dimensionamiento de la configuración de óptimos de funcionamiento para la motor diésel sobrealimentado con la configuración de agua, etanol y R245fa. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (trazo discontinuo).

4.3.6.4. Motor gasolina vehículo

Para el dimensionamiento de los evaporadores del motor gasolina de vehículo, se ha considerado el mismo criterio que para el motor diésel sobrealimentado es decir, $\Delta P_{f, \text{evap}, \text{max}} = 5\%$ en la línea de escape.

La figura 4.22 muestra el dimensionamiento de los puntos de funcionamiento para la configuración de agua, etanol y R245fa para las dos temperaturas de condensación consideradas. Como muestran los resultados, la configuración de ciclo de agua es la configuración que muestra mayores longitudes de evaporador (al igual que para el caso del motor diésel de camión) con longitudes entre 0.5 m (1500-2500 rpm y 25 % de grado carga) hasta 0.9 m (6500 rpm y 100 % de grado carga) frente a los 0.3 m y 0.7 m para R245fa y etanol con secciones de 0.0016 m² y 0.01 m² respectivamente.

La solución $T_{\text{cond}} = 100^\circ\text{C}$ ofrecen soluciones constructivas con menores tamaños desde 0.2 m (1500-2500 rpm y 25 % de carga) hasta 0.55 m (6500 rpm y 100 % de grado de carga) para el ciclo de R245fa, frente a 0.3 m y 0.6 m del ciclo de agua para los mismos puntos de motor. La solución de ciclo de etanol ofrece soluciones constructivas con tamaños evaporador intermedios.

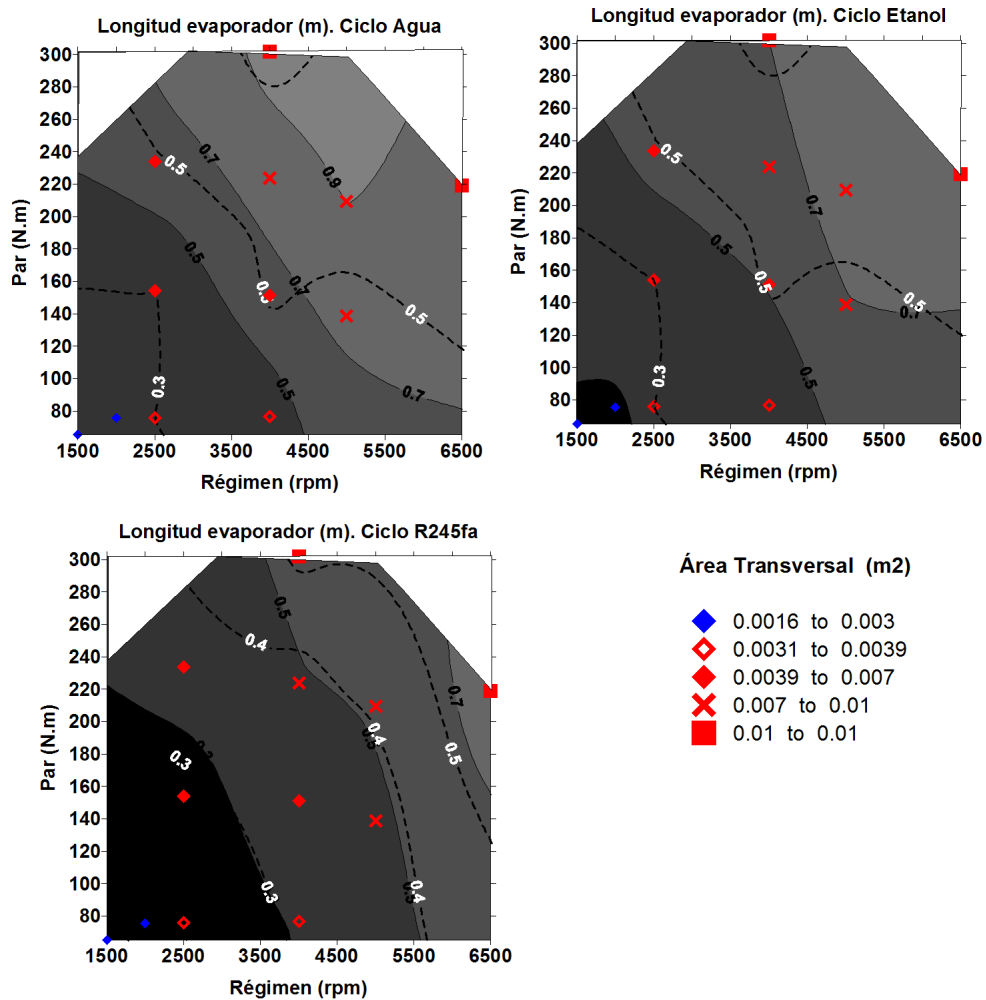


Figura 4.22: Dimensionamiento de evaporador de WHRS para agua, etanol y R245fa considerando $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ (trazo discontinuo) para motor gasolina inyección directa.

4.3.7. Selección de elementos constructivos

El último paso de la metodología que se va a desarrollar en este capítulo, es la selección de elementos constructivos del WHRS. La selección se va a basar en las zonas del mapa cuyos puntos de funcionamiento son más frecuentes para cada tipo de motor. Para seleccionar cualitativamente dicha región, se van a utilizar los puntos de funcionamiento utilizando la normativa europea para vehículos ligeros y pesados [137]. Juntos con la selección de los elementos constructivos, se resumirán las prestaciones de ciclo (aumento de potencia mecánica) producidas en los puntos seleccionados. En este proceso, a su vez, se impone la condición de $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ puesto que se considera una solución más realista desde el punto de vista técnico y de requerimientos de espacio, tanto para un prototipo situado tanto en banco de ensayo como en vehículo.

4.3.7.1. Motor diésel camión

La figura 4.23 muestra los puntos de funcionamiento del motor diésel utilizados en el ciclo de homologación *ETC*¹ para motores de vehículos pesados [137], que se realiza con independencia del tipo de vehículo donde está instalado [28]. A partir la gráfica 4.23, se concluye que la región entre 1200-1400 rpm constituye una zona de puntos de funcionamiento muy utilizadas para este motor, sobre todo en su circulación por carretera.

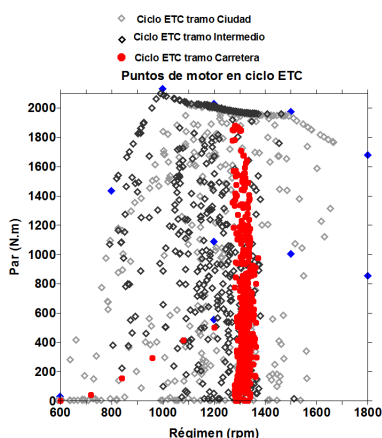


Figura 4.23: Puntos de funcionamiento de motor diésel de camión correspondiente al ciclo ETC [137].

¹del inglés European Transient Cycle

Considerando la zona de puntos de funcionamiento más frecuentes de la figura 4.23, y las prestaciones de ciclo ilustradas en la figura 4.16, se observa que las prestaciones del WHRS esperables para este motor se sitúan alrededor de un 7-6 % como máximo considerando el agua y etanol respectivamente. Las máquinas expansoras idóneas para dicho rango de funcionamiento, como muestra la figura 4.15, son expansores lineales acoplados directamente al eje del motor, y diámetros aproximados de 0.06 m. Finalmente, las longitudes máximas de evaporador se sitúan en 1.1 y 0.9 m, para agua y etanol respectivamente, y secciones transversales próximas a 0.025 m².

4.3.7.2. Motor gasolina vehículo

La figura 4.24 muestra los puntos de funcionamiento del motor gasolina en el ciclo de homologación para vehículos ligeros *NEDC*⁷ [137], siendo dicho ciclo dependiente del vehículos donde está instalado el motor. La figura 4.24 muestra el ciclo de homologación perteneciente al Ford Mondeo 2.0 litros. Los puntos gris claro se corresponden con el ciclo urbano y los puntos gris oscuro al ciclo interurbano. Según la figura, entre 1500 y 2500 rpm y 25 % de grado carga, se encuentran los puntos de funcionamiento habituales para el vehículo considerado. De este modo, se seleccionarán los elementos constructivos para dicho rango de funcionamiento.

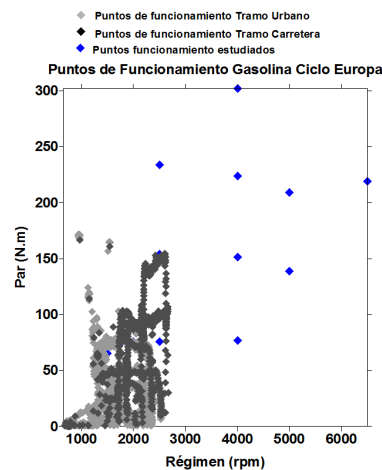


Figura 4.24: Puntos de funcionamiento de motor gasolina de vehículo correspondientes al ciclo NEDC [137].

⁷del inglés New European Driving Cycle

Las prestaciones de ciclo esperables para el motor gasolina de vehículo considerando los puntos de funcionamiento frecuentes según la figura 4.24, y considerando los resultados de aumento de potencia mecánica obtenidos en la figura 4.18, son de 10 % y 9 % para fluido de trabajo agua y etanol respectivamente. Las máquinas expansoras utilizadas para ambos fluidos de trabajo, son expansores lineales acoplados al eje del motor con diámetros comprendidos entre alrededor de 0.03 y 0.04 m de diámetro. Los tamaños de evaporador necesarios no superan los 0.5 m y secciones transversales de 0.036 m², lo que se consideran tamaños de intercambiador aceptables para su implementación en un vehículo.

