

Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero

AUTOR:

Marta Amat Albuixech

DIRECTORES:

Joaquín Navarro Esbrí

Francisco Molés Ribera

TRABAJO FINAL DE MASTER

Titulación: Máster en Ingeniería Industrial

Castellón de la Plana, Julio 2017

Agradecimientos

A mis directores Ximo Navarro y Fran Molés por la ayuda prestada durante estos meses.

A mi familia y amigos por el apoyo moral.

DOCUMENTOS DEL PROYECTO

| | |
|-----------------------------------|-----|
| I. MEMORIA..... | 1 |
| II. PRESUPUESTO DEL PROYECTO..... | 87 |
| III. PLIEGO DE CONDICIONES..... | 95 |
| IV. ANEXOS..... | 105 |
| V. PLANOS..... | 121 |

I. MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

| | |
|---|-----------|
| 1. Introducción | 13 |
| 1.1. Justificación | 13 |
| 1.2. Objetivos | 14 |
| 1.3. Metodología | 15 |
| 1.4. Organización del documento..... | 16 |
| | |
| 2. Antecedentes | 17 |
| 2.1. El ciclo orgánico Rankine | 17 |
| 2.1.1. Aplicaciones | 19 |
| 2.1.2. Configuraciones..... | 26 |
| 2.1.3. Fluidos de trabajo..... | 28 |
| 2.1.4. Fluidos de trabajo de bajo GWP | 30 |
| 2.1.5. Componentes | 33 |
| | |
| 3. Modelización | 37 |
| 3.1. Descripción del sistema | 38 |
| 3.2. Hipótesis de partida | 39 |
| 3.3. Modelado de los componentes | 39 |
| 3.3.1. Bomba..... | 39 |
| 3.3.2. Expansor | 40 |
| 3.3.3. Intercambiadores de calor [24] | 40 |
| 3.4. Coeficientes de transferencia de calor y pérdidas de carga en evaporación y condensación..... | 48 |
| 3.5. Indicadores de desempeño | 51 |
| 3.6. Procedimiento de cálculo | 53 |

| | |
|--|-----------|
| 4. Análisis termodinámico de fluidos de trabajo de bajo GWP | 55 |
| 4.1. Fluidos de trabajo estudiados | 55 |
| 4.2. Indicadores de desempeño | 55 |
| 4.2.1. Potencia generada por el expansor | 55 |
| 4.2.2. Potencia consumida por la bomba..... | 57 |
| 4.2.3. Potencia térmica proporcionada por el condensador | 59 |
| 4.2.4. Eficiencia eléctrica neta del sistema | 60 |
| 4.2.5. Rendimiento térmico del sistema..... | 61 |
| 4.2.6. Rendimiento global del ciclo. Cogeneración | 62 |
| 4.2.7. Caudal másico del fluido de trabajo..... | 64 |
| 4.2.8. Caudal volumétrico de entrada en el expansor | 65 |
| 4.2.9. Relación de volúmenes | 66 |
| 4.2.10. Área de intercambio de calor | 67 |
| 4.2.11. Área de intercambio de calor total específica | 71 |
| 4.2.12. Pérdidas de carga de los intercambiadores | 73 |
| | |
| 5. Conclusiones | 79 |
| 5.1. Conclusiones sobre el proyecto | 79 |
| 5.2. Posibles vías de continuación | 81 |
| 5.3. Conclusiones personales | 81 |
| | |
| 6. Referencias | 83 |

ÍNDICE DE LAS IMÁGENES

| | |
|---|----|
| Figura 1: Esquema de la metodología seguida para la elaboración de este proyecto. | 15 |
| Figura 2: Diagrama T-s. Comparativa del agua con varios fluidos orgánicos | 18 |
| Figura 3: Capacidades de energía renovable en el mundo, UE-28, BRICS (Brasil, Federación Rusa, India, China y Sudáfrica) y los siete países líderes. Finales de 2015. No incluye la energía hidroeléctrica. [8] | 21 |
| Figura 4: Colectores para CSP. a)Discos parabólicos. b)Cilindro-parabólicos. c)Torres solares. [9] | 22 |
| Figura 5: Esquema de un ORC cuya fuente de calor es un colector solar. [10]..... | 23 |
| Figura 6: Esquema de una central termoeléctrica. [11] | 24 |
| Figura 7: Esquema de una planta geotermoeléctrica de descarga atmosférica. [14]... | 25 |
| Figura 8: Esquema de una planta geotermal empleando un ciclo orgánico Rankine. [14] | 25 |
| Figura 9: Esquema de un Ciclo Orgánico Rankine Básico. | 26 |
| Figura 10: Diagrama T-s de un BORC ideal (R134a)..... | 26 |
| Figura 11: Esquema de un Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo..... | 28 |
| Figura 12: Diagrama T-s de un Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo (R134a)..... | 28 |
| Figura 13: Diagrama Temperatura-Entropía de los fluidos estudiados. | 31 |
| Figura 14: Curvas Presión-Temperatura de los fluidos estudiados. | 32 |

| | |
|---|----|
| Figura 15: a) Expansor tipo scroll. b) Expansor tipo screw. [23]..... | 34 |
| Figura 16: Partes de un intercambiador de calor a placas | 35 |
| Figura 17: Sección longitudinal de un intercambiador de doble tubo..... | 35 |
| Figura 18: Diferentes consideraciones y configuraciones de los ORC | 37 |
| Figura 19: Esquema de un Ciclo orgánico Rankine regenerativo..... | 38 |
| Figura 20: Sección transversal de un intercambiador de doble tubo. | 42 |
| Figura 21: Diferentes partes del evaporador. Evolución de las temperaturas al avanzar por el intercambiador | 45 |
| Figura 22: Diferentes partes del condensador. Evolución de las temperaturas al avanzar por el intercambiador..... | 47 |
| Figura 23: Potencia generada en el expansor para (a) diferentes temperaturas de entrada del foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada del foco frío..... | 56 |
| Figura 24: Potencia consumida por la bomba para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.... | 58 |
| Figura 25: Potencia térmica para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. | 59 |
| Figura 26: Rendimiento eléctrico neto para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío..... | 60 |
| Figura 27: Rendimiento térmico para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. | 62 |

Figura 28: Rendimiento global de la instalación funcionando en cogeneración para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 63

Figura 29: Caudal másico del fluido de trabajo para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.... 64

Figura 30: Caudal volumétrico de entrada en el expansor para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 65

Figura 31: Relación de volúmenes para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 67

Figura 32: Área de intercambio de calor en el condensador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 68

Figura 33: Área de intercambio de calor en el evaporador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 69

Figura 34: Área de intercambio de calor en el regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 70

Figura 35: Áreas de intercambio de calor para una temperatura de entrada en el foco caliente de 90°C y 20°C para el foco frío. 71

Figura 36: Área de intercambio de calor total específico para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 72

Figura 37: Pérdida de carga en el conducto interior del condensador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 73

Figura 38: Pérdida de carga en el conducto interior del evaporador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 74

Figura 39: Pérdida de carga en el conducto interior del regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 75

Figura 40: Pérdida de carga en el conducto exterior del regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío. 76

Figura 41: Pérdidas de carga para una temperatura de entrada en el foco caliente de 90°C y 20°C para el foco frío..... 77

NOMENCLATURA

| | |
|-----------|---|
| A | Area (m^2) |
| Bo | Numero de ebullición(-) |
| Cp | Calor específico ($J/(Kg \cdot K)$) |
| D | Diámetro equivalente (m) |
| F | Factor de incremento (-) |
| F_2 | Factor (-) |
| Fr_{lo} | Número de Froude (-) |
| f | Factor fricción (-) |
| G | Velocidad másica ($Kg/s \cdot m^2$) |
| g | Aceleración de la gravedad (m/s^2) |
| h | Entalpía específica (J/Kg) |
| K | Número bifase (-) |
| k | Conductividad térmica ($W/m \cdot k$) |
| L | Longitud (m) |
| \dot{m} | Caudal másico(Kg/s) |
| Nu | Número de Nusselt (-) |
| P | Presión (Pa) |
| Pr | Número de Prandtl (-) |
| \dot{Q} | Potencia térmica (W) |
| R | Resistencia térmica |
| Re | Número de Reynolds (-) |
| Rug | Rugosidad (mm) |
| rv | Relación de volúmenes (-) |
| S | Factor de supresión (-) |
| S_2 | Factor (-) |
| T | Temperatura (K) |
| U | Coficiente global de transferencia de calor ($W/K \cdot m^2$) |
| u | Velocidad (m/s) |

MEMORIA

| | |
|-----------|--|
| \dot{V} | Caudal volumétrico (m ³ /s) |
| W | Potencia eléctrica (W) |
| x | Calidad del fluido (-) |
| Z | Coeficiente de Shah (-) |

Símbolos griegos

| | |
|-----------------|---|
| α | Coeficiente de transferencia de calor (W/K·m ²) |
| ε_r | Rugosidad relativa (-) |
| η | Rendimiento (%) |
| λ | Calor latente de vaporización (J/Kg) |
| μ | Viscosidad dinámica (Pa·s) |
| ρ | Densidad (Kg/m ³) |
| ν | Volumen específico (m ³ /Kg) |

Subíndices

| | |
|--------|-------------------|
| b | Bomba |
| $elec$ | Eléctrica |
| $equi$ | Equivalente |
| es | Específica |
| ext | Exterior |
| f | Fluido |
| Fc | Foco caliente |
| Ff | Foco frío |
| g | Global |
| in | Entrada |
| int | Interior |
| LM | Media logarítmica |
| out | Salida |

MEMORIA

| | |
|------------|--|
| <i>r</i> | Reducida |
| <i>T</i> | Total |
| <i>t</i> | Turbina |
| <i>ter</i> | Térmico |
| <i>TP</i> | Fluido bifase (estado gaseoso y líquido) |
| <i>x</i> | Calidad del fluido |

Acrónimos

| | |
|------|------------------------------------|
| ALT | Atmospheric life time |
| BORC | Basic Organic Rankine Cycle |
| CFC | CloroFluoroCarbono |
| CSP | Concentrated solar power |
| EES | Engineering Equation Solver |
| GWP | Global Warming Potential |
| HCFC | HidroCloroFluoroCarbono |
| HFC | HidroFluoroCarbono |
| HFO | HidroFluoroOlefina |
| NPSH | Net Positive Suction Head |
| ODP | Ozone Depletion Potential |
| ORC | Organic Rankine Cycle |
| RORC | Regenerative Organic Rankine Cycle |
| SPPP | Solar Pond Power Plant |
| TLV | Threshold Limit Value |

1. Introducción

1.1. Justificación

En el contexto actual, de crisis y competitividad, resulta esencial establecer aspectos que marquen la diferencia; una buena opción, es la revalorización de fuentes de calor residual, tanto para aumentar la eficiencia energética de los procesos industriales, como para mejorar su impacto medioambiental.

En gran parte de los procesos industriales se producen pérdidas de energía en forma de calor residual. Son pocos los procesos que reutilizan el calor residual de los mismos, siendo la mayor parte desaprovechado. La mayoría considera el calor como un recurso que desaparece luego de su utilización, pero claro está que la energía ni se crea ni se destruye, por tanto al no reutilizarla la estaríamos desperdiciando, con los recursos económicos que esto conlleva.

Dicho calor suele encontrarse disponible en una corriente de gases, agua, etc. Cuando es posible su aprovechamiento directo, resulta la mejor opción. Sin embargo, en muchas ocasiones no existe una demanda que permita su aprovechamiento, siendo posible en estas situaciones reutilizar esta energía mediante un ciclo orgánico Rankine (ORC), el cual permite reaprovechar el calor a media y baja temperatura para la producción de energía eléctrica. Se trata de una fuente de generación eficiente a partir de una fuente de baja calidad, que ha ido adquiriendo importancia a lo largo de los últimos años debido, entre otras cosas, a la situación económica y a la creciente preocupación por el medio ambiente.

La implantación de un ciclo orgánico Rankine para la revalorización de calor residual en forma de electricidad, además de mejorar la eficiencia energética, supone un ahorro económico, siendo este tipo de ciclos una opción interesante para la recuperación de calor de baja temperatura y pequeña potencia.

El ciclo orgánico Rankine es como un ciclo Rankine convencional pero en el que se sustituye el agua por un fluido orgánico, caracterizado por una temperatura de ebullición más baja que la del agua, lo que proporciona diferentes ventajas que se nombrarán posteriormente.

Cabe destacar que más del 50% del calor residual generado en la industria se encuentra a baja temperatura, por debajo de 250°C [1], donde este tipo de instalaciones tienen un buen comportamiento. Hasta el momento, los ORC son la mejor opción para la recuperación de calor a baja y muy baja temperatura de entrada, y en este aspecto es en el que se centra este trabajo (destacar que el uso de estos ciclos se amplía con activaciones a temperatura muy baja). Pero, además de recuperar el calor residual a nivel industrial, este tipo de ciclos de potencia también puede ser utilizado, entre otros, para convertir en electricidad fuentes de energía renovables, como la geotérmica, solar y biomasa.

El presente proyecto surge de la necesidad de profundizar en estos temas, ya que este tipo de instalaciones podrían ser mejoradas a fin de ser más respetuosas con el medio ambiente y aumentar la eficiencia energética y el ahorro económico. Lo que se pretende con este proyecto es modelizar uno de estos ciclos y realizar simulaciones, analizando diferentes fluidos de trabajo de bajo potencial efecto invernadero (GWP) respecto a una serie de criterios termodinámicos.

1.2. Objetivos

Uno de los retos más importantes en los ORC es la selección de un fluido de trabajo capaz de proporcionar la máxima eficiencia, pero sin dejar de lado los aspectos económicos y medioambientales.

Con este proyecto, se pretende modelizar un ciclo orgánico Rankine para aplicaciones a muy baja temperatura. Este modelo puede tener diversas aplicaciones, ya sea para análisis de fluidos de trabajo, diseño de sistemas, simulación, optimización, etc. A modo de ejemplo, se llevará a cabo un análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial efecto invernadero, alternativos a los utilizados actualmente para aplicaciones de muy baja temperatura.

Este proyecto se centra en el análisis de fluidos de trabajo alternativos de bajo potencial efecto invernadero con los que pueda trabajar un ciclo orgánico Rankine. A continuación se encuentran enumerados de forma esquemática los objetivos específicos planteados en este proyecto:

- Revisión bibliográfica sobre los ciclos orgánicos Rankine.

- Revisión bibliográfica de diferentes fluidos de trabajo que minimicen el efecto invernadero en aplicaciones a muy baja temperatura.
- Búsqueda de alternativas a los fluidos utilizados actualmente.
- Selección de posibles fluidos a utilizar.
- Modelización del ciclo mediante la herramienta *EES* y su librería *CoolProp*.
- Definición de una serie de criterios termodinámicos.
- Simulaciones con los posibles fluidos de trabajo de bajo potencial efecto invernadero.
- Extracción de conclusiones.

1.3. Metodología

Para la realización de este proyecto se lleva a cabo un estudio teórico y posteriores simulaciones. Primero se realiza un análisis bibliográfico sobre los ciclos orgánicos Rankine y diferentes fluidos de trabajo de bajo GWP. Posteriormente, se modelizará un ORC mediante el software *EES* (*Engineering Equation Solver*), utilizando para el cálculo de las propiedades de los fluidos de trabajo los datos de la librería libre *CoolProp*. Por último, se realizan simulaciones con diferentes fluidos, se comparan los resultados obtenidos respecto a una serie de criterios termodinámicos, y se llega a la obtención de las conclusiones finales.

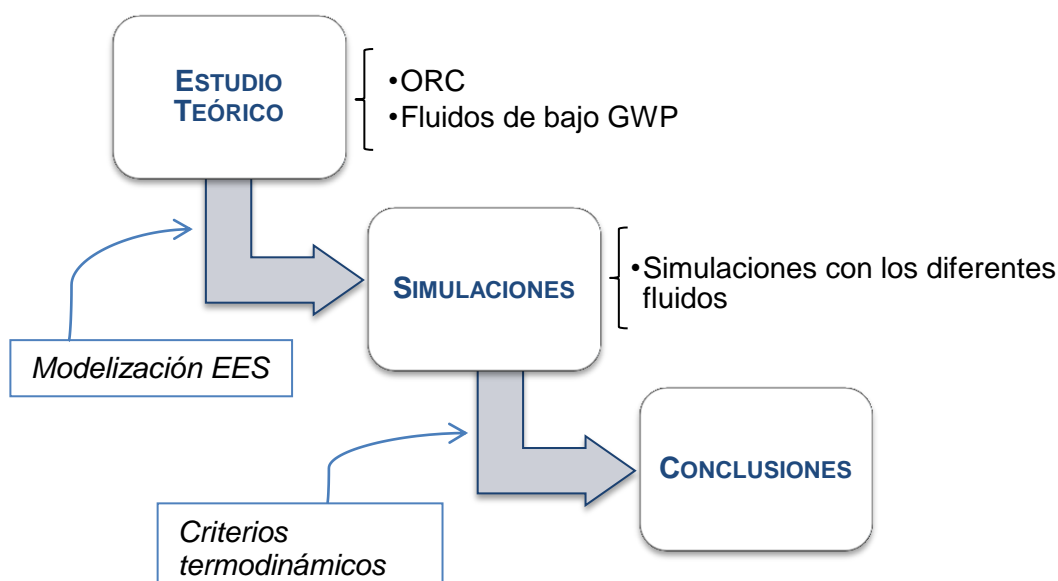


Figura 1: Esquema de la metodología seguida para la elaboración de este proyecto.

1.4. Organización del documento

A continuación se detalla la estructura del proyecto, que como ya se ha indicado, se centra en el estudio del comportamiento de diferentes fluidos de trabajo en este tipo de instalaciones. Una vez conocidos los objetivos y la metodología, se procede a estructurar del presente documento:

- Capítulo 1. Introducción: se realiza una breve explicación de los motivos que han inducido a llevar a cabo este proyecto, los objetivos a conseguir y la metodología pertinente para alcanzarlos.
- Capítulo 2. Antecedentes: se centra en el estudio bibliográfico de los ciclos orgánicos Rankine. Prestando interés a sus ventajas y desventajas, aplicaciones, fluidos de trabajo empleados, configuraciones y sus diferentes componentes.
- Capítulo 3. Modelización: se realiza una descripción del sistema a modelizar, se marcan las hipótesis de partida y se realiza una explicación detallada de los diferentes cálculos y procedimientos que se tienen que llevar a cabo para llegar a la modelización de todos los componentes. Una vez definidos los indicadores de desempeño, se procede a realizar las simulaciones, utilizando los diferentes fluidos de trabajo de bajo GWP previamente seleccionados en el capítulo 2.
- Capítulo 4. Análisis termodinámico de fluidos de trabajo de bajo GWP: se analizan los datos obtenidos en el capítulo 3 para cada fluido de trabajo y se extraen las conclusiones, indicando el rango de operación de cada fluido y su comportamiento con respecto a cada indicador de desempeño marcado.
- Capítulo 5. Conclusiones: se exponen las diferentes conclusiones a las que me ha permitido llegar este proyecto: las referentes al trabajo en sí mismo, las personales y las posibles vías de investigación.