4.4. Resumen y Conclusiones

En este capítulo se ha desarrollado una metodología para abordar el problema de implantación de sistemas WHRS en MCI A basados en ciclos de Rankine de un modo sistemático y sencillo. La metodología está compuesta por una secuencia de pasos que permiten analizar tanto prestaciones energéticas (aumentos de potencia real e isentrópica) como selección y dimensionamiento de elementos constructivos (máquina expansora y dimensionamiento de intercambiador), a partir de una serie de toma de decisiones dependiendo de las restricciones y objetivos impuestos al sistema WHRS.

La metodología desarrollada se ha aplicado a dos casos prácticos concretos: Motor diésel de camión sobrealimentado de doble etapa (varias fuentes residuales) y motor gasolina inyección directa sobrealimentado (aprovechamiento de los gases de escape con temperaturas próximas a 800°C). Los fluidos de trabajo considerados para el análisis del WHRS han sido: agua, R245fa y etanol debido al interés científico de estas sustancias en el estudio de WHRS en MCI A.

Los aumentos de potencia isentrópica generada más elevados corresponde al WHRS con agua como fluido de trabajo para las diferentes T_{cond} consideradas (50°C y 100°C) para la configuración de los dos motores. En la configuración de motor diésel de camión se logra un aumento de potencia isentrópica en el motor de hasta 14 % y 12 % para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ debido al menor aprovechamiento de las fuentes residuales. El R245fa exhibe aumento de potencia similares al etanol con aumentos de potencia isentrópica en el motor de 12 % para $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$. En cambio, las prestaciones del ciclo de R245fa se ven sensiblemente reducidas al imponer $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ debido a la reducción de relación de expansor al existir límite de presión máxima en la instalación.

En la configuración de motor gasolina inyección directa, el ciclo de agua permite aumentos de potencia isentrópica en el motor de hasta un 21 % (4000-5000 y carga parcial) para una $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y de 19 % para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. El ciclo con R245fa ofrece aumentos de potencia de 19 % para el mismo punto de motor (4000-5000 y carga parcial) y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, y 10 % para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$. El etanol exhibe en cambio prestaciones similares para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ con aumentos de potencia isentrópica máximos de 16 %.

De este modo, el ciclo agua y R245fa exhiben las mejores prestaciones energéticas de ciclo con una $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$. El ciclo de etanol y agua parecen soluciones energéticamente aceptables con $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$.

Las máquinas expansoras seleccionadas para su utilización en ciclos WHRS han sido: expansor volumétrico (lineal y rotativo) y turbina radial.

La turbina radial se corresponde a la solución constructiva del expansor para WHRS con R245fa para todos los puntos de funcionamiento considerados en el capítulo, caracterizados por elevados caudales volumétricos y reducidos saltos entálpicos. La turbina radial es sensible de presentar elevados rendimientos isentrópicos (70 %) y de ser adaptable a las condiciones de funcionamiento mediante variaciones de régimen y variación de sección efectiva mediante TGV (Turbina de Geometría Variable). A pesar de ello, actualmente no existe un amplio desarrollo de turbinas radiales de dimensiones similares a las obtenidas (0.1-0.06 m para expansor de ciclos con 245fa para motor diésel de camión, y 0.03-0.06 m para expansores en motor gasolina de vehículo con inyección directa) en la industria utilizando fluidos orgánicos.

Los expansores volumétricos se corresponden a la solución constructiva del expansor para WHRS con etanol y agua, caracterizados por elevados saltos entálpicos y reducidos caudales volumétricos. La utilización de expansores lineales aparece en ciclos con régimen y grado de carga intermedios, exhibiendo rendimiento isentrópicos próximos al 70 %. Según las características de los puntos de funcionamiento de los motores evaluados, las condiciones de funcionamiento de los expansores lineales para cada ciclo termodinámico en cada punto de funcionamiento permiten el acople directo al motor. Para ciclos WHRS con mayores caudales máscicos, la solución óptima, según los mapas de Japikse [125], es un expansor volumétrico rotativo. Los rendimientos isentrópicos esperables para este tipo de expansor oscilan entre 30 % y 60 %, dependiendo del punto de funcionamiento del motor.

Considerando las irreversibilidades existentes en el expansor en cada ciclo termodinámico, se obtiene que el WHRS con agua como fluido de trabajo es la configuración que proporciona mayor aumento de potencia al motor, con aumentos de potencia máxicos de 12 % y 8 % para el motor diésel de camión, considerando T_{cond} de 50°C y 100°C respectivamente. Las prestaciones del ciclo etanol y R245fa en el mismo motor son similares para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (máxicos aumentos de potencia de 8 %). Los resultados son extrapolables a las tendencias observadas para el ciclo de motor gasolina de vehículo, pero con aumentos de potencia del motor ligeramente mayores, exhibiendo aumentos de potencia máxicos de 15 % y 13 % para el ciclo de agua y la configuración de T_{cond} 50°C y 100°C respectivamente.

Posteriormente, se ha desarrollado un análisis de sensibilidad de los factores que determinan el dimensionamiento de un intercambiador (evaporador y condensador) para una misma potencia. El tipo de intercambiador considerado en el análisis, ha sido un intercambiador en contracorriente tipo placa aletas. Mediante el análisis de sensibilidad, se ha obtenido que en el diseño de evaporador, la consideración de máxima caída de presión de los

gases de escape en el intercambiador de 5 %, es un criterio de compromiso aceptable desde el punto de vista de volumen de evaporador y caída de presión. Además, mediante un estudio del efecto de longitudes de aleta, se ha obtenido que la configuración de $\Pi_b = b_{wf}/b_f=0.3$ obtiene soluciones de compromiso entre volumen de intercambiador y la caída de presión de los gases en el evaporador.

En el dimensionamiento del evaporador se ha obtenido que los evaporadores de mayor tamaño corresponden a los evaporadores de los ciclo de aprovechamiento del motor de camión diésel, con secciones máximas de 0.03 m², y longitudes entre 1.7 y 1.5 m, para agua y etanol respectivamente. Los tamaños de evaporador obtenidos se consideran aceptables para su posible colocación en un motor de camión debido a la disponibilidad de espacio existente. Los evaporadores necesarios para el motor de gasolina presentan unas longitudes máximas (para puntos de máximo par y régimen de giro) de 0.9 m y 0.01 m² para la configuración con fluido de trabajo agua, frente a 0.7 m y 0.01 m² de la configuración con R245fa.

En el análisis del diseño del condensador placa aletas se ha obtenido que las necesidades de disipación del condensador son elevadas, por lo que requieren elevadas secciones transversales y por lo tanto producen reducidas caídas de presión del fluido de trabajo en el condensador. Las configuraciones $\Pi_b = b_{wf}/b_f=0.3$ parece ser de nuevo una distribución geométrica aceptable para condensador de WHRS en M CIA.

Considerando una implementación final del ciclo para el motor diésel de camión, se obtiene que los mayores aumentos de potencia mecánica esperables son 7 % para el ciclo de agua. En cambio, el ciclo de agua requiere tamaños de evaporador que oscilan 1.7-0.7 m. El etanol ofrece tamaños de intercambiador intermedios (comprendidos entre 1.5-0.7 m) con aumentos de potencia mecánica próximos a los obtenidos con el ciclo de agua. Respecto el WHRS para el motor de gasolina en condiciones habituales de funcionamiento, son esperables, un aumento de potencia máximo de un 10 % y 9 %, para agua y etanol respectivamente. Los tamaños de evaporador máximos esperables para el WHRS en motor de gasolina son de 0.5 m y sección de 0.036 m², lo que se consideran tamaños de intercambiador perfectamente viables para su implementación en vehículos.

De los resultados obtenidos se obtiene el ciclo WHRS para el aprovechamiento de los gases de escape del motor gasolina puede ser considerado como una configuración aceptable de aprovechamiento para el desarrollo de un prototipo en banco de ensayo, puesto que presenta las siguientes características en los puntos frecuentes del motor: a) fácil control de la instalación debido al aprovechamiento de una única fuente residual, b) elevadas aumentos de potencia mecánica teóricos, c) desarrollo actual de expansores idóneos

para los procesos de expansión requeridos, y d) tamaños de intercambiador aceptables. Respecto la selección del fluido de trabajo a utilizar, los ciclos de Rankine con etanol constituyen una solución con aumentos de potencia próximos a las producidas con el ciclo de agua independientemente de T_{cond} , con longitudes de evaporador máximas de 0.5 m y sección 0.036 m², y requiere la utilización de expansores actualmente en desarrollo para su empleo en WHRS como son los expansores lineales. De este modo, se puede considerar dicha solución como ciclo de aprovechamiento para su implementación en un banco de ensayo.

4.5. Referencias

- [3] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz y T. Sánchez. “Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants”. En: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 2162-2170 (Cit. en págs. 1, 48, 100).
- [28] F. Payri y J. Desantes. *Motores de combustion interna alternativos*. Ed. por J. D. F. Payri. Universitat Politècnica de Valencia, 2011 (Cit. en págs. 14, 16, 27, 66, 72, 137, 147, 171, 179, 184, 185, 187).
- [41] V. Dolz, R. Novella, A. García y J. Sánchez. “HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy”. En: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 269-278 (Cit. en págs. 16, 77, 122).
- [42] V. Macián, J. Serrano, V. Dolz y J. Sánchez. “Methodology to design a bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles. Study in a HDD engine”. En: *Applied Energy* 104 (2013), págs. 758-771 (Cit. en págs. 16, 73, 122, 130, 159).
- [75] S. Mavridou, G. Mavropoulos, D. Bouris, D. Hountalas y G. Bergeles. “Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of art heat transfer enhancements”. En: *Applied Thermal Engineering*. 2010 (Cit. en págs. 28, 29, 103).
- [85] D. Hountalas, C. Katsanos, D. Kouremenos y E. Rogdakis. “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD Diesel engine applications”. En: *International Journal of Alternative Propulsion* 1 (2007), págs. 228-249 (Cit. en págs. 31, 51, 105).
- [109] K. Rames y D. Sekulic. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley y Sons, 2003 (Cit. en págs. 51, 103, 109, 111, 113, 159).

-
- [111] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland y J. Fischer. “Working fluids for low temperature organic Rankine cycles”. En: *Energy* 32 (2007), págs. 1210-1221 (Cit. en págs. 51, 112).
- [123] *Emission Standards for Model Year 2007 and Later Heavy-duty Highway Engines*. 2007. URL: <http://www.epa.gov/> (Cit. en págs. 68, 114, 115).
- [124] J. Serrano, V. Dolz, R. Novella y A. García. “HDEngine engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: Evaluation of alternative solutions”. En: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 279-287 (Cit. en pág. 98).
- [125] D. Japikse y N. Baines. *Introduction to Turbomachinery*. Ed. por O. U. Press. 1994 (Cit. en págs. 101, 151, 157, 200).
- [126] M. Casey, C. Zwysig y C. Robinson. “The cordier line for mixed-flow compressors”. En: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air* (2010) (Cit. en pág. 101).
- [127] -. URL: <http://www.barber-nichols.com/> (Cit. en págs. 101, 102, 132, 134).
- [128] C. Rodgers y R. Geiser. “Performance of a high-efficiency radial/axial turbine”. En: *Trans. ASME J. Turbomachinery* 109 (1987), págs. 152-155 (Cit. en pág. 101).
- [129] K. Pullen, N. Baines y S. Hill. “The design and evaluation of a high pressure ratio radial turbine. Paper 92-GT-93”. En: *Gas Turbine Conference, Cologne (1992)*. 1992 (Cit. en pág. 101).
- [130] H. Chen y N. Baines. “The aerodynamic loading of radial and mixed-flow turbines.” En: *Int. J. Mech. Sci.* Vol. 36 (1994), págs. 63-79 (Cit. en pág. 101).
- [131] R. Manglik. “Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger”. En: *Experimental Thermal Fluid Science* 10 (1995), págs. 171-180 (Cit. en págs. 110, 112).
- [132] S. Kandlikar y T. Raykoff. “Predicting Flow Boiling Heat Transfer of Refrigerants in Microfin tubes”. En: *Enhanced Heat Transfer* 4 (1997), págs. 257-268 (Cit. en pág. 111).
- [133] M. Ould, N. Kattan y J. Thome. “Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes”. En: *Int. J. Refrigeration* 25 (2002), págs. 16-30 (Cit. en pág. 111).

-
- [134] T. Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Marcel Dekker, 2000 (Cit. en pág. 111).
- [135] W. Kays y A. London. *Compact Heat Exchanger*. Krieger Publishing Company, 1984 (Cit. en pág. 112).
- [136] L. Friedel. “Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow”. En: *European Two-Phase Flow Group Meeting*. 485-492 (Cit. en pág. 113).
- [137] -. URL: www.Dieseln.net.com (Cit. en págs. 147, 148).

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6.1. Principales aportaciones y conclusiones	203
6.1.1. Aportaciones obtenidas a partir del trabajo teórico	204
6.1.1.1. Análisis teóricos ideales de WHRS en MCIA	204
6.1.1.2. Análisis de viabilidad técnica de MCIA	205
6.1.2. Aportaciones obtenidas a lo largo de la metodología experimental	207
6.1.2.1. Comportamiento de expansor volumétrico para WHRS	208
6.1.2.2. Análisis global de WHRS en motor gasolina	208
6.2. Trabajos futuros	209
6.2.1. Desarrollo de trabajos teóricos futuros	209
6.2.2. Desarrollo de trabajos experimentales futuros	210

6.1. Principales aportaciones y conclusiones

A lo largo de la presente trabajo de investigación se ha llevado a cabo un aporte científico sobre la implementación de ciclos Rankine como WHRS en MCIA. Para llegar a tal fin, se ha seguido una metodología general que divide los objetivos y las tareas realizadas en dos campos claramente diferenciados: 1) campo teórico, y 2) campo experimental. En la primera parte del capítulo, se describen los logros obtenidos a lo largo de las estudios teóricos apoyados en la utilización herramientas de cálculo para estudios 0-D que han

permitido realizar investigaciones de carácter teórico respecto prestaciones energéticas y exergéticas de ciclos Rankine con diferentes fluidos de trabajo, optimización de secuencia de aprovechamiento de fuentes residuales y evaluación viabilidad técnica de ciclos de Rankine como WHRS en diferentes tipos de motor. La metodología desarrollada para realizar de manera sencilla y compacta los diferentes estudios paramétricos necesarios, también se considera como aporte del trabajo de investigación. Posteriormente, en la segunda parte del capítulo se realiza una recopilación de las aportaciones del trabajo de investigación experimental, así como de las conclusiones más relevantes. Finalmente, en el último sección del capítulo, se listan sugerencias de posibles los trabajos iniciados que no han sido finalizados, como el inicio de nuevos futuros para obtener mayor conocimiento de la implementación de ciclos Rankine como WHRS en MCIA.

6.1.1. Aportaciones obtenidas a partir del trabajo teórico

Para el desarrollo de la metodología y la obtención de los objetivos de carácter teórico, se ha desarrollado un código de simulación 0-D que permite la evaluación de ciclos Rankine como WHRS de un modo sencillo. El código está desarrollado en un software que incluye la base de datos de FluidProp, en las que aparecen recopiladas las variables termodinámicas de condiciones de vapor sobrecalentado, vapor saturado y líquido subenfriado, de un gran número de sustancias utilizadas en aplicaciones industriales. Mediante esta herramienta, se han realizado un conjunto de tareas con el fin de profundizar en el conocimiento sobre viabilidad técnica de sistemas de recuperación en MCIA basados en ciclos Rankine. Las principales conclusiones obtenidas en estos estudios se encuentran resumidas en los siguientes apartados.

- Análisis teóricos ideales de WHRS en MCIA.
- Análisis de viabilidad técnica de WHRS en MCIA.

6.1.1.1. Análisis teóricos ideales de WHRS en MCIA

Análisis de fluidos de trabajo en aprovechamientos de una fuente residual. En estos estudios teóricos realizados se han considerado tres fluidos que actualmente están siendo investigados para diferentes aplicaciones de WHRS, es decir: agua, etanol y R245fa. De este modo, se han obtenidos conclusiones de las prestaciones de cada uno de ellos dentro del rango de temperaturas de recuperación presentes en un MCIA.

Mediante el análisis de ciclo Rankine ideal, se ha podido comprobar que la selección del fluido de trabajo óptimo para WHRS en MCIA no depende únicamente de la temperatura de fuente residual, sino de T_{cond} y de las restricciones impuestas por la instalación. De este modo, se ha observado que para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$, y una restricción de $\Pi_{exp,max} = 25$, los fluidos de trabajo óptimos son R245fa (para temperaturas de fuentes térmicas próximas a T_{evap} e inferiores a 350°C) y agua (para temperaturas de fuente térmica superiores a 350°C). En cambio, para $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, el fluido de trabajo óptimo para temperaturas de fuente térmica inferiores a 450°C , es el etanol, y el agua el fluido de trabajo óptimo para el aprovechamiento de fuentes térmicas con temperaturas superiores a 450°C .

Análisis de fluidos de trabajo en ciclos de aprovechamiento de diversas fuentes. Posteriormente, se ha concluido también mediante análisis de ciclos de Rankine ideales, que la selección de una correcta secuencia de aprovechamiento para el aprovechamiento de diversas fuentes, tiene una gran importancia para obtener prestaciones de WHRS aceptables. Además se ha obtenido que dicha selección es dependiente, tanto de las características de fuentes residuales a recuperar, como del fluido de trabajo a utilizar. La utilización de todas las fuentes residuales existentes en un motor generan prestaciones de ciclo no demasiado satisfactorias debido a la limitación en la temperatura de evaporación del ciclo. Debido a dicha restricción, las prestaciones obtenidas no dependen sustancialmente del fluido de trabajo a utilizar. De este modo, se aconseja el aprovechamiento de las fuentes térmicas de mayor nivel térmico. Respecto la secuencia de las fuentes de elevada potencia térmica residual aprovechadas, deben considerarse las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para definir dicha secuencia. De este modo, fluidos con elevada entalpía de evaporación y elevada temperatura de sobrecalentamiento (como el agua), requieren secuencias de aprovechamiento de menor a mayor potencia térmica residual y nivel térmico. Para fluidos con entalpía de evaporación no muy elevada (R245fa y etanol), la secuencia óptima para el aprovechamiento es aquella en la que el mayor aporte de potencia calorífica al fluido de trabajo es utilizada para lograr el calentamiento del líquido subenfriado.

6.1.1.2. Análisis de viabilidad técnica de MCIA

Los resultados teóricos obtenidos sobre el aprovechamiento de una, o varias fuentes residuales, se han aplicado a un dos casos prácticos: a) motor diésel de camión motor, y b) motor gasolina de vehículo. Para ello, se ha desarrollado una metodología, para abordar de una manera ordenada y sis-

temática el análisis de viabilidad técnica de WHRS en MCIA, y realizar los estudios teóricos previos para el diseño de un prototipo de WHRS en MCIA.

Prestaciones isentrópicas de WHRS en MCIA. Las prestaciones de WHRS, considerando ciclos Rankine ideales, ascienden hasta un 19 % y un 14 % de aumento de potencia mecánica del motor, para un motor de gasolina de vehículo y motor diésel de camión respectivamente. Estos valores corresponden a ciclos de agua como fluido de trabajo y considerando puntos de funcionamiento de motor con máxima potencia térmica residual disponible. De este modo, se observa un enorme potencial en los sistemas de recuperación.

Selección de elementos constructivos y tipologías. Mediante utilización de mapas de selección de expansores existentes en la literatura, se ha obtenido que los expansores volumétricos son idóneos para ciclos de WHRS considerando agua y etanol como fluido de trabajo. Los expansores volumétricos alternativos se utilizarán para puntos de baja potencia de motor potencia de motor, y los expansores volumétricos rotativos para grados de carga y par elevados. De este modo, considerando los puntos de funcionamiento más utilizados para ambos tipos de motores, se aconseja la utilización de expansores volumétricos alternativos en motores gasolina de vehículo, y expansores rotativos para motores diésel de camión, permitiéndose en ambos el acoplamiento directo del expansor con el motor. Para ciclos de recuperación con R245fa se aconseja la utilización de turbina radial para todos los puntos de funcionamiento de los motores considerados. Así, se aconseja un almacenamiento de la potencia neta producida utilizando baterías, puesto que las altas velocidades de giro de turbina impiden acoplamiento mecánico con el motor de forma eficiente.