2. Antecedentes

2.1. El ciclo orgánico Rankine

Los ciclos Rankine son ciclos de potencia que permiten convertir el calor en trabajo. Algunas de las ventajas de los ciclos Rankine son: bajo mantenimiento, sistemas compactos y poco ruidosos, no genera emisiones (salvo en caso de fuga del fluido de trabajo), y el único consumo existente es el de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de la bomba. Pero una de las desventajas de este tipo de sistemas es que depende de las condiciones de cada aplicación, por lo que si se quiere un sistema realmente eficiente, se tendrá que diseñar para esa instalación en concreto.

Normalmente el fluido de trabajo utilizado en un ciclo Rankine es agua, pero a medida que surgen necesidades de aplicación a baja temperatura, se hace necesario plantearse utilizar nuevos fluidos de trabajo capaces de sacar provecho a estas bajas temperaturas para la producción eficiente de energía mecánica. El ciclo orgánico Rankine tiene los mismos elementos y el mismo funcionamiento que un ciclo Rankine convencional, pero con la diferencia del fluido de trabajo empleado, teniendo en cuenta a la hora de seleccionarlo que, además de ciertas características técnicas, deberá tener un bajo impacto ambiental.

Emplear fluidos orgánicos en los ciclos Rankine, otorga ciertos beneficios comparándolo con el uso de agua. Estas ventajas, entre otras, son [2] [3] [4]:

- Temperatura y presión crítica reducidas: lo que hace que sea capaz de recuperar calor a una temperatura más baja de la que lo haría un ciclo convencional, además hace que a la entrada del condensador no se requieran temperaturas tan altas, ya que será más difícil que se produzca condensación.
- Presión de condensación a temperatura ambiente superior a la atmosférica: así se evita la entrada de aire al circuito y por tanto no es preciso utilizar los desaireadores o sistemas de extracción de incondensables del condensador, simplificando de este modo el sistema. La presión de condensación del agua suele estar por debajo de 100 mbar absolutos.

- Presión de evaporación más baja que en los ciclos Rankine de vapor de agua: con eso se consigue disminuir la complejidad y por tanto el coste de la instalación. En un ORC no suele superar los 30 bar, mientras que el de vapor suele trabajar por encima de 60 bar.
- Pendiente nula o positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s: Algunos fluidos orgánicos muestran nula o positiva línea de vapor saturado con lo que la entrada a la turbina puede realizarse en vapor saturado sin riesgo de tener humedad a la salida de la misma, por lo que la ausencia de condensación reduce el riesgo de desgaste de los álabes de la turbina, aumentando su vida útil [5]. Por tanto, el recalentamiento no sería necesario, o en caso de serlo sería mucho menor que el requerido al emplear agua como fluido de trabajo. Cabe destacar que en los ORC con regenerador, el recalentamiento hace que el rendimiento aumente. En la *Figura 2: Diagrama T-s. Comparativa del agua con varios fluidos orgánicos*, se puede apreciar la diferencia de pendientes que existe entre el agua y los fluidos orgánicos.

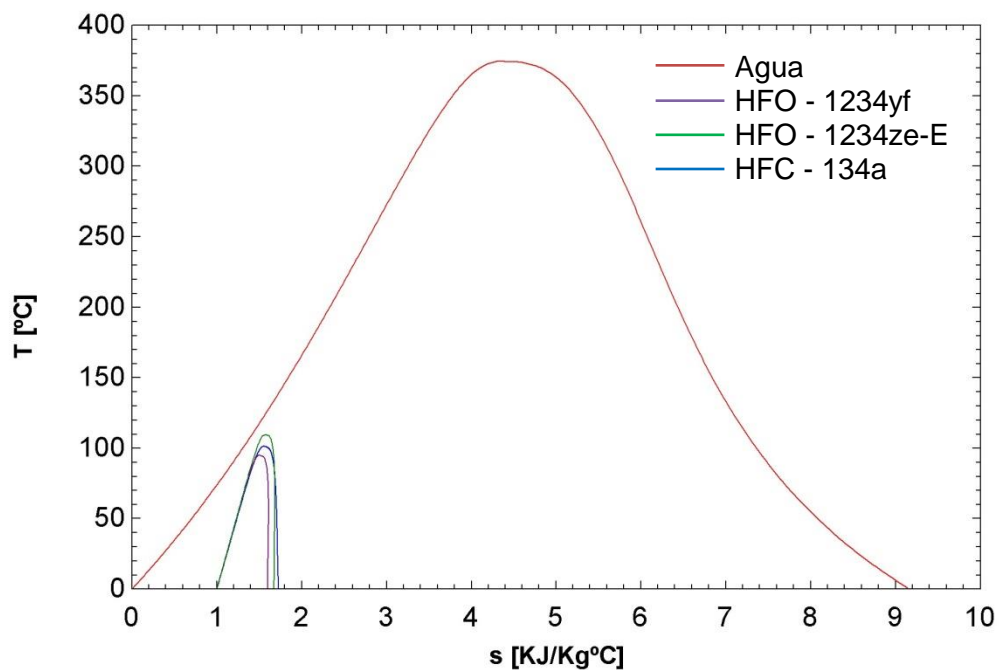


Figura 2: Diagrama T-s. Comparativa del agua con varios fluidos orgánicos

Todo esto es lo que permite que este tipo de ciclos sean capaces de aprovechar los calores residuales de menor temperatura.

Pero también existen algunos inconvenientes [3]:

- El calor latente de los fluidos orgánicos es mucho menor que el del agua, por tanto necesitan un caudal másico mucho mayor para poder captar la misma potencia térmica en el evaporador, por tanto, el consumo de la bomba si se trabaja con un fluido orgánico, también será mayor.
- Algunas características del agua hacen que trabajar con ella sea mucho más sencillo: no es ni tóxica ni inflamable, tiene bajo GWP y ODP nulo y es muy estable. Además es de fácil acceso y su coste es mucho más reducido.
- Existe un límite de temperatura para el cual, el uso de agua es mucho más eficiente. Es por ello que para recuperación de calor a alta temperatura se emplean los ciclos Rankine convencionales.

2.1.1. Aplicaciones

Actualmente, el interés en la recuperación de calor está creciendo, además de por razones económicas, por la creciente tendencia hacia la preocupación por el medio ambiente y las nuevas restricciones e incentivos económicos que van apareciendo. Entre sus principales aplicaciones están el aprovechamiento del calor residual y la transformación de fuentes de energía renovable.

Aprovechamiento del calor residual

El potencial de recuperación de calor residual en el sector industrial es muy alto, pero son pocos los que lo aprovechan. Como ya se ha nombrado anteriormente, la explotación del calor residual se puede dar, bien reutilizando ese mismo calor para otros fines, o bien mediante conversión de calores residuales en trabajo con el que se puede generar energía eléctrica. Como se explica más detalladamente en la sección 2.1.2. *Configuraciones*, los ciclos orgánicos Rankine captan calor de un foco caliente y lo transmiten a un foco frío haciendo en el proceso girar una turbina, energía mecánica que puede aprovecharse para generar energía eléctrica.

Se pueden encontrar fuentes de calor residual de baja temperatura (<250°C) [6]. Existen diferentes fuentes de calor residual en la industria [7]:

- Gases de combustión: temperaturas relativamente elevadas.
- Flujos de productos: temperaturas moderadas o bajas.
- Caudales de agua: temperaturas moderadas o bajas.

El calor residual de los procesos industriales supone una pérdida importante de energía; con este tipo de tecnologías de recuperación se pretende aumentar la eficiencia energética de estos procesos, y así conseguir cierto ahorro económico a largo plazo, además de ser más respetuosos con el medio ambiente. Cuanto mayor sea la temperatura de la fuente de calor residual mayor será la capacidad de recuperación, pero cabe destacar que la mayor parte del calor residual de los procesos industriales se encuentra a baja temperatura. Es por ello, que durante los últimos años se ha ido prestando más interés al uso de ciclos orgánicos Rankine, ya que estos permiten el aprovechamiento de calor que se encuentra a baja y muy baja temperatura.

Transformación de fuentes de energía renovables

Los avances en la tecnología y una mayor concienciación de los ciudadanos hacen que cada vez las energías renovables tengan más importancia. Por todo el planeta hay una gran variedad de recursos de los que podemos obtener energía pero eso no implica, ni mucho menos, que se estén aprovechando al 100%. Bien es cierto, que en estos últimos años se ha ido prestando más atención a este tipo de temas, realizando investigaciones y aportando avances muy provechosos, como es el caso del uso de ciclos orgánicos Rankine para la transformación más eficiente de fuentes de energía renovable.

A continuación, se muestra una gráfica comparativa referente a las energías renovables, extraída de un informe de la situación mundial [8], con el fin de crear una idea global de la situación actual. En la Figura 3 se encuentran las capacidades de energías renovables que hay en el mundo según los diferentes tipos de fuentes, donde se puede apreciar el potencial de la energía solar térmica de concentración (CSP), de la bioenergía y de la geotérmica. Como se verá a continuación, los ciclos orgánicos Rankine son una muy buena alternativa para conseguir generar energía eléctrica a partir de estas fuentes de energía renovable.

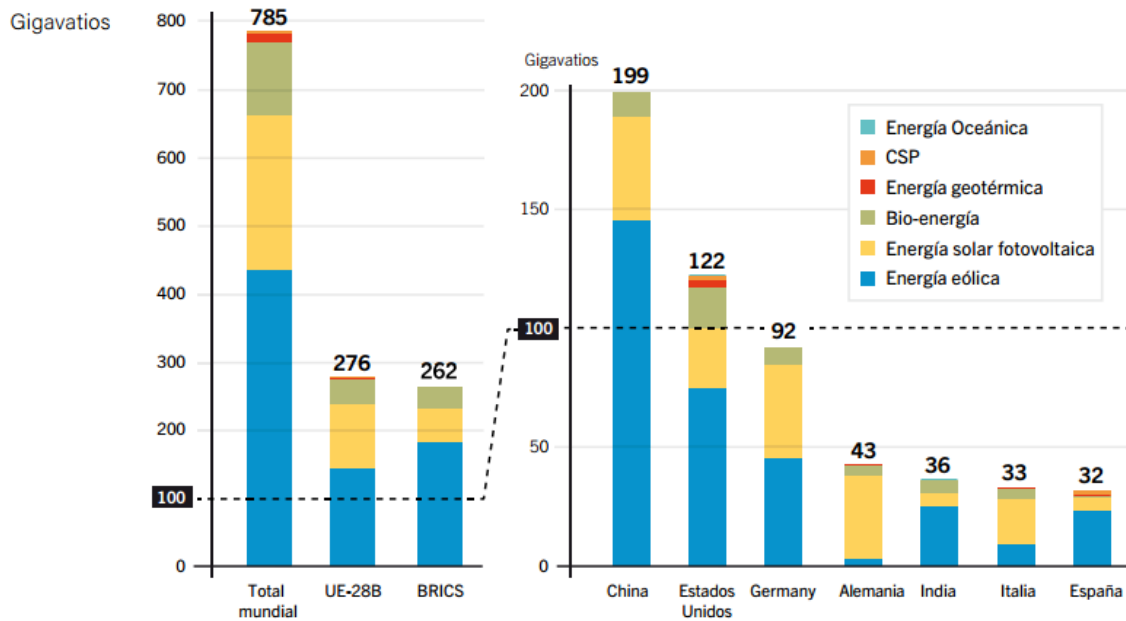


Figura 3: Capacidades de energía renovable en el mundo, UE-28, BRICS (Brasil, Federación Rusa, India, China y Sudáfrica) y los siete países líderes. Finales de 2015. No incluye la energía hidroeléctrica. [8]

Entre los diferentes tipos de energías renovables, los ORC destacan en la transformación de energía solar térmica y biomasa, pero también se utilizan en otros tipos, como la geotérmica. A continuación, se realiza una breve explicación del papel de los ORC en estos tipos de generación:

- **Solar térmica:** se trata de una fuente de calor de baja temperatura que se encuentra bien como energía radiante, o bien como calor latente de evaporación de la humedad del aire [7], no obstante esta última no es de interés para este proyecto ya que no forma parte de las diversas aplicaciones que tiene este tipo de instalaciones. A continuación, se realiza una breve explicación tanto de sus características generales, como de la importancia de los ciclos orgánicos Rankine en este tipo de energía.

La energía radiante puede ser captada directamente por colectores, para así aprovecharla sin necesidad de transformación, como foco frío para bombas de calor, o como agua caliente sanitaria. Las transformaciones artificiales de las radiaciones solares utilizadas normalmente son la termoconversión y la conversión fotovoltaica (la energía solar se transforma directamente en electricidad mediante células solares o fotovoltaicas). En este caso en concreto, resulta interesante centrarse en la termoconversión, ya que es ahí donde entran en juego los ORC.

Existen diferentes tipos de colectores solares, encargados de captar la energía radiada por el sol y convertirla en térmica. Durante las últimas décadas, se ha generado energía solar de concentración CSP (Concentrated solar power). Este tipo de tecnología utiliza colectores lineales o puntuales, concretamente suele utilizar estos tres tipos: discos parabólicos, colectores cilindro-parabólicos y torres solares [Figura 4]. Con estos tipos de colectores se consigue concentrar y transferir la energía solar a un fluido, poniéndolo a alta temperatura y pudiéndose generar electricidad mediante ciclos de vapor [9].



Figura 4: Colectores para CSP. a) Discos parabólicos. b) Cilindro-parabólicos. c) Torres solares. [9]

Gracias a la introducción del uso de ciclos orgánico Rankine en la transformación de este tipo de energía renovable, se ha conseguido utilizar otro tipo de colectores más económicos, ya que este ciclo permite trabajar con una menor temperatura, por lo que la necesidad de concentración no es tan alta. Permite transformar la energía solar térmica sin necesidad de concentración, pudiendo hacerlo a partir de muy bajas temperaturas; entre 80°C y 90°C utilizando colectores planos, y entre 100°C y 120°C de temperatura de activación con el uso de colectores de tubos de vacío.

Además, los ORC también permiten la generación de energía eléctrica a través de sistemas mucho más novedosos, como es el estanque solar (SPPP: Solar Pond Power Plant) [3].

Estas tecnologías están siendo muy ventajosas porque además de poder generar energía eléctrica y poder aprovechar el calor generado para diferentes funciones, este tipo de instalaciones permiten llevar electricidad a lugares donde esta no llegaba.

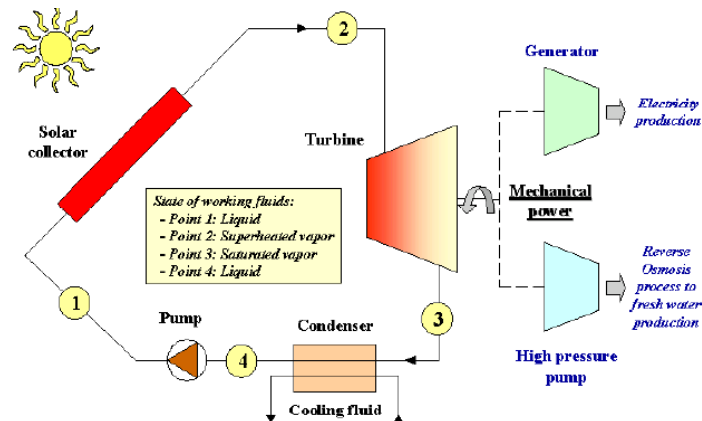


Figura 5: Esquema de un ORC cuya fuente de calor es un colector solar. [10]

- **Biomasa:** se trata de toda aquella materia orgánica de origen animal o vegetal, por tanto, es una fuente muy importante de energía renovable, ya que se encuentra presente en muchas partes. El término biomasa comprende a las materias que provienen de organismos vivos como bosques, cultivos acuáticos, residuos agrícolas, desechos animales, desechos urbanos e industriales de tipo orgánico que pueden utilizarse para producir energía, etc. Generalmente la biomasa puede clasificarse en tres grupos dependiendo de su procedencia: natural, residual y cultivos energéticos.

Mediante sistemas de cogeneración, se consigue generar electricidad (pequeña potencia) y aprovechar calor a partir de la biomasa. Los ORC son una tecnología muy interesante para las centrales termoeléctricas de biomasa.

En las centrales de biomasa, la forma de obtener energía en la caldera es muy diferente dependiendo de la materia utilizada (combustión, pirolisis, gasificación, etc.). A continuación [Figura 6: Esquema de una central termoeléctrica. Figura 6], se puede apreciar el esquema de una central termoeléctrica, la cual utiliza el calor generado en la caldera para producir energía eléctrica mediante un ORC.

Las calderas de biomasa más habituales son las de agua caliente con temperaturas de hasta 100°C, cuando son no presurizadas; pudiendo ser de hasta 120 o 150°C las presurizadas. Estas calderas de baja potencia son de en torno a 50-500 KW. Es por ello, que la introducción de los ORC en este tipo de aplicaciones nos permite transformar el poder calorífico de la biomasa en electricidad, consiguiendo de esta forma la generación eléctrica mediante fuentes de energía renovables.

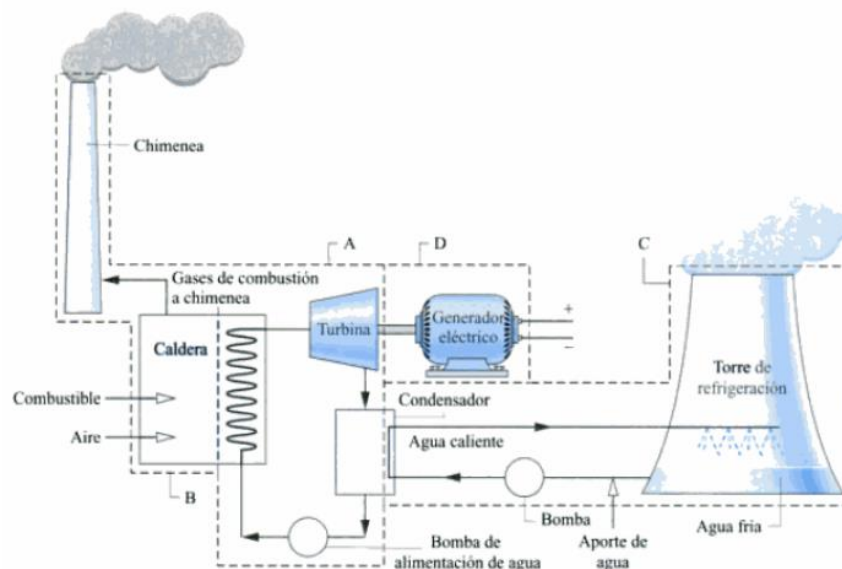


Figura 6: Esquema de una central termoeléctrica. [11]

Para mejorar el rendimiento se pueden introducir pequeñas modificaciones como por ejemplo, sobrecalentamiento y un regenerador [para más información consultar la siguiente sección 2.1.2. Configuraciones]. Además la caldera de biomasa y el módulo ORC pueden estar unidos por un anillo de aceite térmico [12], con este medio de transferencia de calor, se consigue reducir la sensibilidad a los cambios de carga y disminuir la presión de trabajo en la caldera, entre otras ventajas.