Diseño de intercambiadores para WHRS. El dimensionamiento del evaporador está fuertemente limitado por la caída de presión de los gases de escape, puesto un aumento elevado de dicha caída aumentaría de un modo importante el lazo de bombeo del motor original. Para ello, se recomienda la utilización de intercambiadores placas aletas puesto que reducen al máximo la caída de presión, y presentan tamaños de intercambiador aceptables. Se ha considerado como relación de tamaño de aleta $\Pi_b=0.3$ como configuración geométrica de compromiso entre tamaño de intercambiador y caída presión de gases de escape.

Respecto el dimensionamiento del condensador, el efecto de pérdida de presión del fluido de trabajo puede considerarse menos importante, incluso

en condiciones de presión de condensador reducidas (fluido de trabajo agua y $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$), siempre y cuando se utilicen intercambiadores con características similares a las descritas en el párrafo anterior. El dimensionamiento final del condensador dependerá de la velocidad del vehículo en cada punto de funcionamiento, puesto que la cantidad de caudal másico de refrigeración vendrá determinado por la dicha velocidad y la sección transversal del condensador.

Ciclo WHRS en condiciones habituales de funcionamiento. Posteriormente, se ha procedido a la aplicación de las irreversibilidades producidas por los diferentes elementos constructivos del ciclo, suponiendo únicamente $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$, y considerando únicamente los puntos de funcionamiento más frecuentes. Para ello se han utilizado los ciclos Europa para el motor de gasolina de vehículo y para el motor diésel de camión.

De este modo, se obtiene que mediante la implementación del WHRS en un motor de camión diésel de camión, es esperable un aumento de potencia neta durante el ciclo de 8 % y 7 %, considerando el ciclo de agua y etanol respectivamente. Los tamaños de evaporador para ambos fluidos oscilan entre 1.7-1.1 m con una sección próxima a 0.0225 m^2 .

Las prestaciones del ciclo WHRS para el motor de gasolina inyección directa logran hasta un aumento de potencia mecánica neta durante el ciclo de 10 % y 9 %, para agua y etanol respectivamente. Los tamaños de evaporador máximos para dichas configuraciones no exceden los 0.5 m de longitud y 0.0036 m^2 de sección. Los tamaños de intercambiador obtenidos permiten la posibilidad de una implementación real debido al reducido tamaño de éstos. De este modo, se considera el aprovechamiento de los gases de escape del motor gasolina como configuración de aprovechamiento a implementar en un banco de ensayos, tanto por sus prestaciones, como por su fácil control. Respecto el fluido de trabajo, se ha considerado el etanol como fluido de trabajo para el prototipo de WHRS debido a sus aceptables prestaciones de aumentos de potencia generada, y sus tamaños de intercambiador y expansor menores comparados con los requeridos por el ciclo de agua.

6.1.2. Aportaciones obtenidas a lo largo de la metodología experimental

Para obtener conclusiones y resultados de naturaleza experimental, y comparar con las prestaciones de WHRS reales con las obtenidas teóricamente, se ha ejecutado una instalación de ciclo Rankine como WHRS en un motor gasolina de vehículo. El fluido de trabajo utilizado ha sido una mezcla de etanol y aceite para evitar la instalación de un sistema de lubrica-

ción del expansor independiente. El expansor utilizado ha sido un expansor volumétrico tipo *Swash-Plate*. La configuración de aprovechamiento contempla la utilización única de los gases de escape como fuente de energía térmica residual por sus prestaciones de ciclo teóricas (9 % de aumento de potencia mecánica) y fácil control de la instalación. Mediante el análisis de los resultados experimentales, se han obtenido importantes conclusiones para la implementación de estos ciclos como WHRS en MCIA que se resumen a continuación.

6.1.2.1. Comportamiento de expansor volumétrico para WHRS

El expansor utilizado presenta una configuración de válvulas rotativas para el proceso de admisión y lumbreras de área efectiva reducida para el proceso de escape. Según el análisis de los diagramas indicados, el área efectiva de la válvula rotativa es crucial, puesto que la caída de presión en la admisión puede ser importante en estos sistemas (hasta un 25 %). La configuración seleccionada para el escape obtiene diagramas indicados de diseño aceptables (sin procesos de subexpansión ni sobreexpansión importantes) para un amplio rango de condiciones de funcionamiento del expansor.

Respecto las prestaciones finales del expansor, los rendimientos mecánicos no muy elevados (próximos al 65 % en puntos de mayor rendimiento de expansor), son responsables de un factor de recuperación de potencia mecánica frente a la isentrópica de un 35 % para condiciones óptimas, ofreciendo así un aumento de potencia mecánica del motor de un 3.7 %.

6.1.2.2. Análisis global de WHRS en motor gasolina

Según muestran los resultados experimentales, y considerando la hipótesis de implementación de ciclo en un vehículo real, se ha estimado tanto el aumento de la potencia de bombeo por parte del motor, como el aumento potencia requerida debido al aumento de peso del vehículo al instalar el ciclo de recuperación. Los cálculos estiman que dichos aumentos pueden llegar a ser importantes cuantitativamente respecto la potencia neta obtenida por el ciclo (alrededor de un 0.8 % para ambos, frente al 3.4 % de aumento de potencia neta del ciclo de recuperación). Así, estos aumentos deben ser considerados para cualquier análisis de ciclo WHRS en MCIA en vehículos. De este modo, el mayor control de la temperatura de subenfriamiento, la reducción de caída de presión en los intercambiadores, y el diseño de WHRS más compactos y menos pesados, son también aspectos cruciales para la implementación del WHRS en MCIA. Los resultados muestran que el rango de aumento de potencia mecánica global obtenida mediante la implementación del WHRS en

un motor de gasolina descrito en el trabajo de investigación, se sitúa entre 0 % y 1.9 %, dependiendo del punto de funcionamiento del motor.

6.2. Trabajos futuros

A partir de los resultados obtenidos, y de acuerdo con las conclusiones planteadas en este trabajo, se pueden abrir nuevas vías de investigación de carácter científico y tecnológico relacionadas con la implementación de ciclos Rankine como WHRS en MCIA.

6.2.1. Desarrollo de trabajos teóricos futuros

A partir de los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación, se propone profundizar en los fenómenos termofluidodinámicos de ciclos WHRS para optimizar cada uno de los procesos existentes, y obtener así prestaciones cercanas a las obtenidas mediante estudios teóricos. Para ello, se necesitará desarrollar un modelo de valores instantáneos de ciclos Rankine que permita lograr los siguientes trabajos:

- Desarrollo de modelo 0-D del comportamiento del ciclo ORC. De este modo, se debe inicialmente modelar cada uno de los componentes fundamentales de la instalación. El desarrollo del modelo del ciclo deberá realizarse mediante el acople de diferentes submodelos:
 - Modelo y análisis de las pérdidas de calor y de carga en conductos del sistema de recuperación de calor.
 - Modelo de bomba que debe relacionar a partir de su régimen de giro, el caudal y aumento de presión del fluido de trabajo. Además, deberá ser capaz de modelar los efectos dinámicos producidos por el carácter pulsante del fluido en su interior.
 - Modelos de intercambiador que será capaz de predecir las resistencias hidráulicas globales, capacidades térmicas y caídas de presión tanto de la fuente térmica residual, como del fluido de trabajo y del foco frío existente.
 - Modelo de expansor volumétrico que permitirá reproducir fielmente la potencia desarrollada para cada punto de funcionamiento del ciclo de recuperación bajo diferentes condiciones de motor. Además, deberá ser capaz de modelar los efectos dinámicos del flujo en dicho componente.

6.2.2. Desarrollo de trabajos experimentales futuros

A partir de los resultados experimentales obtenidos en el presente trabajo de investigación, se propone profundizar respecto tres aspectos distintos:

- Evaluación de las prestaciones del ciclo Rankine como WHRS en condiciones estacionarias de motor para motores diésel de camión. La configuración utilizada será la de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales de los gases de escape, Aftercooler y EGR.
- Evaluación del comportamiento del ciclo en condiciones dinámicas (WHRs en motor gasolina) al verse sometido a cambios de funcionamiento de motor. Inicialmente, se estudiará la respuesta del ciclo para pequeños cambios dentro de condiciones de funcionamiento del motor.

Índice bibliográfico

- [77] -
en: URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger (Cit. en pág. 28)
- [127] -
URL: <http://www.barber-nichols.com/>
(Cit. en págs. 101, 102, 132, 134)
- [137] -
URL: www.Dieselnets.com (Cit. en págs. 147, 148)
- [49] **Aleksandra, B. y Wladyslaw, N.**
“Maximizing the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant”
en: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), págs. 2047-2078
(Cit. en pág. 19)
- [112] **Angelino, G. y Colonna, P.**
“Organic Rankine Cycles (ORCs) for energy recovery from molten carbonate fuel cells”
en: *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC), Las Vegas (USA)* 2000 (Cit. en pág. 51)
- [18] **Aoun, B. y Clodic, D.**
“Theoretical and experimental study of an oil-free scroll type vapor expander”
en: *Proceedings of the international compressor* 2008
(Cit. en pág. 3)
- [8] **Arias, D., Shedd, T. y Jester, R.**
“Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combus-

- tion engine in a hybrid vehicle.”
 en: *SAE Paper* 2006-01-1605 (2006) (Cit. en págs. 2, 25, 51)
- [113] **Armstrong, M.**
Basic Linear Geostatistics
 Springer 1998 (Cit. en pág. 56)
- [83] **Badami, M. y Mura, M.**
 “Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE)”
 en: *Energy* 34 (2009), págs. 1315-1324 (Cit. en pág. 31)
- [39] **Baines, N.**
Fundamentals of turbocharging
 Concepts NREC 2005 (Cit. en pág. 16)
- [65] **Baley, F.**
 “The saturated liquid reservoir for energy storage in hybrid vehicles”
 en: *Proceedings of the IMEchE automobile division southern centre conference on total vehicle technology challenging current thinking*
 2001 (Cit. en pág. 24)
- [99] **Bauer, F.**
 “BMW revives steam power to save fuel”
 en: *Automotive News* 12 (2005) (Cit. en pág. 36)
- [115] **Bejan, A., Tsatsaronis, G. y Moran, M.**
Thermal design and optimization
 ed. por Wley, J. y Sons. New York 1996 (Cit. en pág. 61)
- [5] **Bianchi, M. y Pascale, A.**
 “Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources”
 en: *Applied Energy* 88 (2011), págs. 1500-1509
 (Cit. en págs. 2, 20, 51)
- [56] **Borsukewicz-Gozdur, A. y Nowak, W.**
 “Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine-Cycle”
 en: *Energy* 32 (2007), págs. 344-353 (Cit. en pág. 21)
- [120] **Bourhis, G. y Leduc, P.**
 “Power and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines”
 en: *Les recontrates scientifiques de l IFP- Advances in Hybrid Powertrains* 2008 (Cit. en pág. 61)

- [96] **Bracco, R., Clemente, S., Micheli, D. y Reini, M.**
“Experimental tests and modelization of a domestic-scale Organic Rankine cycle”
en: *Proceedings of ECOS2012- International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and enviromental impact of energy systems* 2012 (Cit. en pág. 34)
- [126] **Casey, M., Zwysig, C. y Robinson, C.**
“The cordier line for mixed-flow compressors”
en: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air* (2010) (Cit. en pág. 101)
- [3] **Chacartegui, R., Sánchez, D., Muñoz, J. y Sánchez, T.**
“Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants”
en: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 2162-2170 (Cit. en págs. 1, 48, 100)
- [21] **Chammas, R. y Clodic, D.**
“Combined cycle for hybrid vehicles”
en: *SAE paper* 2005-01-1171 (2005) (Cit. en págs. 3, 14, 15, 19, 24, 25, 48)
- [130] **Chen, H. y Baines, N.**
“The aerodynamic loading of radial and mixed-flow turbines.”
en: *Int. J. Mech. Sci.* Vol. 36 (1994), págs. 63-79 (Cit. en pág. 101)
- [62] **Chen, S. y Lin, R.**
“A review of engine advanced cycle and Rankine bottoming cycle and theis loss evaluation”
en: *SAE Paper* 830124 (1983) (Cit. en pág. 23)
- [47] **Clavell, J.**
Termodinámica Técnica
ed. por AC 1979 (Cit. en págs. 17-19, 55, 191)
- [107] **Colonna, P., Rebay, S., Harinck, J. y Guardone, A.**
“Real gas effects in ORC turbine flow simulations:influence of thermodynamic models on flow fields and performance parameters”
en: *Proceedings of the ECCOMAS CFD 2006 Conference, Egmond aan Zee, The Netherlands* 2006 (Cit. en pág. 50)
- [106] **Colonna, P. y Stelt, T. van der**
FluidProp: A program for the estimation of thermophysical properties fluids
2004 (Cit. en págs. 49, 196, 197)

- [50] **Dai, Y. y Wang, J.**
 “Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”
 en: *Emergu Conversion and Management* 50 (2009), págs. 576-582
 (Cit. en pág. 19)
- [72] **Declaye, S., Quoilin, S., Guillame, L. y Lemort, V.**
 “Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid”
 en: *Energy* 55 (2013), págs. 173-183 (Cit. en págs. 26, 32, 33)
- [41] **Dolz, V., Novella, R., García, A. y Sánchez, J.**
 “HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy”
 en: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 269-278
 (Cit. en págs. 16, 77, 122)
- [60] **Doyle, E., Dinanno, L. y Kramer, S.**
 “Installation of a diesel organic Rankine compound engine in Class-8 truck for a single-vehicle test”
 en: *SAE Paper* 790646 (1979) (Cit. en pág. 23)
- [101] **Drescher, U. y Brgemann, D.**
 “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”
 en: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 223-228
 (Cit. en pág. 48)
- [123] *Emission Standards for Model Year 2007 and Later Heavy-duty Highway Engines*
 2007. URL: <http://www.epa.gov/> (Cit. en págs. 68, 114, 115)
- [70] **Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K., T.Baba e Ibaraki, S.**
 “Study on maximizing exergy in automotive engines”
 en: *SAE Paper* 2007-01-0257 (2007) (Cit. en págs. 25, 31, 33, 51)
- [2] *Energy, transport and environment indicators*
 inf. téc. European Environment Agency (EEA) 2011. URL: <http://www.epp.eurostat.ec.europa.eu> (Cit. en págs. 1, 12, 13)

- [71] **Espinosa, N., Tilman, L., Lemort, V., Quolin, S. y Lombard, B.**
“Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling”
en: *Diesel International Conference and Exhibition* 2010
(Cit. en págs. 26, 48, 51)
- [93] **Freyman, R., Strobl, W. y Obieglo., A.**
“The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications.”
en: *MTZ* 69 (2008), págs. 20-27 (Cit. en pág. 33)
- [136] **Friedel, L.**
“Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow”
en: *European Two-Phase Flow Group Meeting* 485-492
(Cit. en pág. 113)
- [116] **Gaggioli, R.**
“Available energy and exergy”
en: *International Journal of Applied Thermodynamic* 1 (1998), págs. 1-8
(Cit. en pág. 61)
- [81] **Gao, X., Li, L., Zhao, Y. y Shu, P.**
“Research on a scroll expander used for recovering work in a fuel cell”
en: *International Journal of Thermodynamics* 7 (2004), págs. 1-8
(Cit. en pág. 31)
- [138] **Glavatskaya, Y., Podevin, P., Lemort, V., Shonda, O. y Descombes, G.**
“Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger car Application”
en: *Energies* 5 (2012), págs. 1751-1765 (Cit. en pág. 179)
- [51] **Gu, W., Weng, Y., Wang, Y. y Zheng, B.**
“Theoretical and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery system. Part A”
en: *Journal of Power and Energy* 223 (2009), págs. 661-667
(Cit. en pág. 19)
- [73] **Guopen, Y., Shu, G., Tian, H., Wei, H. y Liu, L.**
“Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming organic rankine cycle of diesel engine”
en: *Energy* 51 (2013), págs. 291-290 (Cit. en pág. 26)

- [67] **Hames, W. H. y Lide, D. L.**
CRC Handbook of Chemistry and Physics
2009 (Cit. en pág. 25)
- [103] **Hannis, J., Maali, R. y Woollatt, G.**
“The design and development of high work transonic turbine stage”
en: *European Conference in Turbomachinery: "Latest Developments in Changing Scene, Proceedings of the IMechHE*. London, United Kingdom 1991, págs. 33-45 (Cit. en pág. 48)
- [90] **Harada, K.**
“Development of a small scale scroll expander”
Tesis de lic. Oregon University State 2010 (Cit. en pág. 32)
- [29] **Hatazawa, M., Sugita, H., Ogawa, T. y Seo, Y.**
“Performance of a thermoacoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine.”
en: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* 70 (2004), págs. 292-299 (Cit. en pág. 14)
- [104] **Hettiarachchi, H., Golubovic, M. y Worek, W.**
“Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low- and medium-temperature geothermal heat sources”
en: *Energy* 32 (2007), págs. 1698-1706 (Cit. en pág. 48)
- [98] **Heywood, J.**
“Automotive engines and fuels: a review of future options”
en: *Prog. Energy Combustion Science* 7 (1981), págs. 155-184 (Cit. en pág. 36)
- [105] **Hjartarson, H., Maack, R. y Johannesson, S.**
“Húsavík energy multiple use of geothermal energy”
en: *GHC Bulletin* 2005 (Cit. en pág. 48)
- [53] **Ho, T., Mao, S. y Greif, R.**
“Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy”
en: *Energy* 42 (2012), págs. 213-223 (Cit. en pág. 19)
- [38] **Hountalas, D. T., Katsanos, C. y Knechtb, W.**
“Improvement of bottoming cycle efficiency and heat rejection for HD truck applications by utilization of EGR and CAC heat”
en: *Energy Conversion and Management* 53 (2012), págs. 19-32 (Cit. en pág. 15)

- [85] **Hountalas, D., Katsanos, C., Kouremenos, D. y Rogdakis, E.**
“Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD Diesel engine applications”
en: *International Journal of Alternative Propulsion* 1 (2007), págs. 228-249
(Cit. en págs. 31, 51, 105)
- [22] **Hung, T., Shai, T. y Wang, S.**
“A review of organic Rankine cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat”
en: *Energy* 22 (1997), págs. 661-667
(Cit. en págs. 3, 14, 18, 19, 22, 23, 25, 58)
- [69] **Hung, T., Wang, S., Kuo, C., Pei, B. y Tasai, K.**
“A study of organic working fluid on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”
en: *Energy* 35 (2010), págs. 1403-1411 (Cit. en pág. 25)
- [23] **IE**
en: *www.IEA.org* 2014 (Cit. en pág. 12)
- [125] **Japikse, D. y Baines, N.**
Introduction to Turbomachinery
ed. por Press, O. U. 1994 (Cit. en págs. 101, 151, 157, 200)
- [24] **Jia, S., Peng, H., Liu, S. y Zhang, X.**
“Review of transportation and energy consumption related research”
en: *Journal of Transportation Systems Engineering and Information Technology* 9 (2009), págs. 6-16 (Cit. en pág. 12)
- [45] **Kadunic, C., Sherer, F., Baaar, R. y Zegenhagen, T.**
Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through and exhaust heat Driven cooling system
inf. téc. Heat to Cool 2013 (Cit. en pág. 17)
- [44] **Kadunic, S., Zegenhagen, T., Scherer, F., R.Baar y Ziegler, T.**
Abwärmennutzung II (Heat 2Cool)
inf. téc. Heat to Cool 2012 (Cit. en pág. 17)
- [118] **Kanaglu, M. y Bolatturk, A.**
“Performace and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy”
en: *Renewable Energy* 11 (2008), págs. 2366-2374
(Cit. en pág. 61)