- **Geotérmica:** proviene del calor contenido en el interior de la tierra generado por los fenómenos geológicos a escala planetaria. El uso de ORCs para el aprovechamiento de este tipo de energía permiten obtener energía de yacimientos geotérmicos de menor temperatura [13]. Por tanto, dependiendo de las características del recurso geotérmico, generalmente se utilizarán turbinas de vapor convencionales para las de mayor temperatura (150°C como mínimo) [Figura 7], y para temperaturas menores (85°C-170°C, siempre dependiendo del fluido orgánico a utilizar) una buena opción es utilizar los ORC [Figura 8] [14]. Gran parte de la energía geotérmica se encuentra entre 100°C y 150°C, pero actualmente no se le está sacando todo el beneficio que se debería. Con la aplicación de tecnología ORC se consigue recuperar energía que proviene de este rango de temperaturas, ayudando así a explotar su gran potencial [15]. La siguiente tabla hace visible lo dicho, muestra el potencial de energía geotérmica en función de diferentes rangos de temperaturas [3].

| Temperatura (°C) | MWth | MWe |
|------------------|---------|--------|
| 65–90 | 147,736 | 10,462 |
| 90-120 | 75,421 | 7503 |
| 120-150 | 22,819 | 1268 |
| 150-225 | 42,703 | 4745 |
| 225-350 | 66,897 | 11,150 |

Tabla 1: Potencial de energía geotérmica en función de diferentes rangos de temperaturas.

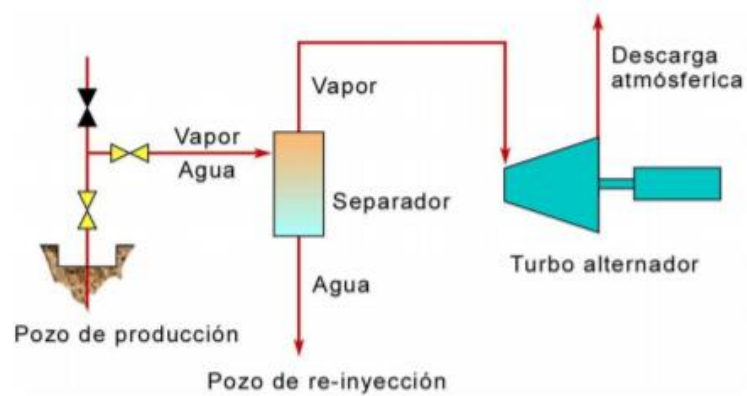


Figura 7: Esquema de una planta geotermoeléctrica de descarga atmosférica. [14]

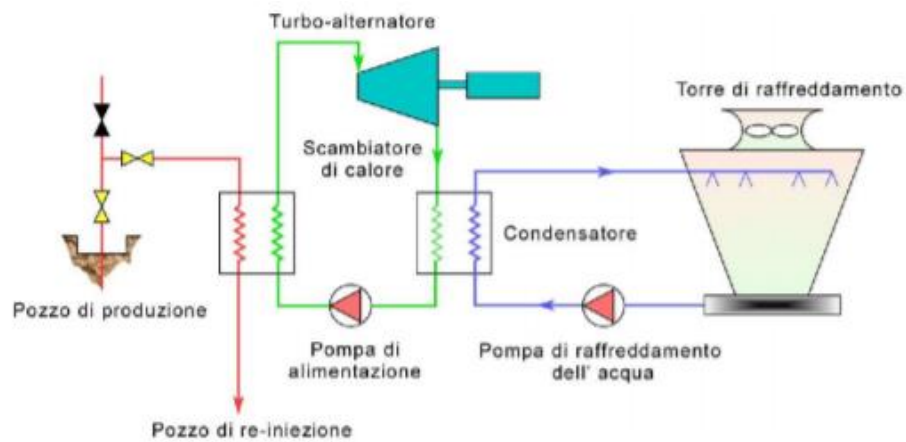


Figura 8: Esquema de una planta geotermal empleando un ciclo orgánico Rankine. [14]

2.1.2. Configuraciones

Para poder entender este proceso, primero se realiza una pequeña explicación de los ciclos orgánicos Rankine. El ciclo básico (BORC) consta de un evaporador, un condensador, una bomba y un expansor [cuyos elementos se encuentran detallados en la sección 2.1.5. Componentes]. A continuación se puede encontrar el esquema de los diferentes elementos por los que están compuestos los BORC [Figura 9: Esquema de un Ciclo Orgánico Rankine Básico.], además del diagrama T-s correspondiente a un ciclo básico ideal [Figura 10].

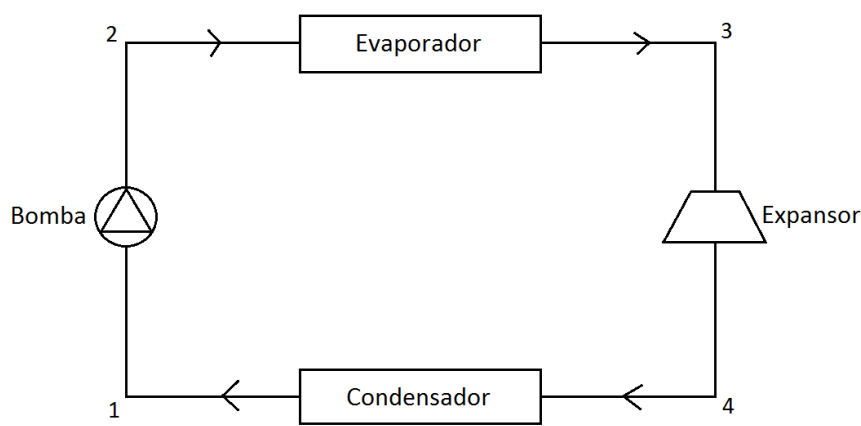


Figura 9: Esquema de un Ciclo Orgánico Rankine Básico.

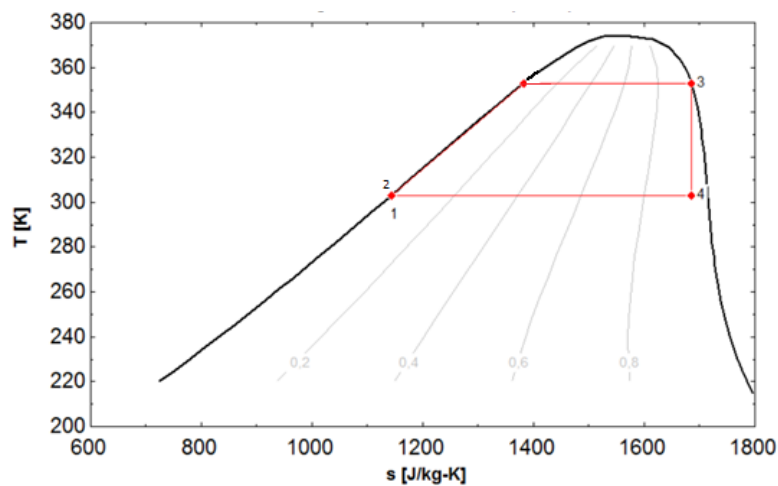


Figura 10: Diagrama T-s de un BORC ideal (R134a).

En este tipo de ciclos se producen cuatro procesos diferentes: bombeo, evaporación, expansión y condensación. A continuación se detalla cada uno de ellos.

Proceso 1-2 → Bombeo: La bomba es el único elemento del sistema que requiere un aporte de energía mecánica (o eléctrica), su función es impulsar el fluido de trabajo para hacerlo circular por todo el circuito. La *Figura 10* hace referencia a un ciclo ideal, pero como se verá posteriormente, para aproximarse a la realidad se deberán tener en cuenta tanto el rendimiento isoentrópico como la necesidad de realizar subenfriamiento para evitar cavitación en la bomba.

Proceso 2-3 → Evaporación: El evaporador es el elemento que enlaza con la instalación de la que se pretende aprovechar el calor residual del proceso industrial, este calor es transmitido mediante el intercambiador y aprovechado para evaporar el fluido de trabajo. La evaporación, en su ciclo ideal, se produce a presión constante.

Proceso 3-4 → Expansión: El evaporador se enlaza con el expansor, aquí además de disminuir la presión del fluido de trabajo desde la presión de evaporación hasta la de condensación, es donde se puede producir energía eléctrica, ya que el fluido en estado gaseoso hace girar una turbina; dicha energía mecánica puede ser transformada en potencia eléctrica mediante un generador. Del mismo modo que se nombraba anteriormente, este proceso idealmente es isoentrópico.

Proceso 4-1 → Condensación: es en el condensador donde el fluido de trabajo cambia de fase, de gas a líquido, para volver a ser bombeado de nuevo. Este intercambiador, al ceder calor, permite reaprovecharlo para otro fin.

La potencia térmica necesaria a captar por el evaporador puede reducirse utilizando un ciclo regenerativo (RORC), en el cual, mediante la introducción de un regenerador, se consigue aumentar la eficiencia neta del sistema, además de reducir la potencia térmica a disipar en el condensador.

El regenerador consiste en un intercambiador que transmite parte del calor extraído después del expansor para así enfriarlo y facilitar la condensación, este calor será aprovechado para precalentar el fluido de trabajo a la entrada del evaporador. Esta configuración mejorará la eficiencia del ciclo, ya que se consigue la misma potencia de salida pero necesitando menos calor de entrada. Por tanto, en general, es más eficiente que el ciclo simple y presenta una potencia específica mayor.

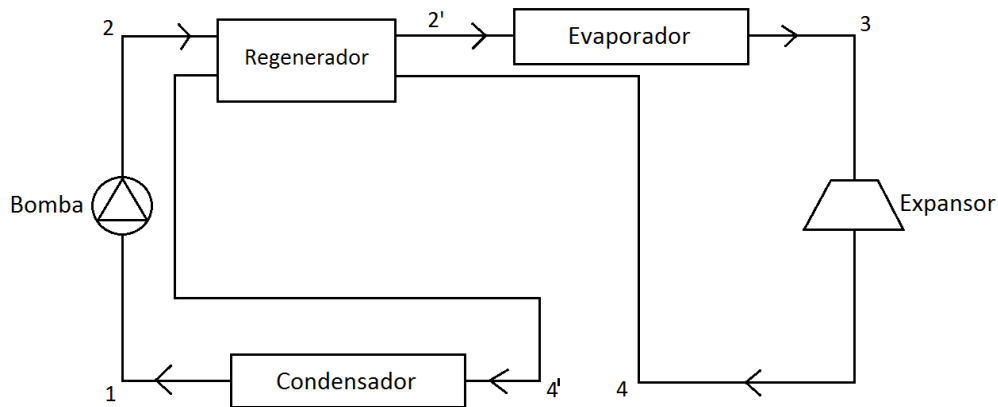


Figura 11: Esquema de un Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo.

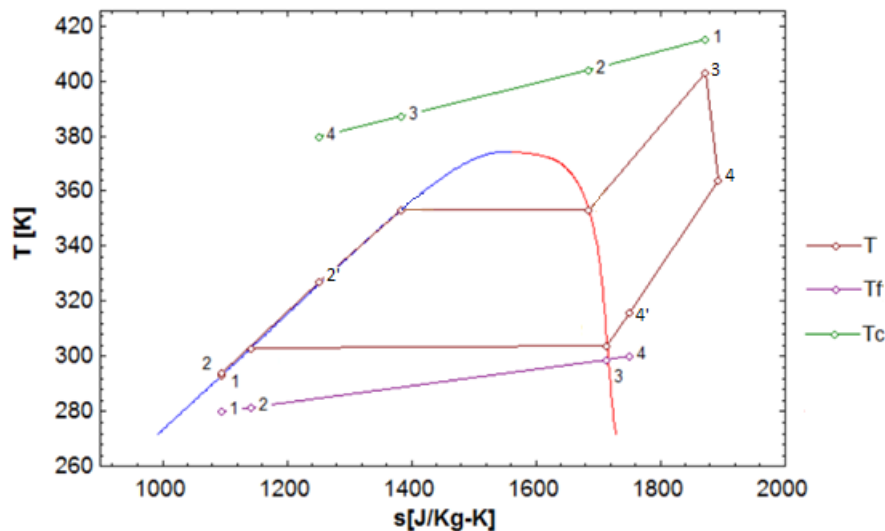


Figura 12: Diagrama T-s de un Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo (R134a).

2.1.3. Fluidos de trabajo

El fluido de trabajo es uno de los parámetros clave a la hora de diseñar un ciclo Rankine, ya que afectará a la eficiencia, las dimensiones y posteriores aspectos relacionados con la seguridad.

Para este tipo de instalaciones se buscan fluidos seguros, descartando los de alta toxicidad e inflamabilidad, y actualmente debido al aumento de interés y a las nuevas normativas que han ido surgiendo respecto al medio ambiente, nace la necesidad de buscar fluidos de trabajo que sean respetuosos con el medio ambiente.

Además, es preferible utilizar fluidos de trabajo que tengan un alto calor latente, bajo coste, que sean fáciles de manejar, compatibles con los materiales, etc. cosa que finalmente hace de la elección del fluido de trabajo una tarea muy complicada, que de hecho, sigue estando en el punto de mira en gran parte de proyectos e investigaciones.

En instalaciones de ciclos de compresión de vapor, normalmente se utilizan refrigerantes como fluido de trabajo. A lo largo de los años, los refrigerantes han ido cambiando:

- Primera generación: primero se usaba cualquier refrigerante que fuera capaz de hacer que el ciclo funcionara, lo cual incluía fluidos tóxicos, inflamables, además de otros inconvenientes.
- Segunda generación: después se continuaron buscando nuevos refrigerantes más estables químicamente, que no fueran tóxicos y sin contenido de gases nobles, entonces fue cuando se empezaron a utilizar los CFCs (clorofluorocarburos), HCFCs (Hidroclorofluorocarburos) y HFCs (hidrofluorocarbonados).
- Tercera generación: con el Protocolo de Montreal y el Reglamento 2037/2000 del Parlamento Europeo, se han ido dejando en desuso y prohibiendo los CFCs y HCFCs, ya que se trata de sustancias agotadoras de la capa de ozono.
- Cuarta generación: Después del protocolo de Kyoto 1997, se restringe el uso de los gases productores de efecto invernadero, con lo que se pretende dejar de utilizar los HFCs de alto GWP y buscar otros refrigerantes de ODP nulo, bajo GWP y que sean de sustitución directa.

Según el Reglamento Europeo de gases Fluorados 517/2014, esta necesidad de búsqueda de fluidos de trabajo alternativos se hace indispensable, ya que entre otras cosas, prohíbe el uso de equipos con un GWP mayor a 2500 a partir de enero de 2020, a excepción de algunos casos, no siendo de aplicación en los ORC, pero sobre los cuales se marca una serie de requisitos en cuanto a la seguridad se refiere, como por ejemplo: revisión de sistemas de detección de fugas, etiquetado del equipo, etc.

En cuanto a las características relativas a la seguridad (toxicidad e inflamabilidad) es de gran importancia conocer a que categoría de seguridad pertenecen, ya que los fluidos alternativos propuestos deben tener una toxicidad e inflamabilidad baja o nula. La siguiente tabla muestra la clasificación de seguridad de los refrigerantes según el Standard 34 de ASHRAE:

| | Baja toxicidad (TLV \geq 400ppm) | Alta toxicidad (TLV $<$ 400ppm) |
|--|---------------------------------------|------------------------------------|
| Inflamabilidad alta (alta propagación de la flama) | A3 | B3 |
| Inflamabilidad media (media propagación de la flama) | A2 | B2 |
| Inflamabilidad baja (baja propagación de la flama) | A2L | B2L |
| Inflamabilidad muy baja (No propaga flama) | A1 | B1 |

Tabla 2: Clasificación de seguridad de los refrigerantes según el Standard 34 de ASHRAE.

2.1.4. Fluidos de trabajo de bajo GWP

A lo largo de los años, diferentes autores han realizado un gran número de investigaciones en relación con el fluido de trabajo a utilizar en los ORC, ya que se trata de un aspecto clave que influirá en el funcionamiento final. Shale *et al.* [16], Shengjun *et al.* [17] y Quoinlin *et al.* [18] indican que los HFCs con temperaturas críticas bajas, como por ejemplo el HFC-134a y el HFC-245fa, son una buena opción para aplicaciones a baja y media temperatura. Actualmente es necesario buscar otras alternativas más respetuosas con el medio ambiente.

Todos los HFCs tienen ODP (potencial de agotamiento de la capa de ozono) nulo, pero algunos tienen valores altos de GWP (potencial de efecto invernadero) lo que provoca un impacto ambiental si el fluido se escapa a la atmósfera, pudiendo influir en el cambio climático. El HFC-134a, normalmente empleado en la producción de frío, a pesar de tener ODP nulo, este tipo de fluido sigue teniendo un impacto ambiental, contribuyendo al cambio climático, ya que tienen un GWP alto, de 1430. Con el HFC-245fa ocurre algo parecido, a pesar de tener ODP nulo, su valor de GWP es de 858. El presente proyecto pretende realizar un análisis del comportamiento termodinámico de diferentes fluidos de trabajo alternativos al HFC-134a. Se ha escogido éste como fluido inicial, ya que es ampliamente empleado para este tipo de aplicaciones de recuperación de calor de baja y muy baja temperatura [19].

La prohibición del uso de ciertos fluidos marcada por el Reglamento Europeo 517/2014 nombrado anteriormente, a pesar de no ser de aplicación en el HFC-134a

(GWP<2500) ni en los ORC, hace latente la necesidad de búsqueda de nuevas alternativas, ya que este reglamento marca una disminución gradual de éste y otros fluidos de trabajo. Además, se prevé que la normativa vaya siendo más restrictiva en el futuro, en el sentido de limitar los valores de GWP y de buscar mejorar la eficiencia.