- [132] **Kandlikar, S. y Raykoff, T.**
“Predicting Flow Boiling Heat Transfer of Refrigerants in Microfin tubes”
en: *Enhanced Heat Transfer* 4 (1997), págs. 257-268
(Cit. en pág. 111)
- [76] **Kang, S.**
“Design and experimental study of ORC (Organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa as working fluid”
en: *Energy* 41 (2012), págs. 514-24 (Cit. en págs. 28, 31)
- [135] **Kays, W. y London, A.**
Compact Heat Exchanger
Krieger Publishing Company 1984 (Cit. en pág. 112)
- [88] **Kim, H., Ahn, J., I.Park y Rha, P.**
“Scroll expander for power generation from a low-grade steam sources.”
en: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2007 (Cit. en pág. 32)
- [134] **Kuppan, T.**
Heat Exchanger Design Handbook
Marcel Dekker 2000 (Cit. en pág. 111)
- [43] **Lapuerta, M. y Armas, O.**
Frío industrial y aire acondicionado
ed. por M., L. y O., A. Ediciones Castilla la Mancha 2013
(Cit. en pág. 17)
- [140] **Lapuerta, M., Armas, O. y Hernández, J.**
“Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas”
en: *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), págs. 513-529
(Cit. en pág. 197)
- [34] **Larjola, J.**
“Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)”
en: *International Procedure Economic* 41 (1995), págs. 227-235
(Cit. en pág. 14)

- [37] **Lazaro, J., Garcia-Bernad, J., Pérez, C., Galindo, J., Climent, H. y Arnau, F.**
“Cooled EGR modulation: a strategy to meet EURO IV emission standards in automotive DI diesel engines”
en: *Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, PA (2002)*
2002-01-1154 (2002) (Cit. en pág. 15)
- [59] **Leising, C., Purohitand, G., DeGrey, S. y Finegold, J.**
“Waste heat recovery in truch engines”
en: *SAE paper 780686* (1978) (Cit. en pág. 23)
- [139] **Lemort, V., Declaye, S. y Quoilin, S.**
“Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle.”
en: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A* February 2012 (Cit. en pág. 182)
- [19] **Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C. y Lebrun, J.**
“Testing and modelling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle”
en: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), págs. 3094-3102
(Cit. en págs. 3, 33, 165, 182)
- [84] **Lemort, V., Quolin, S. y Lebrun, J.**
“Numerical simulation of a scroll expander for use in a Rankine cycle”
en: *Proceedings of the 19th international compressor engineering conference at Purdue University* 2008
(Cit. en págs. 31, 165, 179, 182)
- [58] **Lodwing, E.**
“Performace of a 35-hp organic Rankine cycle exhaust gas powered system”
en: *SAE paper 700160* (1970) (Cit. en pág. 23)
- [97] **López, J., Douglas, R., McCullough, G. y O’Shaughnessy, R.**
“Review of Rankine cycle systems components for hybrid engines waste heat revecovery”
en: *SEA International* (2012), (Cit. en pág. 34)
- [57] **Luján, J., Serrano, J., Dolz, V. y Sánchez, J.**
“Model of the expansion process for R245fa in an Organic Rankine Cycle (ORC)”
en: *Applied Thermal Engineering* 40 (2012), págs. 248-257
(Cit. en págs. 22, 31)

- [42] **Macián, V., Serrano, J., Dolz, V. y Sánchez, J.**
“Methodology to design a bottoming Rankine cycle, as a waste energy recovering system in vehicles. Study in a HDD engine”
en: *Applied Energy* 104 (2013), págs. 758-771
(Cit. en págs. 16, 73, 122, 130, 159)
- [117] **Madhawa, H., Golubovic, M., Worek, W. e Ikegami, Y.**
“Optimum design criteria for and Organic Rankine Cycle using low temperature geothermal heat sources”
en: *Energy* 29 (2007), págs. 1207-1217 (Cit. en pág. 61)
- [52] **Mago, P., Chamra, L., Srinivasan, K. y Somayaji, C.**
“An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”
en: *Applied Thermal Engineering* 29 (2007), págs. 1207-1217
(Cit. en págs. 19, 24)
- [63] **Maizza, V. y Maizza, A.**
“Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems”
en: *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), págs. 381-390
(Cit. en pág. 24)
- [131] **Manglik, R.**
“Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger”
en: *Experimental Thermal Fluid Science* 10 (1995), págs. 171-180
(Cit. en págs. 110, 112)
- [87] **Manolakos, D., Kosmadakis, G., Kyritsis, S. y Papadakis, G.**
“Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature organic Rankine cycle system coupled with a RO desalination unit”
en: *Energy* 34 (2009), págs. 767-774 (Cit. en pág. 32)
- [46] **Manzela, A., Hanriot, S., Gómez, L. y Sodre, J.**
“Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system”
en: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1141-1148 (Cit. en pág. 17)
- [89] **Mathias, J., Johnston, J., J.Cao, Douglas, K. y Christensen, R.**
“Experimental testing of gerotor and scroll expander used in energetic and exergetic modeling of an Organic Rankine Cycle”

- en: *Journal of Energy Resources Technology* 12 (2009), págs. 012201-1
(Cit. en pág. 32)
- [75] **Mavridou, S., Mavropoulos, G., Bouris, D., Hountalas, D. y Bergeles, G.**
“Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of art heat transfer enhancements”
en: *Applied Thermal Engineering* 2010
(Cit. en págs. 28, 29, 103)
- [119] **McGovern, J.**
“Exergy analysis- a different perspective on power. Part 1: the concept of exergy”
en: *SAE Technical Paper* 904793 (1990) (Cit. en pág. 61)
- [94] **Mikielewicz, D. y Mikielewicz, J.**
“A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP”
en: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), págs. 2357-2362
(Cit. en pág. 33)
- [114] **Moran, M.**
Availability analysis: a guide to efficient energy use
ed. por Englewood Cliffs, N. Prentice Hall 1998 (Cit. en pág. 61)
- [27] **Nag, P. y De, S.**
“Design and operation of a heat recovery steam generator with minimum irreversibility.”
en: *Applied Thermal Engineering* 17 (1997), págs. 385-391
(Cit. en pág. 12)
- [86] **Nelson, C.**
“Exhaust Recovery Power”
en: *DEER Conference* 2008 (Cit. en pág. 31)
- [80] *OrganicRankine*
URL: <http://organicrankine.com> (Cit. en pág. 31)
- [133] **Ould, M., Kattan, N. y Thome, J.**
“Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes”
en: *Int. J. Refrigeration* 25 (2002), págs. 16-30 (Cit. en pág. 111)

- [61] **Patel, P. y Doyle, E.**
 “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine-cycle system”
 en: *SAE paper* No.760343 (1976) (Cit. en págs. 23, 36)
- [1] **Pavlas, M., Tous, M., Bebar, L. y Stehlik, P.**
 “Waste to energy - An evaluation of the enviromental impact.”
 en: *Applied Thermal Engineering* 20 (2010), págs. 2326-2332
 (Cit. en pág. 1)
- [40] **Payri, F., Benajes, J. y Galindo, J.**
 “One-dimensional fluid-dynamic model for catalytic converters in automotive engines”
 en: *SAE Paper* 959785 (1995) (Cit. en págs. 16, 187, 191)
- [28] **Payri, F. y Desantes, J.**
Motores de combustion interna alternativos
 ed. por F. Payri, J. D. Universitat Politècnica de Valencia 2011
 (Cit. en págs. 14, 16, 27, 66, 72, 137, 147, 171, 179, 184, 185, 187)
- [141] **Payri, F., Olmeda, P., Martín, J. y García, A.**
 “A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines”
 en: *Applied Energy* 88 (2011), págs. 4632-4641 (Cit. en pág. 197)
- [20] **Pei, G., Li, Y., Li, J. y Ji, J.**
 “A High-Speed Micro Turbine for Organic Rankine Cycle”
 en: *World Society of Sustainable Energy Technologies* 2009
 (Cit. en págs. 3, 31)
- [82] **Peterson, B., Wang, H. y Herron, T.**
 “Performance of a small-scale regenerative Rankine cycle employing a scroll expander”
 en: *Proccedings IMechE. Part:A. Journal Power and Energy* 2008
 (Cit. en págs. 31-33, 48)
- [129] **Pullen, K., Baines, N. e Hill, S.**
 “The design and evaluation of a high pressure ratio radial turbine.Paper 92-GT-93”
 en: *Gas Turbine Conference, Cologne (1992)* 1992
 (Cit. en pág. 101)
- [12] **Quoilin, S., Broek, V., Declaye, S., Dewallef, P. y Lemort, V.**
 “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle systemas”
 en: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), págs. 168-186
 (Cit. en págs. 2, 20, 32)