Uno de los aspectos principales que motivan la búsqueda de nuevos fluidos de trabajo es el suplemento de precio de los HFC, el cual no está relacionado con los costes de fabricación, pero que cada vez tiende a ser más elevado. En España existe un impuesto sobre gases fluorados, el cual atañe a aquellos con un GWP superior a 150, por tanto el HFC-134a se ve afectado. Este impuesto viene determinado por el GWP, aplicándole un coeficiente de 0,02 €, es decir, para el caso de HFC-134a la tasa impuesta a partir de este año, 2017, es de 26 €/kg.

Una buena alternativa para estos fluidos de trabajo son los HFOs (Hidro-fluoro-olefina), los refrigerantes naturales y los HFCs de bajo GWP. McLinden *et al.* [20] propone una serie de fluidos de trabajo de bajo GWP, a partir de sus conclusiones, centrándonos en los HFOs, se observa que para la sustitución del HFC-134a, el HFO-1234yf y el HFO-1234ze-E son las alternativas más aceptadas [21]. A continuación, en la *Tabla 3* se muestran las principales propiedades termofísicas de los fluidos estudiados, mientras que en la *Figura 13* se presentan el diagrama Temperatura-Entropía y en la *Figura 14* las curvas Presión-Temperatura de los mismos.

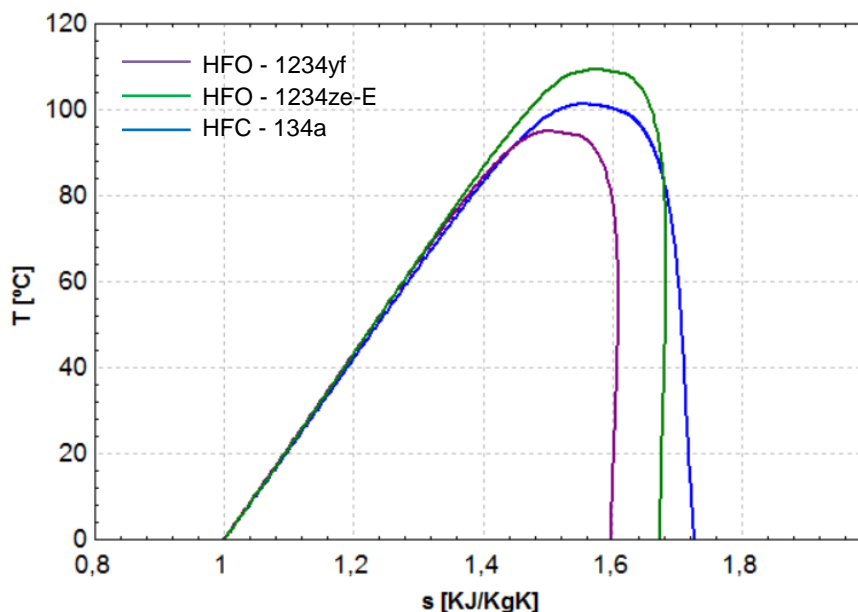


Figura 13: Diagrama Temperatura-Entropía de los fluidos estudiados.

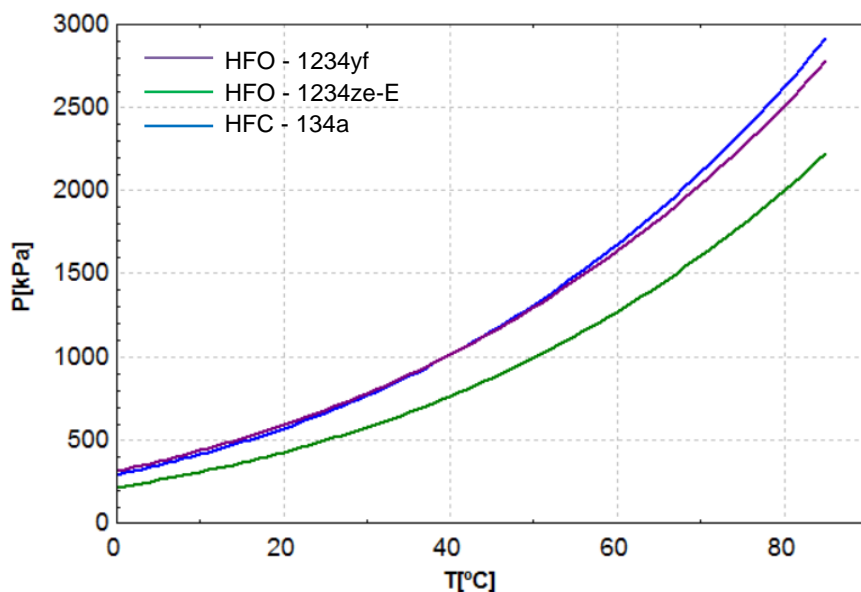


Figura 14: Curvas Presión-Temperatura de los fluidos estudiados.

| | HFC-134a | HFO-1234yf | HFO-1234ze-E |
|---|---------------|--------------|--------------|
| Presión crítica (bar) | 40,59 | 33,82 | 36,35 |
| Temperatura crítica (°C) | 101,06 | 94,70 | 109,37 |
| GWP | 1430 | 4 | 6 |
| ODP | 0 | 0 | 0 |
| Peso molecular (kg/kmol) | 102 | 114 | 114 |
| Inflamabilidad | No inflamable | Baja | Baja |
| TLV (ppm) | 1000 | 500 | 800 |
| Clasificación de seguridad | A1 | A2L | A2L |
| Pendiente | Isoentrópica | Isoentrópica | Isoentrópica |
| ALT (años) | 14 | 0,0301 | 0,0384 |
| Temperatura de ebullición (K) | 246,79 | 243,37 | 253,89 |
| Calor latente a temperatura de ebullición (kJ/kg) | 217,16 | 180,40 | 195,60 |
| Presión de evaporación a 77°C (MPa) | 2,46 | 2,36 | 1,88 |
| Presión de condensación a 27°C (MPa) | 0,70 | 0,72 | 0,53 |
| Densidad de vapor saturado a 27°C (kg/m³) | 34,19 | 39,99 | 27,85 |
| Densidad de líquido saturado a 27°C (kg/m³) | 1199,7 | 1085,1 | 1156,8 |
| Calor específico del vapor saturado a 27°C (kJ/kg-K) | 1,04 | 1,07 | 0,99 |
| Calor específico del líquido saturado a 27°C (kJ/kg-K) | 1,43 | 1,40 | 1,39 |

Tabla 3: Principales propiedades termofísicas y medioambientales de los fluidos de trabajo estudiados.

Se observa como los fluidos alternativos presentados tienen sus propiedades similares a las del fluido a sustituir. En cuanto a las principales diferencias destacan, además de los valores muy bajos de GWP, las menores presiones del HFO-1234ze-E para las mismas temperaturas de saturación, las diferentes densidades de vapor de los fluidos alternativos, y la clasificación de seguridad A2L del HFO-1234yf y del HFO-1234ze-E debido a su inflamabilidad baja, mientras que el HFC-134a presenta clasificación de seguridad ASHRAE A1. La influencia de las diferencias en las propiedades termofísicas de los fluidos estudiados se verán reflejadas en los resultados del análisis que se realizará en apartados posteriores, mientras que la clasificación de seguridad A2L se tendrá que tener en cuenta en caso de utilizar estos fluidos.

2.1.5. Componentes

Bomba

Este elemento es el encargado de bombear el fluido por el circuito, para así hacerlo circular. Como ya se ha indicado anteriormente, la bomba es el único elemento de los ORC que consume energía eléctrica, por tanto para conocer la energía producida, se descontará la consumida por este elemento. Es uno de los componentes clave de la instalación, por ello debe seleccionarse cuidadosamente, teniendo en cuenta las necesidades de control, eficiencia, estanqueidad y NPSH [3].

Expansor

Al pasar el fluido a través del expansor se consigue pasar de la presión de evaporación hasta la presión de condensación. Bajando la presión en el condensador, se logra que la temperatura de condensación también sea menor, consiguiendo una eficiencia mayor. Es aquí donde se obtiene trabajo mecánico, que puede convertirse en energía eléctrica mediante un generador.

La turbina es el factor más determinante en la confiabilidad en este tipo de sistemas. Gracias a utilizar un fluido orgánico y además usar sobrecalentamiento, se asegura que todo el caudal de fluido se encuentre en estado gaseoso, cosa que permite evitar daños innecesarios en este elemento, como por ejemplo, el impacto de gotas en las hélices.

Cabe destacar la diferenciación de dos tecnologías para la etapa de expansión. Por un lado, están las turbinas o turbomáquinas, cuyo uso es conveniente en los ORCs de alta potencia y no en los de pequeña, principalmente porque las velocidades de rotación aumentan drásticamente al disminuir la potencia. Por otro lado, para aplicaciones de pequeña potencia, resulta más conveniente utilizar expansores de desplazamiento positivo [3]. Se han seleccionado para el desarrollo de este proyecto, este último tipo como sistema de expansión, además de por tener aplicaciones de pequeña potencia, porque este tipo de expansores suelen ser más económicos.

La selección del componente de expansión representa un aspecto clave para la eficiencia de generación. La eficiencia de los expansores tiene una gran influencia sobre la eficiencia de todo el sistema, especialmente cuando se encuentra a pequeña escala. Normalmente se usan los scroll para pequeña escala y los Screw (tornillo) para media escala [22].

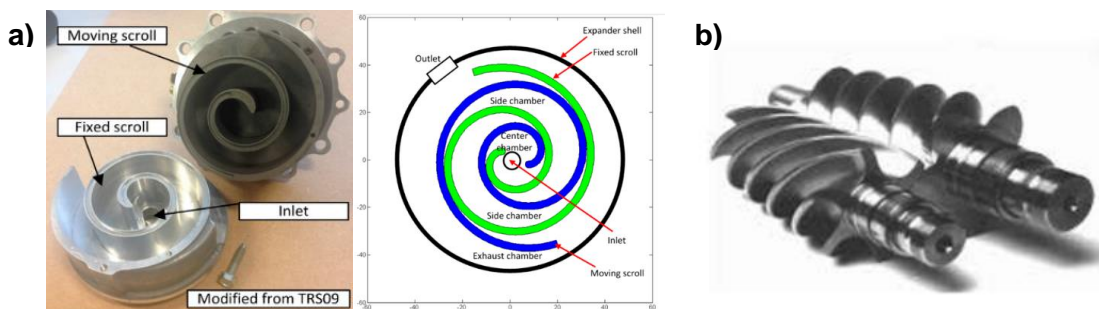


Figura 15: a) Expansor tipo scroll. b) Expansor tipo screw. [23]

Intercambiadores

Para la generación de pequeña potencia, los tipos de intercambiadores más usados debido a su buen comportamiento, son los de placas [3], e incluso los de doble tubo.

Los intercambiadores de placas, intercambian calor entre dos fluidos a través de una placa metálica, circulando un fluido a cada lado a contracorriente. Entre dos placas se forma el canal por donde circulará el fluido, y cada una de las placas se encuentra montada en un marco. Este tipo de intercambiadores normalmente son usados para demandas moderadas de presión y temperatura, por debajo de los 150°C. Una de las principales ventajas de este tipo de dispositivos es su fácil

mantenimiento, ya que es fácilmente desmontable [24]. En la siguiente imagen puede verse las partes que componen este tipo de intercambiadores de calor.

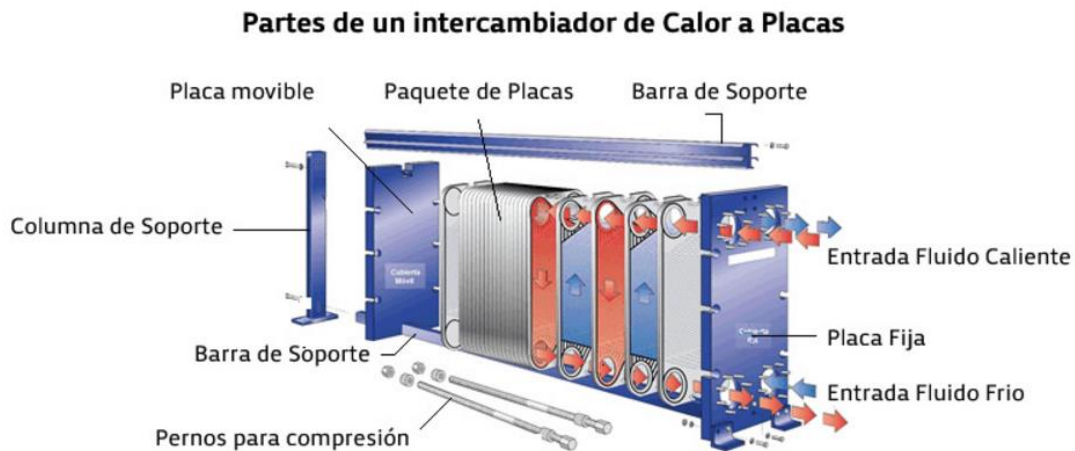


Figura 16: Partes de un intercambiador de calor a placas

Los intercambiadores de calor de doble tubo se componen de dos tubos coaxiales, donde un fluido va por el conducto central mientras que el otro va por el exterior, es decir, por el conducto anular, tal y como se muestra en la siguiente figura. Este tipo de intercambiadores son fáciles de fabricar y relativamente fáciles de mantener, limpiar y modificar. Dependiendo de su longitud serán rectos o en forma de U, en caso de que tenga que ser muy grande, para así ocupar menos espacio [25].

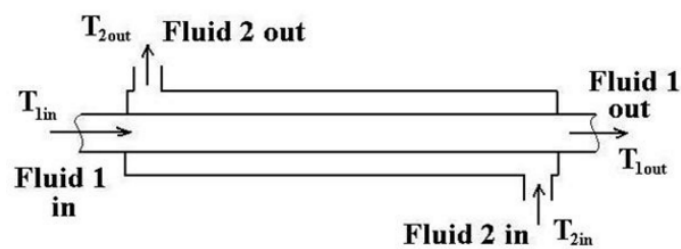


Figura 17: Sección longitudinal de un intercambiador de doble tubo.

Este tipo de intercambiadores tiene diferentes ventajas:

- Fácil de fabricar.
- Mantenimiento fácil gracias a que se tiene fácil acceso, ya que gracias a las juntas, el tubo interior puede desconectarse para su limpieza.
- Permite que los fluidos circulen a contracorriente.
- Se les puede añadir aletas, beneficioso en caso de que el coeficiente de transferencia del fluido exterior sea bajo.
- Se puede utilizar en aplicaciones a alta presión.

3. Modelización

Una vez realizada la revisión bibliográfica de los principales aspectos relacionados con los ciclos orgánicos Rankine, se pasa a explicar las particularidades de este proyecto. Se ha desarrollado un programa que permite realizar automáticamente los cálculos para el dimensionamiento del ciclo en función de unos parámetros de entrada. La optimización de sistemas ORC requiere una optimización del ciclo termodinámico, lo que implica que diferentes configuraciones puedan ser consideradas para aumentar el reaprovechamiento del calor.

Se trata de desarrollar un modelo termodinámico de ciclo orgánico Rankine con el que se pretende, a partir de una serie de parámetros de entrada, realizar simulaciones con diferentes fluidos de trabajo para posteriormente analizar los resultados obtenidos mediante diferentes medidores de desempeño. Todo ello con el fin de encontrar un fluido de trabajo con menor impacto ambiental que los utilizados actualmente, pero que tenga un buen comportamiento en la recuperación de calores residuales de baja temperatura.

Se parte de un BORG ideal, y paso a paso se van teniendo en cuenta más consideraciones. Primero se pasa a tener en cuenta los rendimientos isoentrópicos y globales tanto de la bomba como de la turbina, después para asegurar que a la entrada del expansor solo exista gas y a la entrada de la bomba solo líquido, se añade recalentamiento y subenfriamiento respectivamente. Finalmente, se añade un regenerador para aumentar la eficiencia del sistema.

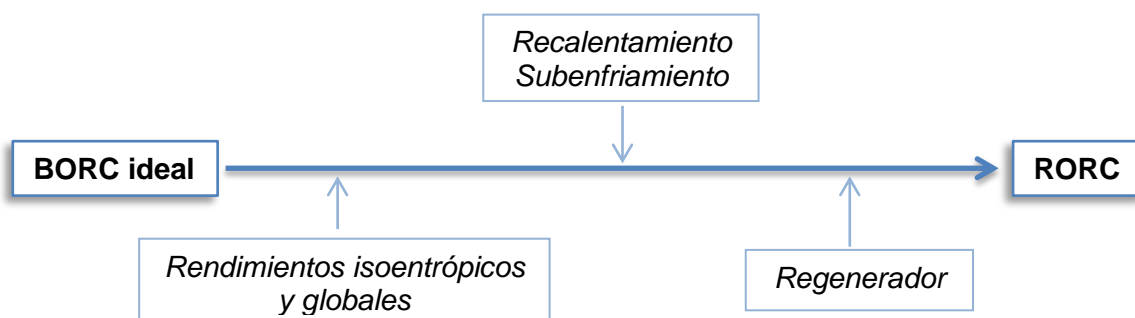


Figura 18: Diferentes consideraciones y configuraciones de los ORC

3.1. Descripción del sistema

El sistema desarrollado consiste en un ciclo orgánico Rankine regenerativo (RORC). Tal y como ya se ha dicho anteriormente, este ciclo estará compuesto por un expansor, una bomba, y diferentes intercambiadores de calor, uno que actuará como evaporador, otro como condensador y por último uno como regenerador. La *Figura 19* muestra un esquema de este tipo de instalaciones, en el que se puede ver como en el evaporador se produce intercambio de calor con el foco caliente y en el condensador con el foco frío. En color rojo viene representado el fluido secundario que proviene del foco caliente y en azul el del foco frío, en los dos casos el fluido es agua. El fluido de trabajo empleado en el RORC viene representado en color verde, indicando en todo momento el recorrido que efectúa a lo largo de la instalación.