- [25] **Quoilin, S. y Lemort, V.**
“Technological and economical survey of organic Rankine cycle system”
en: *5th European conference economics and managements of energy in industry* 2009 (Cit. en págs. 12, 16, 20, 26)
- [15] **Quoilin, S., Lemort, V. y Lebrun, J.**
“Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander”
en: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1260-1268 (Cit. en págs. 3, 33)
- [109] **Rames, K. y Sekulic, D.**
Fundamentals of Heat Exchanger Design
John Wiley y Sons 2003 (Cit. en págs. 51, 103, 109, 111, 113, 159)
- [91] **Reid, A.**
“Low temperature Power generation Usin HFE-7100 in a Rankine cycle”
Tesis de lic. San Diego State University 2010 (Cit. en pág. 33)
- [35] **Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V. y Hübner, W.**
“Rankine cycle for waste heat recovery of IC Engines”
en: *SAE Paper 2009-01-0174* (2009) (Cit. en págs. 14, 18, 24, 25)
- [128] **Rodgers, C. y Geiser, R.**
“Performance of a high-efficiency radial/axial turbine”
en: *Trans. ASME J. Turbomachinery* 109 (1987), págs. 152-155 (Cit. en pág. 101)
- [7] **Roy, J., Mishra, M. y Misra, A.**
“Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle”
en: *Energy* 35 (2010), págs. 5049-5062 (Cit. en pág. 2)
- [111] **Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. y Fischer, J.**
“Working fluids for low temperature organic Rankine cycles”
en: *Energy* 32 (2007), págs. 1210-1221 (Cit. en págs. 51, 112)
- [54] **Sánchez, D., Chacarateguei, R., Muñoz, A. y Sánchez, T.**
“A new concept for high temperature fuel cell hybrid systems using supercritical carbon dioxide”
en: *Journal of fuel cell science and technology* 2 (2009), pág. 021306 (Cit. en pág. 19)

- [110] **Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E. y Spliethoff, H.**
“Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications”
en: *Applied Thermal Engineering* 29 (2008), págs. 1809-1817
(Cit. en pág. 51)
- [74] **Seher, D., Lengenfelder, T. y Gerhardt, J.**
“Waste Heat Recovery for comercial vehicles with a Rankine process”
en: *21th Achen Colloquium Automobile and Engine Technology* 2012
(Cit. en págs. 26, 31, 34, 36, 37, 48, 51)
- [122] **Serrano, J., Arnau, F., Dolz, V., Tiseira, A., Lejeune, M. y Auffret, N.**
“Analysis of the capabilities of a two-stage turbocharging system to fulfil the US2007 anti-pollution directive for heavy duty diesel engines2008; 9,3.277-288.”
en: *International Journal of Automotive Technology* 3 (2008), págs. 277-288
(Cit. en pág. 68)
- [124] **Serrano, J., Dolz, V., Novella, R. y García, A.**
“HDEngine engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: Evaluation of alternative solutions”
en: *Applied Thermal Engineering* 36 (2012), págs. 279-287
(Cit. en pág. 98)
- [55] **Song, B., Zhuge, W., Zhao, R., Zheng, Z., Zhan, Y., Uin, Y. y Zhao, Y.**
“An investigation of the performance of a Brayton cycle waste heat recovery system for turbocharged diesel engines”
en: *Journal of Mechanical Science and Technology* 27 (2013), págs. 1721-1729
(Cit. en pág. 19)
- [31] **Stabler, F.**
“Automotive applications of high efficiency thermoelectrics”
en: *DARPA/ONR program review and DOE high efficiency thermoelectric workshop: SAN DIEGO, CA* 2002
(Cit. en pág. 14)
- [78] **Stobart, R. y Weerasinghe, R.**
“Heat recovery and bottoming cycles for SI and CI engines-a perspective.”
en: *SAE Paper* 2006-01-0062 (2006)
(Cit. en pág. 31)

- [95] **Tahir, M., Mohd, Y. y Hoshino, T.**
“Efficiency of Compact Organic Rankine cycle system with rotatory-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery”
en: *International Journal of Civil and Environmental Engineering* 2 (2010) (Cit. en pág. 33)
- [30] **Taylor, C.**
“Automobile engine tribology design considerations for efficiency and durability.”
en: *Wear* 1 (1998), págs. 1-8 (Cit. en págs. 14, 48)
- [121] **Tchanche, B., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. y Papadakis, G.**
“Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system”
en: *Applied Energy* 87 (2010), págs. 1295-1306 (Cit. en pág. 61)
- [9] **Teng, H. y Regner, G.**
“Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercriticals organic-fluid Rankine cycle”
en: *SAE Paper 2006-01-3522* (2006) (Cit. en págs. 2, 16, 25, 36, 37)
- [11] **Teng, H. y Regner, G.**
“Improving fuel economy for HD Diesel engines with EHR Rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection.”
en: *SAE Paper 2009-01-2913* (2009) (Cit. en págs. 2, 36, 37)
- [10] **Teng, H., Regner, G. y Cowland, C.**
“Waste heat recovery of heavy duty diesel engines by organic Rankine cycle. Part I: hybrid system of diesel and Rankine engines”
en: *SAE Paper 2007-01-0537* (2007) (Cit. en págs. 2, 13, 14, 19, 24)
- [36] **Tomazic, D. y Pfeifer, A.**
“Cooled EGR-a must or an option for 2002/04”
en: *SAE Paper 2002-01-0962* (2002) (Cit. en pág. 15)
- [108] **Vaja, I. y Gambarotta, A.**
“Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycle (ORCs).”
en: *Energy* 35 (2010), págs. 1084-1093 (Cit. en pág. 51)

- [68] **Verschoor, M. y Brouwer, E.**
“Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles”
en: *Energy* 20 (1995), págs. 295-303 (Cit. en pág. 25)
- [64] **Vijayaraghavan, S. y Goswami, D.**
“Description of the SMR cycle, which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycles”
en: *Energy* 20 (2005), págs. 295-303 (Cit. en pág. 24)
- [4] **Wang, H., Peterson, R. y Herron, T.**
“Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle”
en: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy* 223 (2009), págs. 863-872
(Cit. en págs. 1, 31, 33)
- [26] **Wang, J., Dai, Y. y Gao, L.**
“Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry”
en: *Applied Energy* 86 (2009), págs. 941-948 (Cit. en pág. 12)
- [13] **Wang, T., Zhang, Y., Peng, Z. y Shu, G.**
“A review of reresearch on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle”
en: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), págs. 2862-2871
(Cit. en págs. 2, 3, 19)
- [14] **Wang, Z., Zhou, N., Guob, J. y Wang, X.**
“Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat”
en: *Energy* 40 (2012), págs. 107-115 (Cit. en págs. 2, 19)
- [48] **Weerasinghe, W., Stobart, R. y Hounsham, S.**
“Thermal efficiency improvement in high output diesel engine a comparison of a Rankine cycle with turbo-compounding”
en: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), págs. 2253-2256
(Cit. en pág. 18)
- [6] **Wei, D., Lu, X., Lu, Z. y Gu, J.**
“Performace analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery”
en: *Power Conversion and Management* 48 (2007), págs. 1113-1119
(Cit. en pág. 2)

- [102] **Yagoub, W., Doherty, O. y Riffat, S.**
“Solar energy-gas driven micro CHP system for an office building”
en: *Applied thermal Engineering* 2 (2007), págs. 1604-1610
(Cit. en pág. 48)
- [100] **Yamada, N. y Mohamad, M.**
“Efficiency of hydrogen internal combustion engine combined with open steam Rankine cycle recovering water and waste heat.”
en: *International Journal Hydrogen Energy* 35 (2010), págs. 1430-1442
(Cit. en pág. 36)
- [79] **Yamamoto, T., Furuhashi, T., Ara, N. y More, K.**
“Design and testing of the Organic Rankine Cycle”
en: *Energy* 23 (2001), págs. 239-251 (Cit. en pág. 31)
- [17] **Yanagisawa, T., Fukuta, M., Orgi, Y. e Hikichi, T.**
“Performacnce of an oil-free scroll-type air expander”
en: *Proceedings on the IMechE conference on compressors and theirs systems* 2001 (Cit. en pág. 3)
- [92] **Yang, B., Peng, X., He, Z., Guo, B. y Xing, Z.**
“Experimental investigation on the internal working process of a CO2 rotary vane expander”
en: *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), págs. 2289-2296
(Cit. en pág. 33)
- [33] **Yang, J.**
“Potential applications of thermoelectric waste heat recovery in the automotive industry”
en: *International conference on thermoelectrics* 2005, págs. 155-159
(Cit. en pág. 14)
- [32] **Yu, C. y Chau, K.**
“Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking”
en: *Energy Conversion and Management* 6 (2009), págs. 1506-1512
(Cit. en pág. 14)
- [16] **Zanelli, R. y Favart, D.**
“Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator”
en: *Proceedings of 12th international compressor engineering conference at Purdue* 1999 (Cit. en pág. 3)

- [66] **Zhan, X., Zeng, K. y He, M.**
“New technology of thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle gasoline engine”
en: *Proceedings of Asia-Pacific Power and energy engineering conference 2009* 2009
(Cit. en págs. 24, 25)

Índice de tablas

2.1. Tabla resumen de los trabajos experimentales más destacables sobre expansores de ciclos Rankine como WHRS.	35
3.1. Límites de condiciones en línea de alta presión para diferentes diferentes T_{cond}	53
3.2. Características de fuentes térmicas residuales del motor diésel 12 litros sobrealimentado doble etapa.	69
3.3. Resumen de estudio de optimización de ciclo de Rankine para diferentes fluidos de trabajo mediante aprovechamiento de todas las fuentes de energía residuales.	77
3.4. Resumen de resultados de solución de ciclo binario como WHRS en MCIA.	82
3.5. Resumen de resultados termodinámicos de ciclo Rankine como WHRS, con configuración de aprovechamiento de fuentes de alta temperatura para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	88
4.1. Características geométricas de las aletas.	109
4.2. Puntos de funcionamiento de motor diésel de camión considerados para la evaluación de WHRS.	115
4.3. Puntos de funcionamiento de motor gasolina 2.0 l utilizados para evaluación de ciclo Rankine como WHRS.	116
4.4. Listado de diferentes secuencias de aprovechamiento de fuentes residuales en función del puntos de funcionamiento de motor diésel de camión.	124
5.1. Características geométricas globales del evaporador placas-aletas.	161
5.2. Características geométricas del expansor	162
5.3. Límites de condiciones de funcionamiento	164
5.4. Timing del proceso de admisión y escape del expansor.	165
5.5. Incertidumbre de los diferentes sensores utilizados para el análisis de expansor Swash-plate	168
5.6. Puntos de funcionamiento de motor gasolina 2.0 litros utilizados para evaluación de ciclos de Rankine como WHRS.	172
5.7. Puntos de funcionamiento de EcoBoost 2.0 litros seleccionados y equivalencia con condiciones de conducción para Ford Mondeo y Ford Explorer.	172
5.8. Condiciones de ensayo del expansor.	175