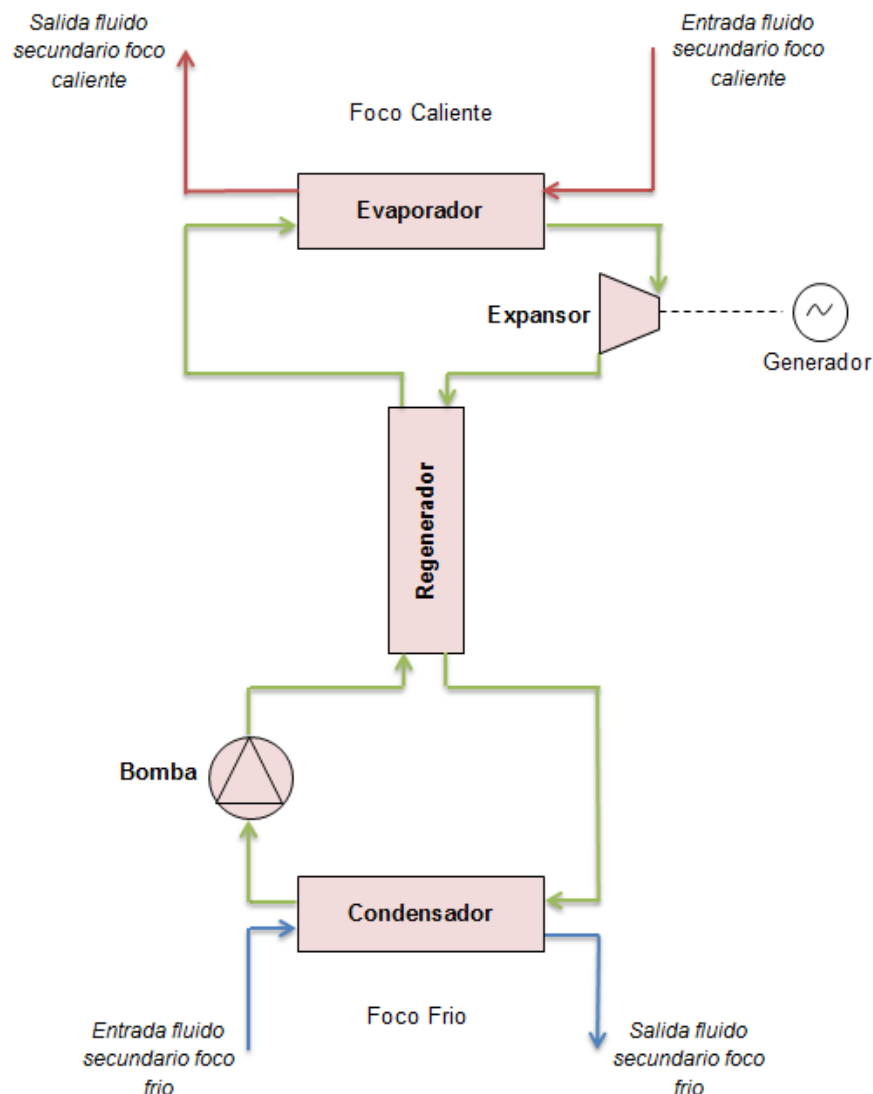


Figura 19: Esquema de un Ciclo orgánico Rankine regenerativo.

3.2. Hipótesis de partida

La herramienta *EES* y su librería *CoolProp* permite crear un modelo termodinámico con el cual, a partir de una serie de datos de entrada, te proporciona la información necesaria para la evaluación del comportamiento de los diferentes fluidos de trabajo. Para ello se deben tener en cuenta varias hipótesis de partida:

- Régimen estacionario en todos los elementos del sistema.
- No se consideran las pérdidas de carga en tuberías.
- Se desprecian las pérdidas de calor en tuberías.
- Se considera que solo se produce intercambio de calor por conducción en el conducto concéntrico interior, es decir, se supone que los intercambiadores están completamente aislados del exterior.
- Los conductos se consideran lisos.

3.3. Modelado de los componentes

Gracias al software informático *EES* se ha creado un programa el cual, a partir de la modelización de los diferentes componentes, permite realizar el dimensionamiento de este tipo de ciclos al mismo tiempo que se obtienen parámetros de interés para la evaluación de los diferentes fluidos. Esta herramienta, a partir de su base de datos interna (*CoolProp*), es capaz de proporcionar diferentes valores para las propiedades del fluido de trabajo en función de dos parámetros de entrada; por ejemplo, a partir de la temperatura y la presión, da el valor de la entalpía para ese fluido en concreto.

3.3.1. Bomba

Para el cálculo de la potencia eléctrica consumida por la bomba, será necesario tener en cuenta el rendimiento global de ésta (*Ec. 1*). La presión a la entrada de la bomba, es la misma que la que tiene el fluido a la entrada del condensador menos las pérdidas debidas a la fricción. La presión a la salida de la bomba es la misma que a la

salida de regenerador, pero sumándole también las pérdidas de carga provocadas por la fricción al paso por éste.

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{\eta_{g,b}} \quad (Ec. 1)$$

Para la modelización del ciclo, se ha considerado que el rendimiento global de la bomba es del 45% y que tiene un rendimiento isoentrópico del 100%.

3.3.2. Expansor

En el expansor también será necesario considerar tanto el rendimiento isoentrópico como el rendimiento global de la turbina; para la modelización se han asignado 75% y 70% respectivamente. La presión a la entrada de ésta, será la misma que a la entrada del evaporador, pero restándole las pérdidas de carga producidas a su paso. Por otro lado, la presión a la salida del expansor se obtendrá sumando la presión en el punto de salida del regenerador y la caída de presión dada en éste.

Para el cálculo de la potencia eléctrica generada en la turbina, será necesario tener en cuenta el rendimiento global de ésta (Ec. 2).

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot \Delta h \cdot \eta_{g,t} \quad (Ec. 2)$$

3.3.3. Intercambiadores de calor [24]

Para el dimensionamiento de los diferentes intercambiadores, nos interesa tanto el calor transferido en cada uno de ellos, como la pérdida de carga que se produce. *EES* permite obtener las diferentes características del fluido para una situación concreta.

Para este proyecto se ha considerado que se dispone de intercambiadores de tubos concéntricos, debido, además de por la simplicidad en su forma y la facilidad de modelado, por ciertos aspectos en relación al material disponible ante la posible realización de esta instalación en un futuro. Además, este tipo de intercambiadores, como ya se ha dicho anteriormente, resulta una alternativa óptima para la generación de pequeña potencia. Por otro lado, las conclusiones obtenidas al utilizar este tipo de

intercambiadores podrán ser extrapoladas a otras tipologías de intercambiadores de tipo contracorriente (por ejemplo intercambiadores de placas) de forma bastante aproximada.

Por ello, sin pérdida de generalidad, se modelizará con configuración contracorriente en tubos concéntricos. Por el tubo interior circulará el fluido de trabajo pudiéndose encontrar en estado líquido o gaseoso, en función del tramo en el que nos encontremos. Por el conducto anular exterior circulará el fluido secundario, también pudiéndose encontrar en estado líquido o gaseoso.

La expresión general para la tasa de transferencia de calor de un fluido a otro viene dada por la siguiente ecuación (Ec. 3):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{Ec. 3})$$

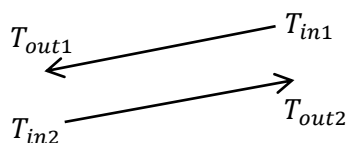
Otras ecuaciones mediante la cuales puede obtenerse la potencia térmica son:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 5})$$

Dónde:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (\text{Ec. 6})$$



$$\Delta T_A = T_{in1} - T_{out2} \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\Delta T_B = T_{out1} - T_{in2} \quad (\text{Ec. 8})$$

Por su parte, el coeficiente de transferencia de calor global (U) (Ec. 9) viene dado por la inversa del área por la resistencia térmica total.

$$U = \frac{1}{A \cdot R_T} \quad (\text{Ec. 9})$$

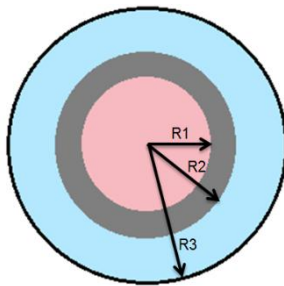


Figura 20: Sección transversal de un intercambiador de doble tubo.

$$R_{T,convección} = \frac{1}{A \cdot \alpha_{conv}} \quad (\text{Ec. 10})$$

$$R_{T,conducción\ cilindro} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{material}} \quad (\text{Ec. 11})$$

$$R_T = R_{T,convección} + R_{T,conducción} \quad (\text{Ec. 12})$$

Por tanto finalmente, aplicando las formulas anteriores a esta situación en concreto, se obtiene la longitud del intercambiador:

$$U \cdot A = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{\ln\left(\frac{R2}{R1}\right)}{k_{material}} + \frac{1}{\alpha_{ext} \cdot R2} + \frac{1}{\alpha_{int} \cdot R1}} \quad (\text{Ec. 13})$$

Llegado este momento, se deben diferenciar dos situaciones distintas: cuando se produce intercambio de calor sin cambio de fase, es decir, o todo líquido o todo gas, o cuando se encuentra en pleno proceso de cambio de fase (bifase). Para el primero de los casos, el intercambio de calor se da mediante convección y conducción.

Se debe tener en cuenta que tanto el coeficiente de transferencia de calor interno como el externo, se deben a la convección.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor es necesario conocer el número de Reynolds, Prandtl y Nusselt. La siguiente expresión (Ec. 14) permite obtener el número de Reynolds, el cual sirve para descubrir si se trata de un flujo laminar, turbulento o de transición.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad (\text{Ec. 14})$$

| | | |
|---------------|---|--------------------------------|
| Tipo de flujo | } | Re < 2300 → Laminar |
| | | 2300 < Re < 10000 → Transición |
| | | 10000 < Re → Turbulento |

Para el cálculo del número de Prandtl:

$$Pr = Cp \cdot \frac{\mu}{k_f} \quad (Ec. 15)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección cuando el fluido se encuentra en una sola fase, es decir, todo líquido o todo gas, viene dado por:

$$\alpha_{convección} = Nu \cdot \frac{k_f}{D} \quad (Ec. 16)$$

Para la obtención del Nusselt, en fase simple, se pueden emplear diferentes correlaciones, dependiendo de las características del flujo. En el presente proyecto se ha empleado la correlación de Gnielinski (Ec. 17) para flujo simple [26]. Para la selección de las correlaciones se ha tenido en cuenta que el flujo es turbulento y se ha considerado que el conducto es de paredes lisas.

| Correlación | Condiciones de aplicación |
|---|---|
| $Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (Ec. 17)$ | <p>0,5 < Pr 3000 < Re < 10⁶</p> <hr/> <p>10⁴ < Re < 5 · 10⁶</p> |
| $f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (Ec. 18)$ | |

Cuando el fluido se encuentra en una sola fase, la pérdida de carga producida en los intercambiadores es debida a la fricción. Para la obtención de las pérdidas de carga por fricción, se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach (Ec. 19), donde el factor de fricción se obtiene mediante la (Ec. 18) [27]:

$$\Delta P_{fricción} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (Ec. 19)$$

Se ha considerado que todos los intercambiadores son de cobre, con una conductividad térmica de 385 W/m·k.

NOTA: para conocer el procedimiento de cálculo del coeficiente de transferencia de calor y de la pérdida de carga cuando el fluido se encuentra en pleno cambio de fase (bifase) consultar la sección 3.4. *Coefficientes de transferencia de calor y pérdidas de carga en evaporación y condensación.*

Regenerador

En el regenerador no se produce cambio de fase, sirve para recalentar el fluido antes de entrar en el evaporador y para enfriarlo una vez salido de la turbina. Al no producirse cambio de fase, la transferencia de calor (Ec. 16) se produce gracias a dos fenómenos: conducción y convección.

El cálculo de los diferentes coeficientes de transferencia y temperaturas permite realizar el dimensionamiento del intercambiador. También se deben tener en cuenta las pérdidas de carga que se producen (Ec. 19).

Para modelizar el regenerador se ha utilizado su eficiencia, definida como el ratio entre la potencia intercambiada y la máxima posible (Ec. 20). Se ha considerado que el regenerador tiene una eficiencia del 80%.

$$\varepsilon_{reg} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (Ec. 20)$$

Por el conducto interior del regenerador transcurrirá el refrigerante en estado líquido, por tanto se le asigna una velocidad de 1 m/s a la entrada. Por el conducto exterior pasará el fluido que proviene de la salida de la turbina, por lo que se encontrará en estado gaseoso, asignándole entonces una velocidad a la entrada del regenerador de 5 m/s, para así poder realizar el dimensionamiento.

Evaporador

Este es el elemento que capta el calor residual que queremos reutilizar, la potencia calorífica se transmite al fluido de trabajo haciendo que éste se evapore. En este caso, al igual que en el regenerador, también se pretende hallar tanto la longitud del intercambiador, como las pérdidas de carga.

Para la modelización, se ha considerado que el fluido secundario para el foco caliente es agua. Con el fin de obtener valores comparables, se fija la potencia térmica captada en el evaporador, asignándole un valor de 100kW. Se asigna un recalentamiento de 5°C, un pinch point (ΔT_{pp}) de 5°C, y una diferencia de temperaturas entre la entrada del fluido secundario en el foco caliente y la salida del fluido de trabajo del evaporador (ΔT_{sobre}) también de 5°C. Se ha asignado una presión de 3 bar a la entrada del fluido secundario del foco caliente. A la entrada del evaporador, asignamos una velocidad de 1 m/s, tanto en el conducto interior (fluido de trabajo) como en el exterior (fluido secundario), ya que en este punto los dos fluidos se encuentran en estado líquido.

En este intercambiador se produce cambio de fase, así que para su modelización se dividirá en tres secciones. En la primera, el fluido de trabajo se encuentra completamente en estado líquido, en la segunda se produce cambio de fase (bifase), y en la tercera vuelve a ser simple, todo en estado gaseoso, produciéndose un sobrecalentamiento (temperatura del fluido por encima de la de saturación). Por tanto, para realizar la modelización, se dividirá el evaporador en diferentes secciones.

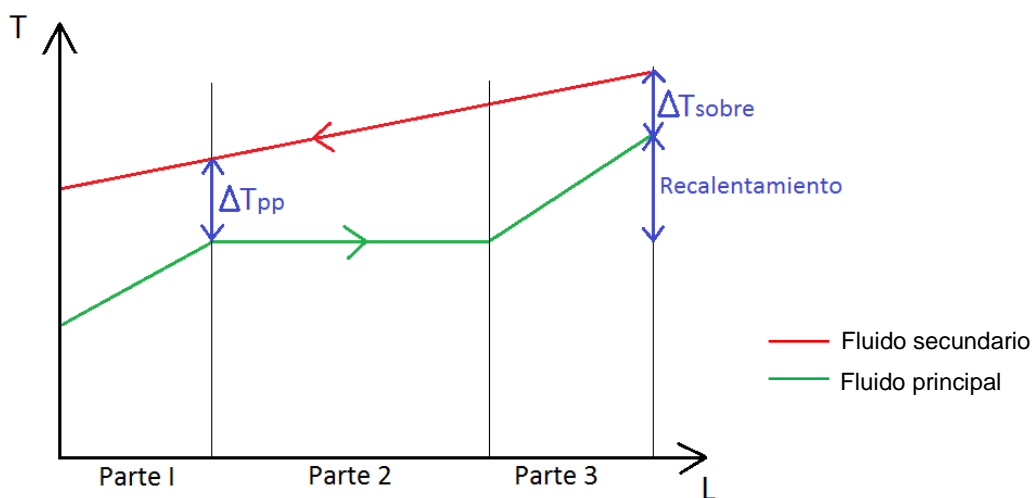


Figura 21: Diferentes partes del evaporador. Evolución de las temperaturas al avanzar por el intercambiador

Parte I

Se produce una transferencia de temperatura gracias a los fenómenos de conducción y convección. La pérdida de carga debida a la fricción, misma fórmula que la anterior (regenerador) (Ec. 19), así como las ecuaciones para el cálculo de la longitud (Ec. 13).

Parte II

En esta sección es donde se produce el cambio de fase (bifase), se debe tener en cuenta que en este tramo la transmisión de calor debida a la convección vendrá dada, además de por el fenómeno de convección forzada, tal y como ocurría en el caso anterior, también por la ebullición (Ec. 21). Además, para el cálculo de la pérdida de carga, se tendrá en cuenta tanto la caída de presión debida a la fricción, como la ocasionada por la aceleración (Ec. 32).

Parte III

Para determinar la transferencia de calor y la pérdida de carga en este tramo, se aplicará la misma metodología que en la Parte I.

Condensador

La modelización del condensador es similar a la del evaporador. Se utiliza agua como fluido secundario para el foco frío asignándole una presión a la entrada de 3 bar. Se asigna un subenfriamiento de 5°C, un pinch point (ΔT_{pp}) de 5°C, y una diferencia de temperaturas entre la entrada del fluido secundario del foco frío y la salida del fluido de trabajo del condensador (ΔT_{sub}) también de 5°C. Por el conducto interior circula el fluido de trabajo, por tanto, a la entrada del condensador se encuentra en estado gaseoso, es por ello que se toma como velocidad inicial para este fluido 5 m/s, mientras que para el fluido secundario que circula por el exterior, en estado líquido, se toma una velocidad inicial de 1m/s.

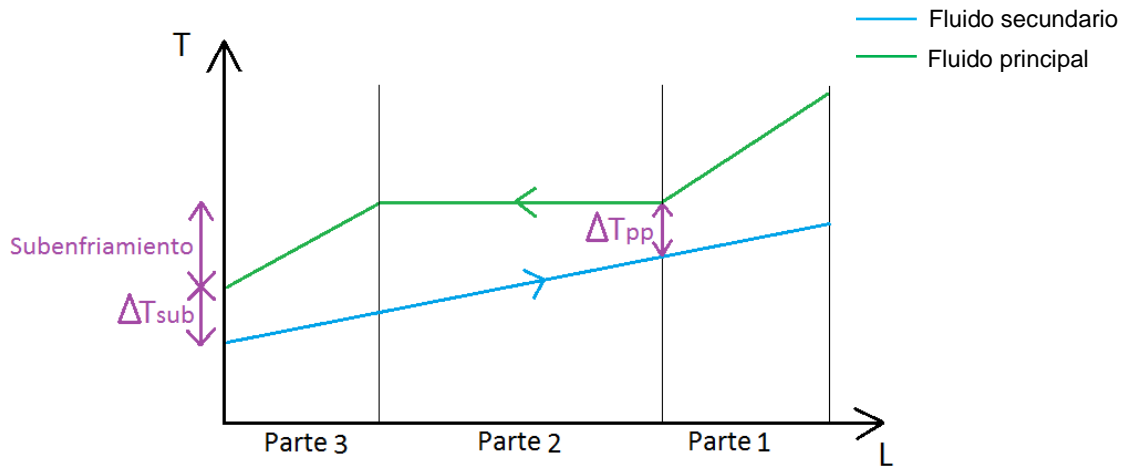


Figura 22: Diferentes partes del condensador. Evolución de las temperaturas al avanzar por el intercambiador

El condensador es el componente donde el fluido pasa de estado gaseoso a líquido, es allí donde el ciclo orgánico Rankine cede calor al exterior. La modelización de este componente es muy similar a la del evaporador y su estructura también puede dividirse en 3 secciones.