Índice de figuras

2.1. Consumo de energía en toneladas equivalentes de petróleo (MToe) en UE(28) total (Izquierda) y dividido por sectores productivos (Derecha). Datos proporcionados por EUROS-TAT2014 [2].	13
2.2. Izquierda: Esquema básico de los componentes constructivos de un ciclo Rankine. Derecha: Diagrama T-s de ciclo Rankine.	18
2.3. Rango de temperaturas de fuentes residual y potencias desarrolladas por sistemas existentes en la industria para ciclo Rankine con agua (calderas de generación de potencia) y ORC (centrales geotérmicas).	20
2.4. Comparación de campanas de saturación en diagramas T-s (izquierda) y T-h (derecha) para agua, etanol y R245fa.	23
2.5. Ilustraciones de diferentes tipos de intercambiador utilizados en ciclo Rankine como WHRS en MCI.	28
2.6. Resumen de los resultados teóricos realizados por Mavridou <i>et al.</i> [75]. Comparación de requerimientos de volumen (representado por barras) y pérdidas de presión (representado por puntos) para diferentes tipos de intercambiadores.	29
2.7. Configuración de sistema de recuperación considerado por Teng <i>et al.</i> [9].	37
3.1. Esquema de metodología para estudio termodinámico de ciclos de Rankine ideales como WHRS para el aprovechamiento de una fuente residual.	50
3.2. Perfil de temperaturas de ciclo de Rankine para el aprovechamiento de una única fuente residual.	52
3.3. Distribución de rendimiento de ciclo y aprovechamiento de fuente de energía residual en función de la temperatura de evaporación para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	57
3.4. Distribución de rendimiento del sistema (η_{sys}) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	60
3.5. Perfil de temperaturas e irreversibilidades en el evaporador (izquierda) y en el condensador (derecha).	62
3.6. Rendimiento exergético en el evaporador, $\eta_{exf, evap}$, (área coloreada) y pérdidas exergéticas en el condensador, $I_{wf, cond}$, (línea continua) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	64

3.7. Temperatura de fuente térmica residual frente a potencia térmica residual, adimensionalizada con potencia mecánica de motor, para los motores A, B y C.	67
3.8. Esquema de fuentes térmicas residuales de motor diésel 12 litros doble etapa (C) seleccionado para la evaluación de ciclos Rankine como WHRS.	69
3.9. Diagrama de flujo del procedimiento utilizado para evaluación termodinámica de ciclos de Rankine como WHRS considerando varias fuentes residuales.	71
3.10. Criterio de aprovechamiento de energía térmica residual para un WHRS en el aprovechamiento de todas las fuentes residuales en un MCIA.	73
3.11. Izquierda: Estudio de optimización del ciclo Rankine para aprovechamiento de todas las fuentes residuales (área coloreada: potencia de ciclo y trazo continuo: rendimiento exergético en evaporador). Derecha: Perfil de temperatura de sustancias frente potencia transferida para condiciones óptimas.	76
3.12. Izquierda: Potencia neta (área coloreada) y rendimiento de ciclo (línea discontinua) para el ciclo de alta con agua como fluido de trabajo. Derecha: Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes residuales.	79
3.13. Izquierda: potencia neta (área coloreada) y rendimiento de ciclo (línea discontinua) para el ciclo de alta con etanol como fluido de trabajo. Derecha: Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes residuales.	80
3.14. Perfil de temperaturas de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales para el ciclo de baja con R245fa. Derecha: Ciclo de alta con agua. Izquierda: Ciclo de alta con etanol.	81
3.15. Perfil de temperatura y potencia térmica transferida para dos secuencias de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales de alta temperatura.	83
3.16. Superficies de nivel potencia desarrollada para secuencia 1 (área colorada) y secuencia 2 (línea discontinua) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	84
3.17. Superficies de nivel de rendimiento exergético de evaporador para configuración 1 y 2 (área coloreada y línea discontinua) para $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ y 100°C	86
4.1. Diagrama de flujo de la metodología para evaluación de WHRS en MCIA.	99
4.2. Mapa $N_s - D_s$ para selección de expansor. Fuente:[127].	102

4.3. Perfil de temperaturas de los diferentes procesos de transferencia de calor en un ciclo de Rankine.	104
4.4. Diagrama de flujo del procedimiento empleado para el dimensionamiento de los intercambiador.	105
4.5. Diagrama de pérdida de presión relativa de gases de escape y volumen del evaporador en función del área transversal (A_t).	106
4.6. Esquema de variables geométricas para un intercambiador tipo placa y aletas.	110
4.7. Esquema de las fuentes residuales disponibles en motor Eco-boost 2.0 l gasolina inyección directa sobrealimentado.	116
4.8. Distribución de potencia térmica residual disponible en el motor diésel de camión.	117
4.9. Distribución de potencia térmica residual disponible en el motor diésel de camión sobrealimentado.	118
4.10. Distribución de exergía disponible en el motor diésel de camión sobrealimentado.	120
4.11. Estudio energético y exergético de los gases de escape de motor gasolina vehículo	121
4.12. Diferentes configuraciones de aprovechamiento de fuentes térmicas residuales en función de la presencia de fuentes residuales en motor diésel de camión.	124
4.13. Aumento de potencia (potencia isentrópica) producida por ciclos Rankine como WHRS para motor diésel de camión. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).	127
4.14. Aumento de potencia mecánica (potencia isentrópica) para motor gasolina de vehículo. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).	129
4.15. Diagramas basados en $N_s - D_s$ Turbine Chart Baber-Nichols [127] para la selección de expansor en el proceso de evaluación de WHRS para motor diésel de camión.	132
4.16. Aumento de potencia mecánica para motor diésel de camión considerando irreversibilidades en el proceso de expansion. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada continua) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).	133
4.17. Selección de expansor en el proceso de evaluación de WHRS para motor gasolina vehículo basado en $N_s - D_s$ Turbine Chart [127].	134
4.18. Aumento de potencia mecánica para motor gasolina de vehículo, tras la aplicación de irreversibilidades del expansor. $T_{cond}=50^{\circ}\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^{\circ}\text{C}$ (línea discontinua).	136

4.19. Estudio de sensibilidad de caída de presión de gases de escape en evaporador, volumen, A_t y Π_b para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ y 100°C en motor gasolina vehículo. Punto de motor: 5500 rpm y 75 % de carga	138
4.20. Estudio de sensibilidad de caída de presión de fluido de trabajo en condensador frente, volumen y A_t para $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ de motor diésel de camión, y punto de funcionamiento 1800 rpm y 100 % de carga.	141
4.21. Dimensionamiento de la configuración de óptimos de funcionamiento para la motor diésel sobrealimentado con la configuración de agua, etanol y R245fa	144
4.22. Dimensionamiento de evaporador de WHRS para agua, etanol y R245fa considerando $T_{cond}=50^\circ\text{C}$ (área coloreada) y $T_{cond}=100^\circ\text{C}$ (trazo discontinuo)	146
4.23. Puntos de funcionamiento de motor diésel de camión correspondientes al ciclo ETC	147
4.24. Puntos de funcionamiento de motor gasolina de vehículo correspondientes al ciclo NEDC	148
5.1. Esquema general de la instalación experimental de WHRS.	158
5.2. Esquema detallado de instalación experimental de WHRS.	160
5.3. Esquema de leyes de movimiento de pistón tipo Swash-Plate. Izquierda: Alzado del movimiento del pistón y plato. Derecha: Planta del movimiento el conjunto pistón plato	162
5.4. Fotografía de conductos y valvulería de by-pass del expansor	164
5.5. Esquema de estado de agregación de la mezcla etanol-aceite en WHRS en condiciones de parada (izquierda) y funcionamiento (derecha).	166
5.6. Esquema de sensores en expansor	167
5.7. Puntos de funcionamiento de Ecoboost 2.0 litros seleccionados para ensayo experimental de WHRS.	172
5.8. Representación de la presión de línea de alta y régimen de giro de expansor de puntos ensayados.	175
5.9. Representación de los diagramas indicados para diferentes condiciones de funcionamiento de expansor en función del punto de motor.	178
5.10. Representación del diagrama indicado de diferentes condiciones de funcionamiento del expansor en función del punto de motor. (Zoom en proceso de admisión).	180

5.11. Análisis de pérdida de presión adimensional ΔP_{ad} para diferentes puntos de funcionamiento de expansor en función del régimen de giro del expansor.	181
5.12. Representación del diagrama indicado de diferentes condiciones de funcionamiento del expansor en función del punto de motor. (Zoom en proceso de escape).	183
5.13. Potencia indicada de expansor en función del régimen de giro y relación de expansión para diferentes puntos de motor y condiciones de P_b	185
5.14. η_{mec} de expansor en función de relación de expansión para diferentes regímenes de giro.	186
5.15. Ajuste de η_{mec}	187
5.16. Aumento de potencia de motor ($\Delta \dot{W}_{motor}$) frente a relación de expansión.	189
5.17. Izquierda: Requerimientos de potencia de refrigeración adicional. Derecha: Potencia de refrigeración adicional adimensionalizada con potencia efectiva de expansor.	190
5.18. Izquierda: Caída de presión relativa de gases de escape en el evaporador. Derecha: Potencia de bombeo adicional producida por el evaporador en línea de escape.	192
5.19. Izquierda: Potencia neta de ciclo, bombeo y aumento de peso de vehículo respecto potencia mecánica de motor. Derecha: aumento de potencia neta del vehículo respecto potencia mecánica de motor.	194
5.20. Diagrama de Sankey del conjunto motor-WHRS para el punto de funcionamiento de motor 3. (Potencias adimensionalizadas con potencia mecánica de motor).	195