Parte I

Esta es la parte por donde viene el fluido de trabajo, después de haber bajado su temperatura gracias al regenerador. Se utilizarán las fórmulas empleadas para fluidos en fase simple, ya que el fluido de trabajo se encontrará por completo en estado gaseoso.

Parte II

Al igual que ocurría en el evaporador, en esta sección conviven dos estados, el líquido y el gaseoso, se trata de un fluido bifase para el que tendrán que aplicarse las expresiones correspondientes. Para el cálculo de la pérdida de carga del condensador, se utilizarán las mismas expresiones que en la parte II del evaporador (Ec. 32). En cambio, para conocer los coeficientes de transferencia de calor, se emplearán las expresiones indicadas para ello (Ec. 31).

Parte III

Tal y como ocurría en la primera sección, al tratarse de un fluido que se encuentra por completo en estado líquido, se aplicarán las mismas ecuaciones que las utilizadas en la parte I.

3.4. Coeficientes de transferencia de calor y pérdidas de carga en evaporación y condensación

Cuando se produce ebullición de un fluido saturado en movimiento, se produce transferencia de calor mediante dos mecanismos: la macroconvección debida al movimiento del fluido por la tubería, además de una microconvección asociada a la nucleación de las burbujas y a su subida. Hay que tener en cuenta que estos mecanismos no se comportarán de manera normal, por efectos de la calidad y por interactuar el uno con el otro.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, cuando se produce evaporación, se utiliza la correlación de Gungor y Winterton [28] (Ec. 21)(Ec. 26), la cual parte de la superposición de los dos efectos y se mejora a partir de datos experimentales. En caso de realizar un estudio donde no se haya podido constatar anteriormente qué correlación aporta mejores predicciones, se aconseja la utilización de esta correlación.

$$\alpha_{TP,x} = (S \cdot S_2 + F_{,x} \cdot F_2) \cdot \alpha_{convección} \quad (Ec. 21)$$

El coeficiente de transferencia dependerá, entre otras cosas, de la calidad, por tanto, finalmente el coeficiente empleado es el valor medio de la variación de calidad. Cuando la calidad pasa de 0% a 100% se tomará una calidad del 50%.

Tal y como se puede apreciar en la expresión anterior, el coeficiente de transferencia de calor cuando se produce evaporación, es una modificación del coeficiente de transferencia cuando no se produce cambio de fase, el obtenido aplicando Dittus & Boelter (Ec. 22).

| Correlación | Condiciones de aplicación |
|--|--|
| $Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (Ec. 22)$ <p><i>Nota: Cuando el fluido se enfría el valor de n es 0.3, cuando se calienta se le asigna un valor de 0.4</i></p> | $0,7 < Pr < 160$ $Re > 10000$ $L/D > 10$ |

A continuación se encuentran los diferentes factores necesarios para el cálculo, donde $F_{,x}$ (Ec. 23) hace referencia al factor de incremento en función de la calidad, S (Ec. 25) se trata del factor de supresión, Bo es el número de ebullición (Ec. 28), y Fr_{lo} el número de Froude (Ec. 27).

$$F_{,x} = 1,12 \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,75} \cdot \left(\frac{\rho_{liquido}}{\rho_{gas}}\right)^{0,41} \quad (Ec. 23)$$

$$F_2 = Fr_{lo}^{0,5} \quad (Ec. 24)$$

$$S = 1 + 3000 \cdot Bo^{0,86} \quad (Ec. 25)$$

$$S_2 = Fr_{lo}^{0,1-2 \cdot Fr_{lo}} \quad (Ec. 26)$$

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_{liquido}^2 \cdot g \cdot D} \quad (Ec. 27)$$

$$Bo = \frac{\dot{Q}}{G \cdot \lambda} \quad (Ec. 28)$$

Cuando se trata de condensación dentro de tubos, en lugar de la correlación de Gungor y Winterton (Ec. 21) usaremos la correlación de Shah (Ec. 29) [29], la cual permite obtener el coeficiente de transferencia de calor cuando se produce cambio de fase de estado gaseoso a líquido. Este coeficiente de transferencia se encuentra en función de la calidad del fluido.

$$\alpha_{TP,x} = \alpha_{convección} \cdot \left(1 + \frac{3,8}{Z_x^{0,95}}\right) \quad (Ec. 29)$$

Dónde:

$$Z_{,x} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (Ec. 30)$$

Para los casos dónde la variación de la calidad del fluido es lineal y va del 0% al 100%, tal y como ocurre en el presente proyecto, esta expresión puede simplificarse. Por tanto, para la obtención del coeficiente de transferencia de calor cuando se produce condensación, se aplicará la siguiente correlación (Ec. 31), donde se utiliza Dittus & Boelter (Ec. 22) para el cálculo del coeficiente de convección en fase simple.

$$\alpha_{TP,x} = \alpha_{convección} \cdot \left(0,55 + \frac{2,09}{Pr^{0,38}} \right) \quad (Ec. 31)$$

En las zonas donde se produce cambio de fase, además de las pérdidas de fricción, se producen pérdidas por aceleración. Para el cálculo de la pérdida de carga en estos tramos, tanto evaporación como condensación, se aplica la siguiente expresión (Ec. 32), la cual se obtiene a partir de una modificación en la correlación de Pierre (1964) en la que se usa el diámetro hidráulico y se incluye el volumen específico del líquido en el cálculo de la media de volumen del fluido bifase, ya que en la correlación de Pierre, el volumen específico del fluido no se tenía en cuenta [30].

$$\Delta P_{TP} = \Delta P_{fricción} + \Delta P_{aceleración} = \left(\frac{f_N \cdot L \cdot (v_{out} + v_{in})}{D} + (v_{out} - v_{in}) \right) \cdot G^2 \quad (Ec. 32)$$

El factor de fricción para líquidos en dos fases viene dado por la siguiente ecuación:

$$f_N = 0,00506 \cdot Re^{-0,0951} \cdot K_f^{0,1554} \quad (Ec. 33)$$

Dónde:

$$K_f = \frac{\Delta x \cdot \lambda}{L \cdot g} \quad (Ec. 34)$$

3.5. Indicadores de desempeño

Una de las tareas principales de este proyecto ha sido la modelización de un RORC mediante la herramienta informática *EES*, con ello se pretende evaluar la conducta de diferentes fluidos de trabajo en referencia a su comportamiento termodinámico. Para ello, se analizan diferentes indicadores de desempeño utilizando las propuestas de fluidos de trabajo.

Indicadores de desempeño de un ORC

El desempeño del ciclo será analizado mediante comparativas de la potencia generada en el expansor y la potencia consumida por la bomba. Tal y como puede deducirse, es conveniente que la potencia consumida por la bomba sea lo más reducida posible, ya que es el único aporte de energía que se tiene que dar a la instalación.

En cuanto a estos indicadores de desempeño del ciclo, la potencia eléctrica generada en el expansor, se obtiene mediante la *ecuación 2 (Ec. 2)*, mientras que la potencia eléctrica consumida por la bomba podemos obtenerla a partir de la *ecuación 1 (Ec. 1)*, ambas citadas anteriormente. Cabe destacar, tal y como se puede apreciar, que es necesario tener en cuenta el rendimiento global, tanto el de la turbina como el de la bomba.

Otro de los aspectos clave a analizar, es el rendimiento térmico como generador de calor (*Ec. 36*) y el rendimiento eléctrico como generador de potencia eléctrica (*Ec. 35*).

$$\eta_{elec} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{Fc}} \quad (Ec. 35)$$

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_{Ff}}{\dot{Q}_{Fc}} \quad (Ec. 36)$$

Para evaluar la eficiencia y el comportamiento de este tipo de instalaciones, también se estudiará la variación de la potencia térmica trabajando como instalación de cogeneración, así como el rendimiento global de la instalación (*Ec. 37*).

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b + \dot{Q}_{Ff}}{\dot{Q}_{Fc}} \quad (\text{Ec. 37})$$

Otra de las variables a analizar es el caudal másico del fluido de trabajo, con lo que se pretende conseguir entender mejor el comportamiento de la instalación ante las variaciones de temperatura.

Análisis del expansor

El comportamiento del expansor también deberá ser analizado, para ello se necesitará conocer la relación de volúmenes y el caudal volumétrico a la entrada del expansor, lo que nos permite tener más información sobre el diseño del ORC. La relación de volúmenes (r_v), es el ratio entre el caudal volumétrico a la salida de la cámara de expansión y el caudal a la entrada (Ec. 38).

$$r_v = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \quad (\text{Ec. 38})$$

En cuanto el caudal volumétrico, lo obtendremos a partir del caudal másico y de la densidad a la entrada del expansor:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{Ec. 39})$$

Análisis de los intercambiadores

En cuanto a los intercambiadores de calor, se debe evaluar la superficie de intercambio y las pérdidas de carga ocasionadas por el paso del fluido.

No hay que confundir el área de transferencia de calor con el área de trasiego del fluido. En este caso la que interesa estudiar, en función de la temperatura de entrada al foco caliente y al foco frío, es el área de transferencia de calor, la cual se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$A = \pi \cdot D_{equi} \cdot L \quad (\text{Ec. 40})$$

Otro parámetro interesante a analizar es la superficie de intercambio de calor total específica, con la que se pretende determinar cuanta área de transferencia es necesaria para conseguir generar 1kW de potencia neto.

$$A_{es} = \frac{\sum A}{\dot{W}_t - \dot{W}_b} = \frac{\sum A}{\dot{W}_{neto}} \quad (Ec. 41)$$

Para determinar las pérdidas de carga en los intercambiadores también es necesario conocer si se trata de fase simple o bifase. Cuando el fluido se encuentra en fase simple, las pérdidas de carga se producen en consecuencia a la fricción del fluido al pasar por el conducto, por tanto, se necesitará conocer el factor de fricción para poder calcular la diferencia de presiones mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (Ec. 19). En los tramos donde el fluido está cambiando de fase, se deben tener en cuenta tanto las pérdidas de carga producidas por la fricción, como las producidas por la aceleración (Ec. 32).

3.6. Procedimiento de cálculo

Una vez realizado el modelo termodinámico y fijados los datos de partida, se realizan las simulaciones pertinentes. Para ello, se evalúa la evolución de los indicadores de desempeño expuestos anteriormente en función de la temperatura de entrada del fluido secundario en el foco caliente, y de la temperatura de entrada del fluido secundario en el foco frío. La extracción de datos se realiza para tres fluidos de trabajo: HFC-134a, HFO-1234yf y HFO1234-ze-E.

Dicho análisis termodinámico se llevará a cabo tomando valores de temperatura de entrada al foco caliente de entre 80°C y 100°C, temperaturas que corresponden a una fuente de calor de baja temperatura y que aseguran que a la presión dada no se produzca evaporación del fluido secundario, que en este caso como ya se había dicho anteriormente es el agua, manteniendo la temperatura de entrada al foco frío en 20°C. En la variación de la temperatura de entrada del foco caliente se deberá tener en cuenta en todo momento el hecho de fijar un recalentamiento mínimo con el cual se evita que se produzca condensación antes de la salida de la turbina, además, deberá verificarse que la temperatura de evaporación

no sea excesivamente alta, ya que si esto ocurriera, podría quedar por encima de la curva de saturación (ciclo supercrítico).

Este mismo estudio de los indicadores de desempeño también se realizará en función de la temperatura de entrada del fluido secundario en el foco frío. Ésta se hará variar entre 10°C y 40°C obteniendo una temperatura de salida mayor, lo que permitiría recuperar calor para otros fines, ya que a partir de 35°C y hasta 50°C se consideran temperaturas útiles de aplicación. Durante estas simulaciones se fijará la temperatura de entrada al foco caliente a 90°C.

4. Análisis termodinámico de fluidos de trabajo de bajo GWP

4.1. Fluidos de trabajo estudiados

En este estudio se comparará el comportamiento de diferentes fluidos de trabajo, concretamente se buscará determinar el sustituto más óptimo del HFC-134a, proponiendo como candidatos el HFO-1234yf y el HFO1234-ze-E. Se busca su sustitución por un candidato que presente buenos aspectos medioambientales, cosa que cumplen los dos, y que tenga un comportamiento similar al del fluido inicial, ya que con esto se conseguiría aprovechar instalaciones existentes y cambiar el fluido por sustitución directa, con la menor cantidad de modificaciones posibles. Además, se busca que tenga un buen comportamiento termodinámico, es por ello que a continuación se analizan diferentes parámetros de desempeño.

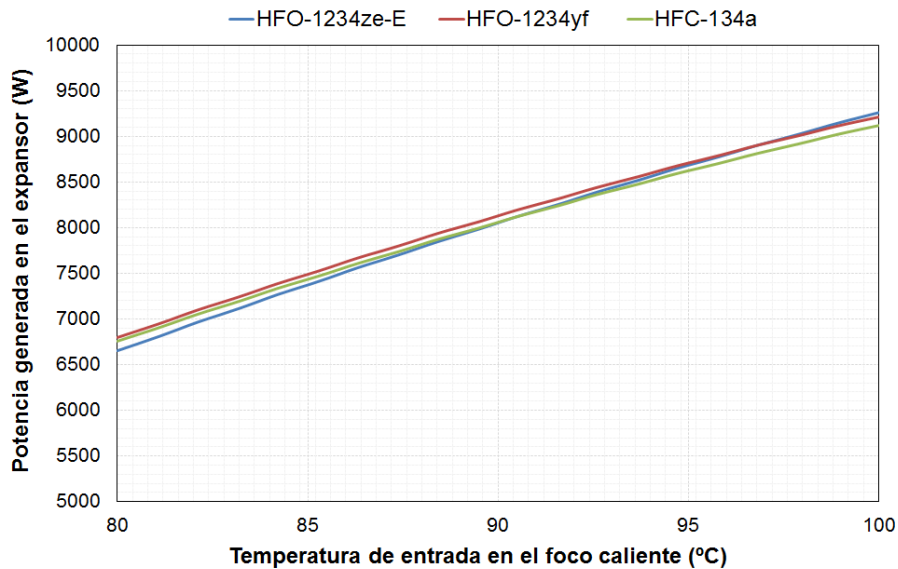
4.2. Indicadores de desempeño

4.2.1. Potencia generada por el expansor

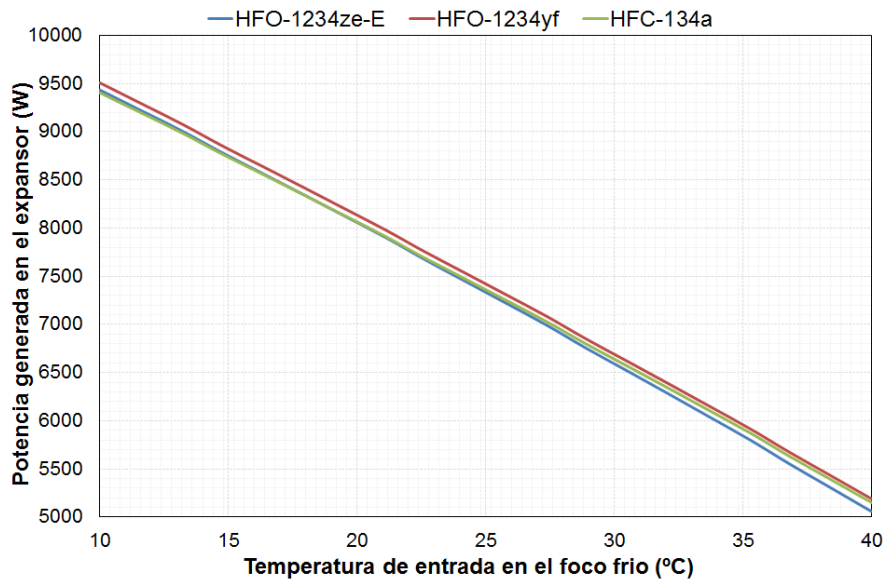
Manteniendo fija la potencia térmica captada en el evaporador, se estudia la variación de la potencia generada en el expansor en función de la temperatura a la que se encuentra el calor residual, es decir, la temperatura de entrada del foco caliente [Figura 23.a]. Como era de esperar, se puede apreciar que cuanto mayor es la temperatura del foco caliente, mayor energía eléctrica será capaz de generar en la turbina. Esto se debe a que al aumentar la temperatura del foco caliente y mantener constante la diferencia de temperaturas entre la entrada del fluido secundario y la salida del evaporador, la temperatura del fluido de trabajo a la salida del evaporador aumenta y con ello también lo hace su entalpía.

Con el fin de obtener valores comparables, se fija la misma potencia térmica captada en el evaporador. Al mantenerse la misma potencia y aumentar el incremento de entalpías en el evaporador, el caudal másico del fluido de trabajo será menor, cosa que influye de manera negativa en la potencia de la turbina. A pesar de ello, la diferencia de entalpías que se produce a la entrada y a la salida del expansor es de

mayor rango, cosa que hace que la potencia generada por la turbina aumente a medida que se incrementa la temperatura del foco caliente (Ec. 4). Por tanto, se puede afirmar que el aumento de la temperatura de entrada del foco caliente, influye de manera positiva en la generación de energía eléctrica en la turbina.



(a)



(b)

Figura 23: Potencia generada en el expansor para (a) diferentes temperaturas de entrada del foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada del foco frío.

En cuanto a las diferencias entre los fluidos de trabajo, vemos como las dos alternativas planteadas, uso de HFO-1234ze-E o HFO-1234yf, tienen un desempeño muy similar al HFC-134a en cuanto a la energía eléctrica generada en el expansor. Se alcanzan diferencias relativas de 1.02% y 1.55% para el HFO-1234yf y el HFO-1234ze-E respectivamente. A partir de 97°C con el uso de HFO-1234ze-E se consigue una potencia en el generador mayor que la obtenida empleando HFO-1234yf, con lo que dependiendo de la temperatura de entrada en el foco caliente y atendiendo a la potencia generada por el expansor es más recomendable un candidato u otro, pero cabe destacar que estas diferencias no son prácticamente significativas.

Por otro lado, se estudia la variación de la potencia generada en el expansor en función de la temperatura de entrada del foco frío [Figura 23.b]. Al incrementar la temperatura de entrada del fluido secundario del foco frío la potencia que el expansor es capaz de generar disminuye, debido a que al tener una diferencia de temperaturas menor, su diferencia de entalpías también lo es, por tanto, se produce una reducción de la potencia generada (Ec. 2), a pesar de que el caudal másico aumente, ya que esta variación es de menor rango. En este estudio se alcanzan diferencias relativas de 1.10% y 0.31% para el HFO-1234yf y el HFO-1234ze-E respectivamente.

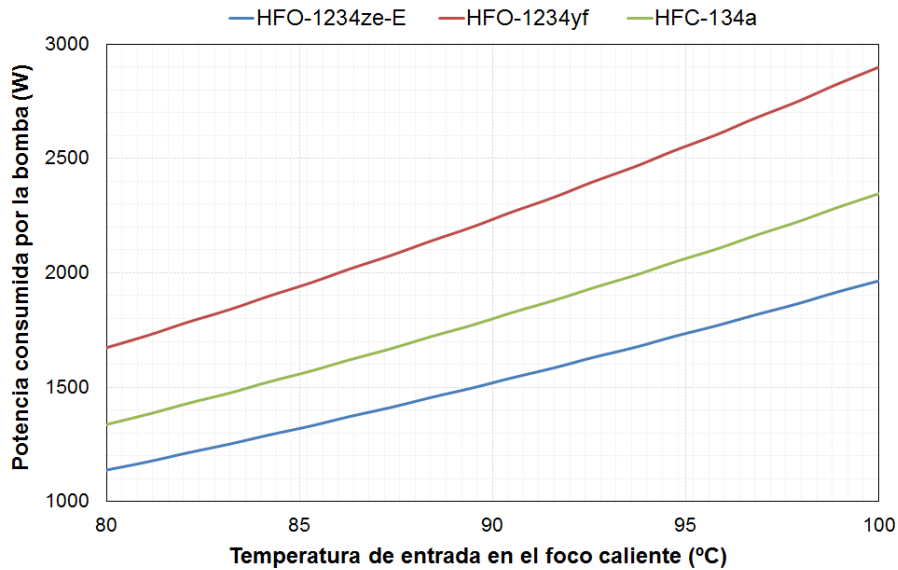
Tal y como se ha podido constatar, estos tres fluidos de trabajo tienen un comportamiento muy similar en cuanto a la potencia que son capaces de generar en el expansor, ya que sus diferencias relativas son muy pequeñas. Por tanto, este no será un indicador de desempeño determinante a la hora de la selección de un fluido de trabajo alternativo.

4.2.2. Potencia consumida por la bomba

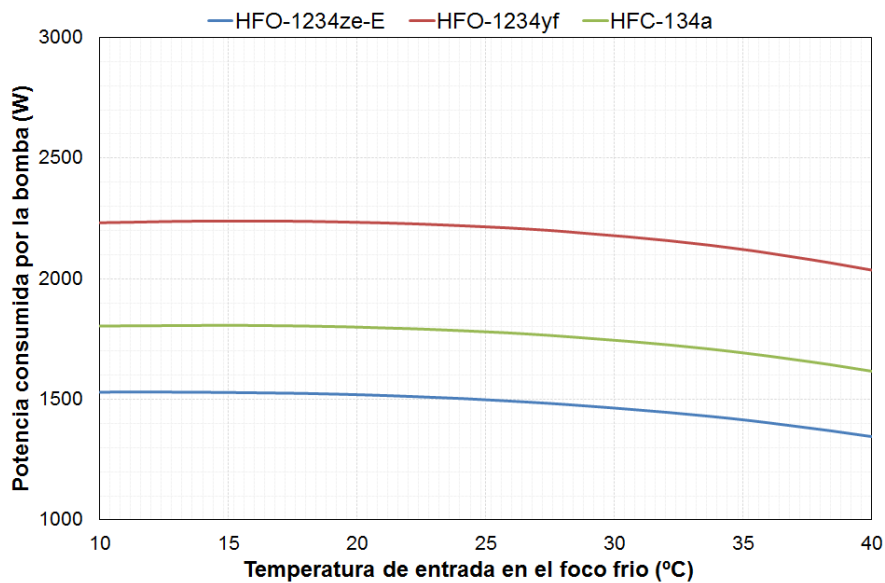
En cuanto al consumo de potencia eléctrica por parte de la bomba, se puede decir que a mayor temperatura de entrada en el foco caliente, mayor es la potencia requerida por la bomba, por tanto, mayor será su consumo [Figura 24.a]. Esto se debe a que al aumentar la temperatura, el caudal másico se ve reducido pero la diferencia de entalpías aumenta en mayor rango (Ec. 2).

Si por el contrario se fija la temperatura de entrada del foco caliente y se hace variar la del foco frío [Figura 24.b], puede observarse como se reduce un poco la potencia consumida a medida que la temperatura aumenta, pero la variación es prácticamente mínima.

Se observa como hay una diferencia significativa en cuanto a las potencias consumidas por la bomba para los diferentes fluidos de trabajo estudiados. Con el uso del HFO-1234yf se consumiría hasta un 25,91% más que con el uso de HFC-134a, mientras que éste se sustituyera por HFO-1234ze-E se conseguiría un ahorro en el consumo de potencia de la bomba de hasta 15,19%.



(a)



(b)

Figura 24: Potencia consumida por la bomba para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

4.2.3. Potencia térmica proporcionada por el condensador

Con el aumento de la temperatura de entrada del foco caliente, se produce un descenso en la potencia térmica que la instalación es capaz de proporcionar, ya que el caudal másico del fluido de trabajo también lo hace, pero cabe destacar que esta reducción es poco significativa ya que solo reduce la potencia térmica de la instalación unos 2 kW frente a un total de más de 90 kW. En cambio, al incrementar la temperatura de entrada en el foco frío, la potencia térmica del condensador aumenta, es decir, la cantidad de calor residual que es capaz de recuperar para otro fin es mayor, pero en este caso la variación producida tampoco tendrá mucha influencia, ya que solo aumenta alrededor de 5kW frente a un total de más de 90 kW.

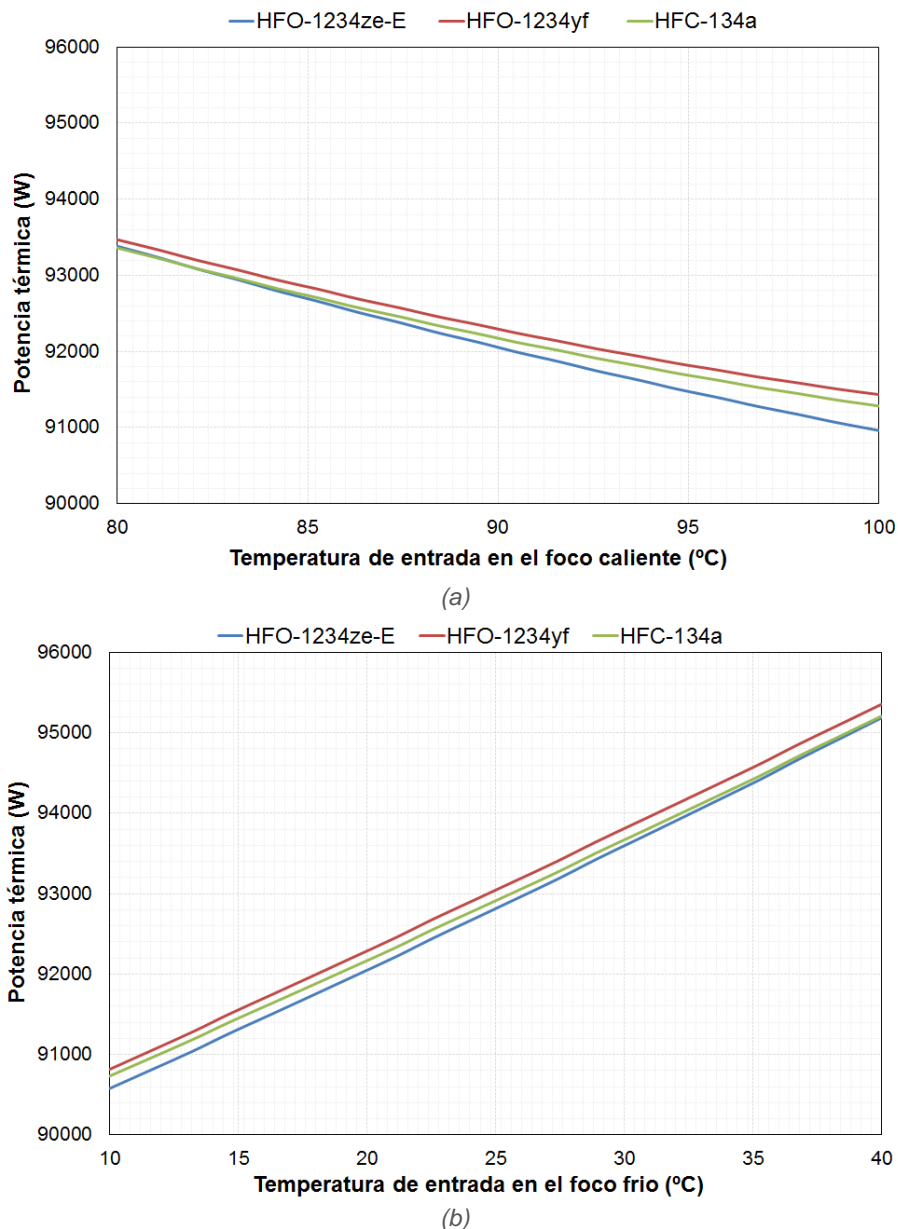
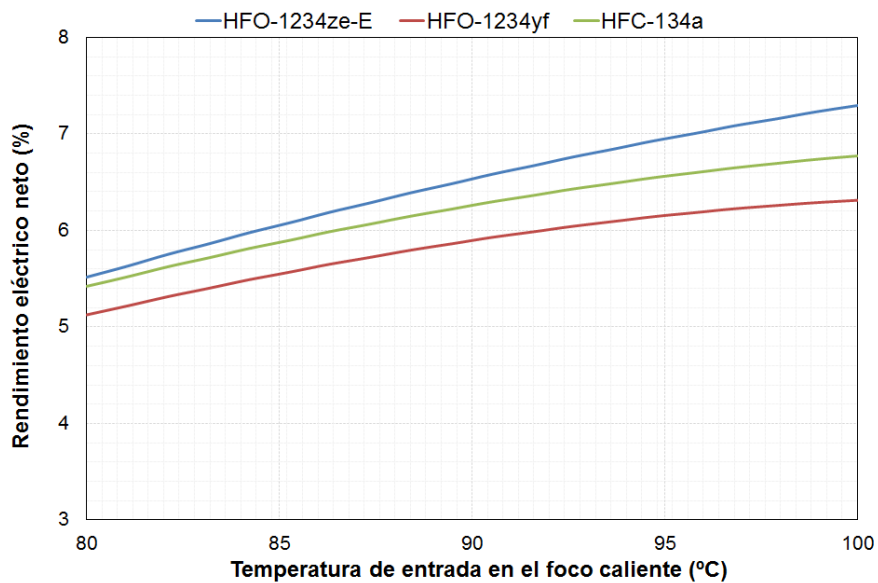


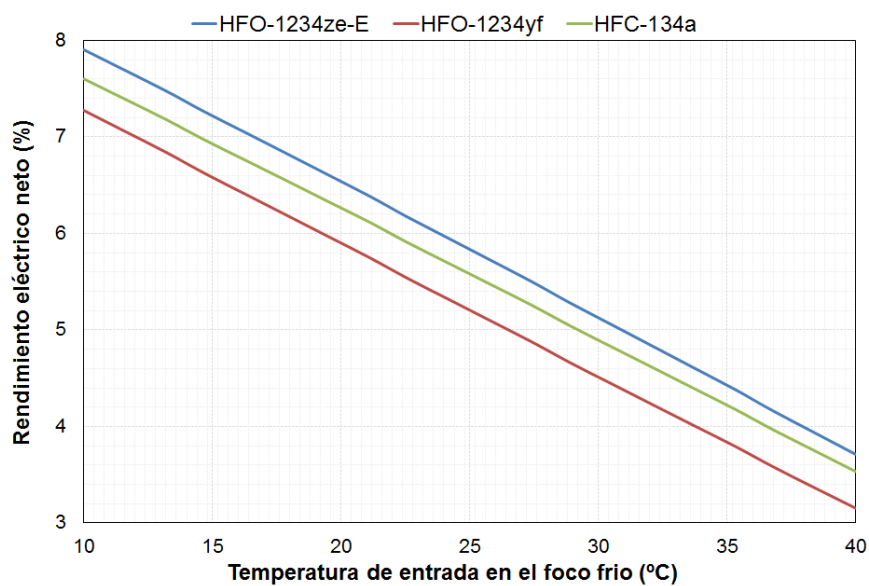
Figura 25: Potencia térmica para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

Con el uso de HFO-1234yf se consigue una potencia mayor que con el uso de HFC-134a, pero la diferencia es prácticamente despreciable, con un incremento máximo del 0,16%. A medida que se aumenta la temperatura de entrada en el foco caliente, se acentúan las diferencias entre los fluidos de trabajo.

4.2.4. Eficiencia eléctrica neta del sistema



(a)



(b)

Figura 26: Rendimiento eléctrico neto para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

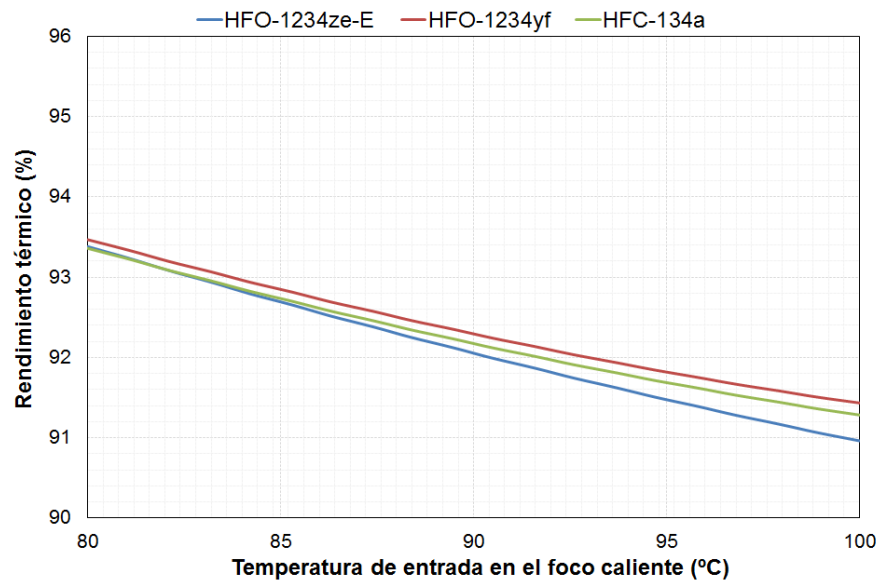
El rendimiento eléctrico neto de este tipo de ciclos aumenta con la temperatura de entrada del foco caliente, esto se debe a que la potencia generada por la turbina aumenta en mayor rango que la requerida por la bomba [Figura 26.a]. En cambio, si se fija la temperatura de entrada del foco caliente y se varía la del foco frío, se puede ver como la eficiencia neta del sistema se ve reducida [Figura 26.b].

Como puede apreciarse en la Figura 3 el HFO-1234ze-E es el que tiene mejor rendimiento, mientras que el HFO-1234yf se encuentra por debajo. La diferencia relativa entre estos fluidos alternativos y el inicial, HFC-134a, llega a alcanzar valores de 7,71% y -5,46%, respectivamente. Cabe destacar que la evolución de estos fluidos de trabajo en función de la temperatura sigue la misma tendencia.

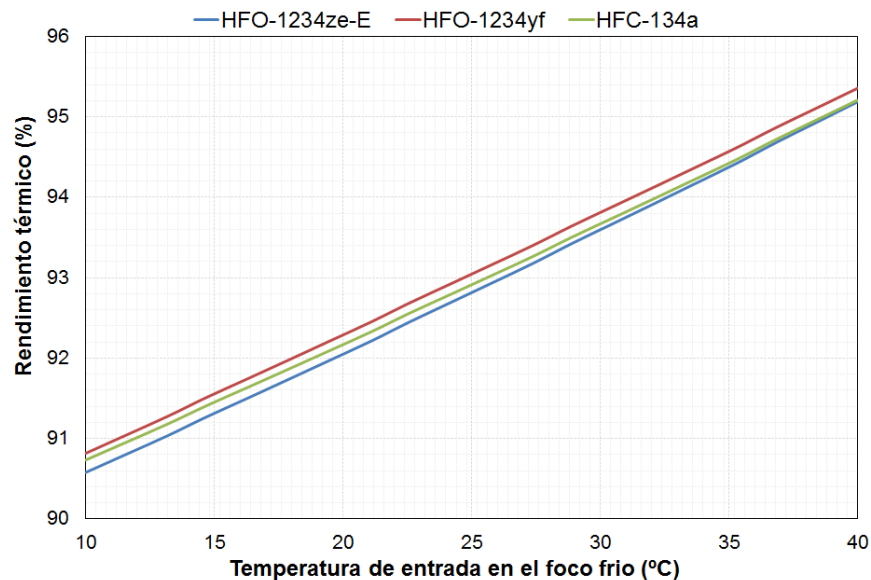
4.2.5. Rendimiento térmico del sistema

En la Figura 27.a, se puede apreciar como el rendimiento térmico decrece con un aumento de la temperatura de entrada en el foco caliente, ya que al fijar la potencia transmitida en el foco caliente y hacer variar la temperatura de entrada de éste, la potencia térmica que es capaz de transmitir en el condensador disminuye. Aumentando la temperatura de entrada del fluido secundario en el foco frío, se consigue aumentar el rendimiento térmico, ya que la potencia térmica que es capaz de transmitir, también lo hace. En relación a los fluidos de trabajo empleados, todos ellos tienen un comportamiento muy similar, con diferencias relativas muy pequeñas entre ellos.

Con el uso de HFO-1234yf se conseguirá un rendimiento térmico mayor para las mismas condiciones de trabajo. En cambio, al emplear HFO-1234ze-E se obtiene un rendimiento un poco menor en referencia al uso de HFC-134a, esta diferencia se hace mucho más presente a medida que aumenta la temperatura de entrada del fluido secundario del foco caliente, mientras que al aumentar la temperatura del foco frío, esta diferencia relativa disminuye considerablemente. A pesar de ello, el rendimiento térmico obtenido con cada uno de los fluidos simulados es prácticamente el mismo, con una diferencia relativa entre ellos despreciable.



(a)



(b)

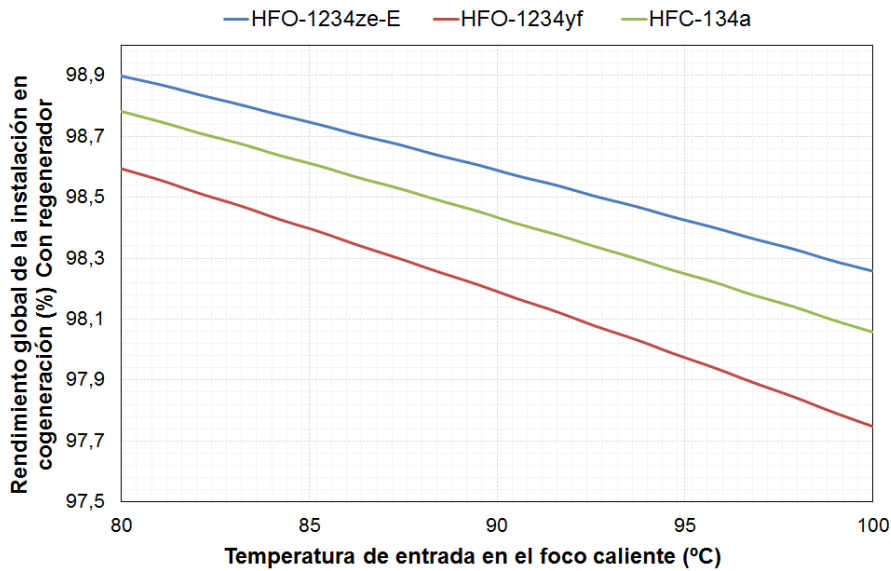
Figura 27: Rendimiento térmico para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

4.2.6. Rendimiento global del ciclo. Cogeneración

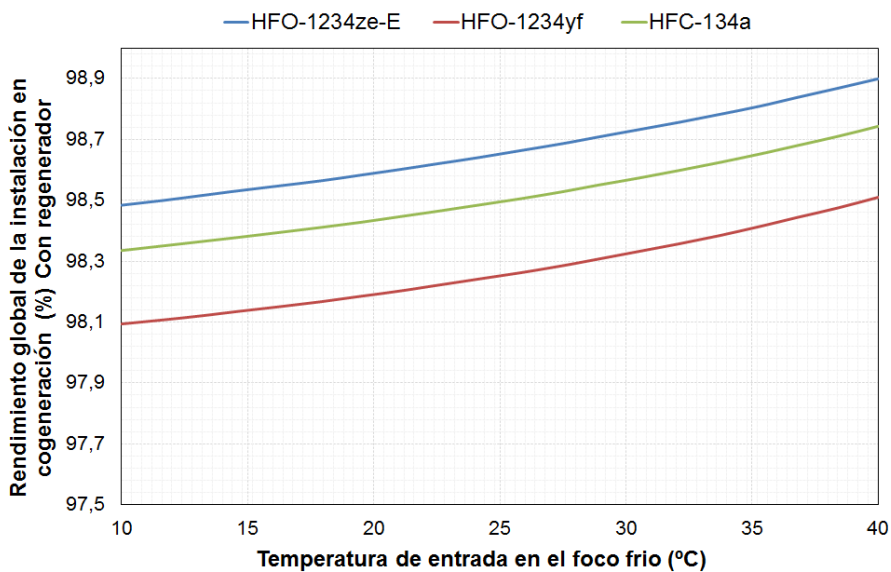
Atendiendo al rendimiento global del sistema, un incremento de la temperatura de entrada en el foco caliente influye de manera negativa, ya que el rendimiento global disminuye, aspecto que puede tener importancia cuando el ORC se utiliza para cogeneración. En cambio, al aumentar la temperatura de entrada del foco frío se consigue incrementar el rendimiento del ciclo. Cabe destacar que este cambio en el

rendimiento global es prácticamente despreciable, ya que en ninguno de los casos sufre una variación superior al 0,8%.

En las siguientes figuras también puede apreciarse como con el uso de HFO-1234ze-E se consiguen mejores resultados, alcanzando unas diferencias relativas de 0,2%, mientras que con el uso de HFO-1234yf en sustitución al HFC-134a se reduce el rendimiento hasta en un 0,32%, y a medida que la temperatura de entrada en el foco caliente va aumentando, esta diferencia se hace más notable. Pero aun así, la variación es tan pequeña que hace que el rendimiento global no sea determinante a la hora de seleccionar un fluido u otro, ya que todos tienen un comportamiento muy similar.



(a)

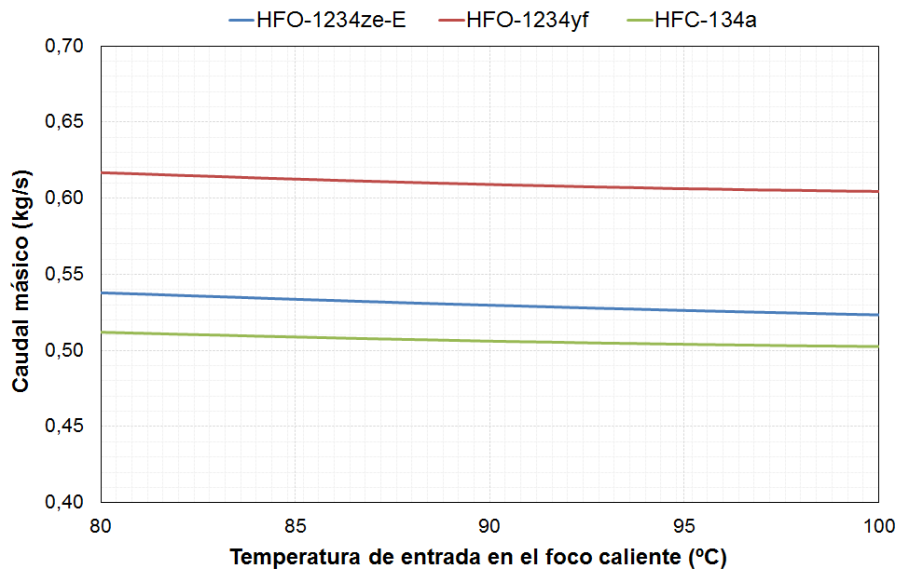


(b)

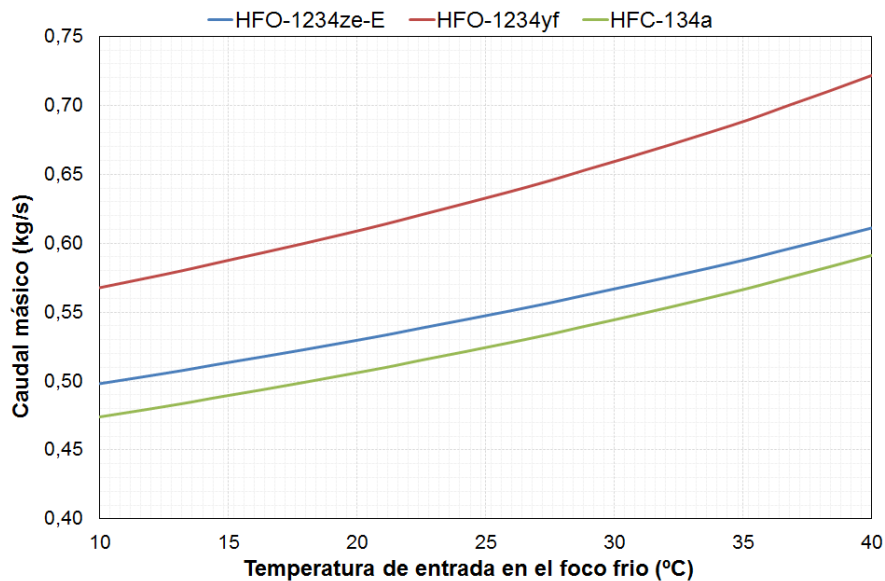
Figura 28: Rendimiento global de la instalación funcionando en cogeneración para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

4.2.7. Caudal másico del fluido de trabajo

Tal y como se ha explicado anteriormente el caudal másico disminuye de manera moderada con el incremento de la temperatura de entrada en el foco caliente. Sin embargo, la diferencia de entalpías cambia de un modo más brusco, por tanto, como ya se ha demostrado, la potencia que es capaz de producirse en el expansor también crece. En cambio, al aumentar la temperatura de entrada del foco frío, el caudal másico crece considerablemente.



(a)

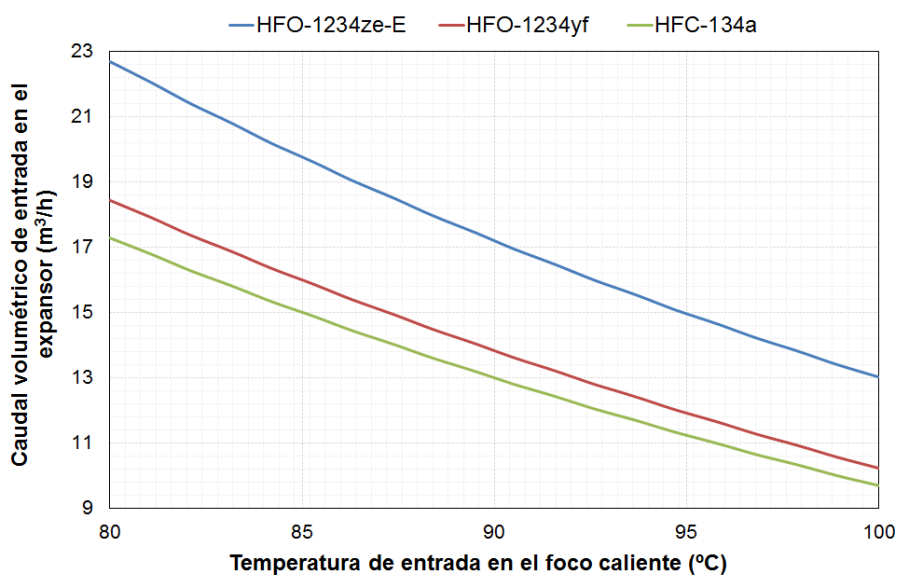


(b)

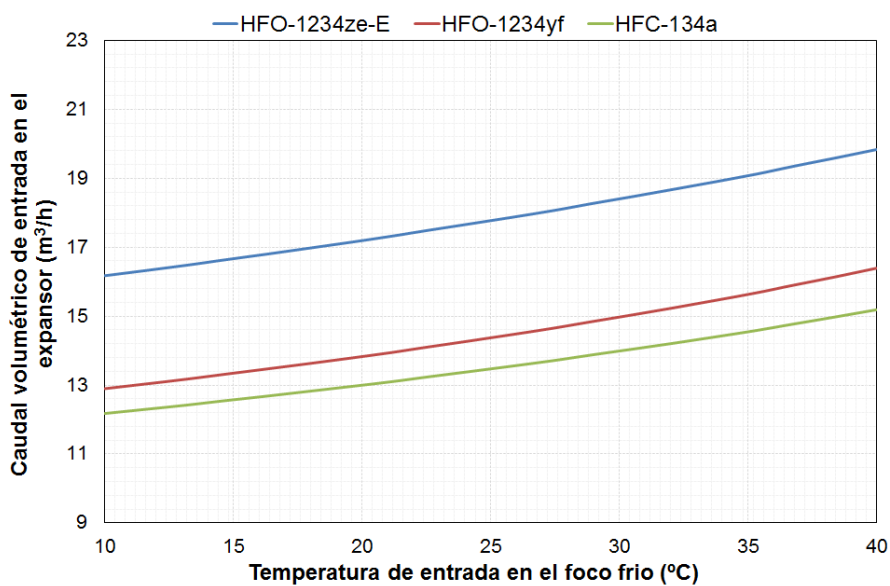
Figura 29: Caudal másico del fluido de trabajo para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

Se observa como existen diferencias significativas en los caudales másicos de los diferentes fluidos de trabajo estudiados. Usando HFC-134a como fluido de trabajo, se necesitan caudales menores, mientras que con el HFO-1234ze-E se necesita un 5,08% más y con el HFO-1234yf hasta un 22,07% más.

4.2.8. Caudal volumétrico de entrada en el expansor



(a)



(b)

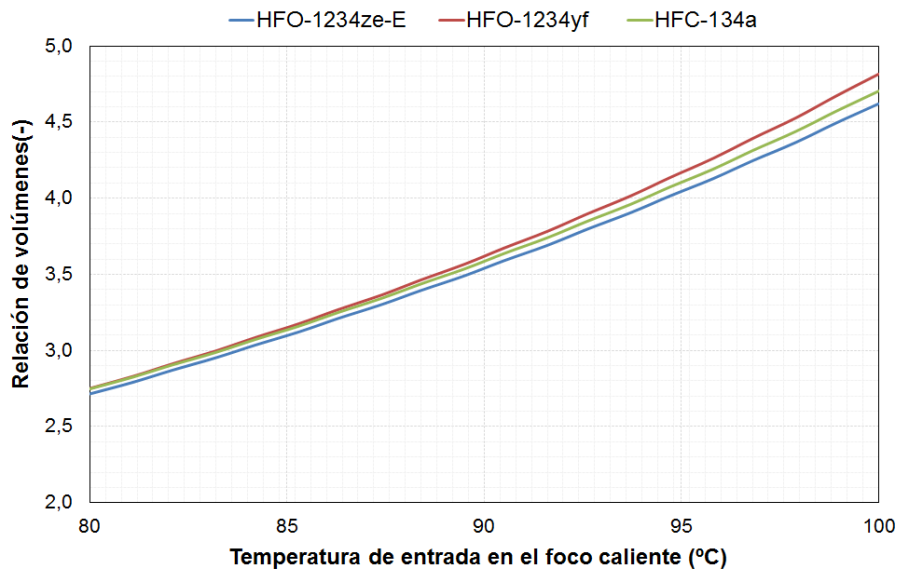
Figura 30: Caudal volumétrico de entrada en el expansor para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

Para analizar la influencia del fluido de trabajo en el desempeño del expansor, se han estudiado varios parámetros introducidos anteriormente. El primero de ellos es el caudal volumétrico a la entrada del expansor. Se puede apreciar como éste disminuye a medida que la temperatura de entrada del foco caliente aumenta [Figura 30.a] y que aumenta con el incremento de la temperatura de entrada del foco frío [Figura 30.b].

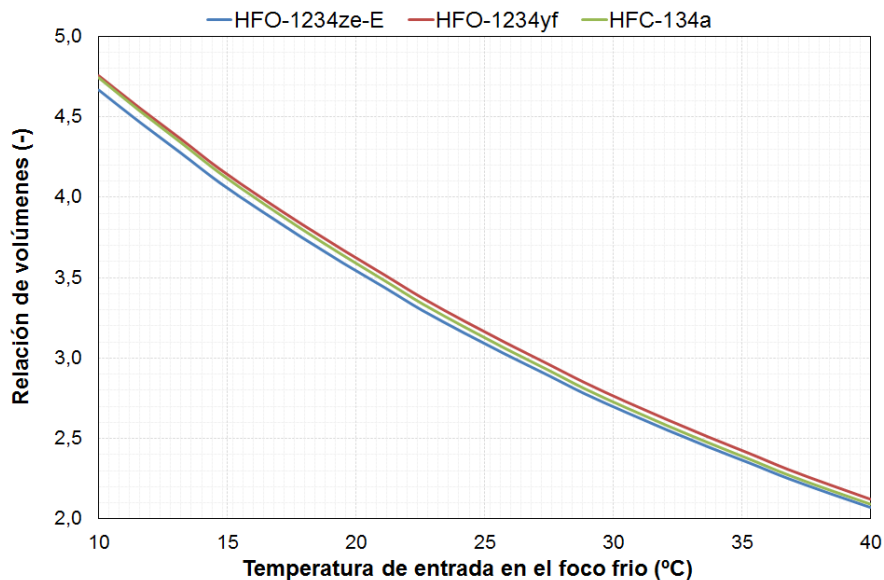
Para la consecución de unas mismas características (temperaturas de los fluidos secundarios y potencia térmica captada en el evaporador), el caudal volumétrico a la entrada del expansor tendría un valor mucho mayor si el fluido de trabajo empleado fuese el HFO-1234ze-E, mientras que si se utilizara HFO-1234yf esta diferencia sería mucho menor en comparación con el fluido de referencia, HFC-134a, siendo éste el que menor caudal volumétrico requiere a la entrada del expansor. Por tanto, de cara a una posible sustitución directa del fluido de trabajo en una instalación que utilice HFC-134a, será más recomendable la utilización del HFO-1234yf.

4.2.9. Relación de volúmenes

Otro de los indicadores a estudiar en relación al desempeño de los expansores es la relación de volúmenes. Al aumentar la temperatura del foco caliente, el ratio de volúmenes aumenta considerablemente, por tanto, cuanto mayor temperatura, mayor será la expansión que deberá realizarse. Por otro lado, cuanto mayor sea la temperatura de entrada del foco frío, menor será la relación de volúmenes. En cuanto a los fluidos de trabajo se puede decir que todos ellos tienen un comportamiento muy similar, por lo que la selección de uno u otro no influirá de manera determinante en este parámetro en concreto.



(a)



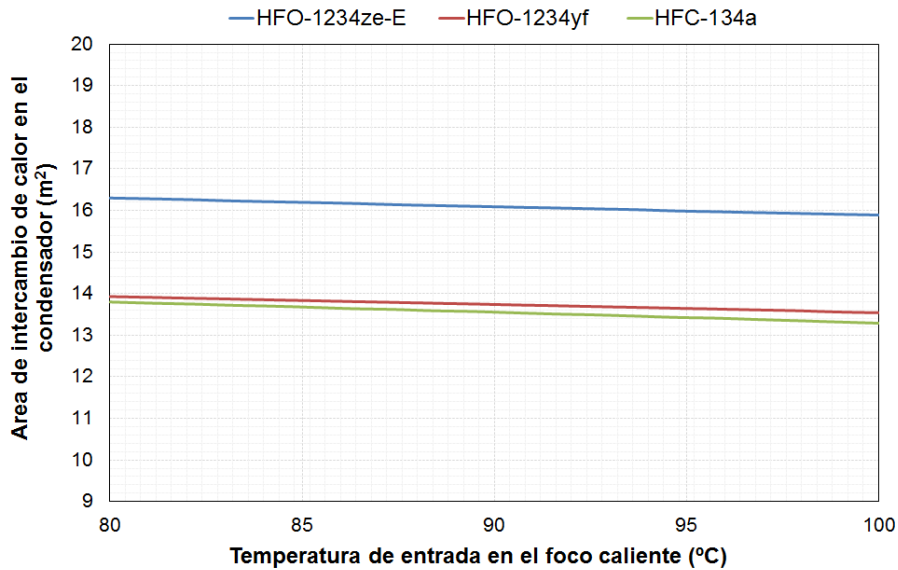
(b)

Figura 31: Relación de volúmenes para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

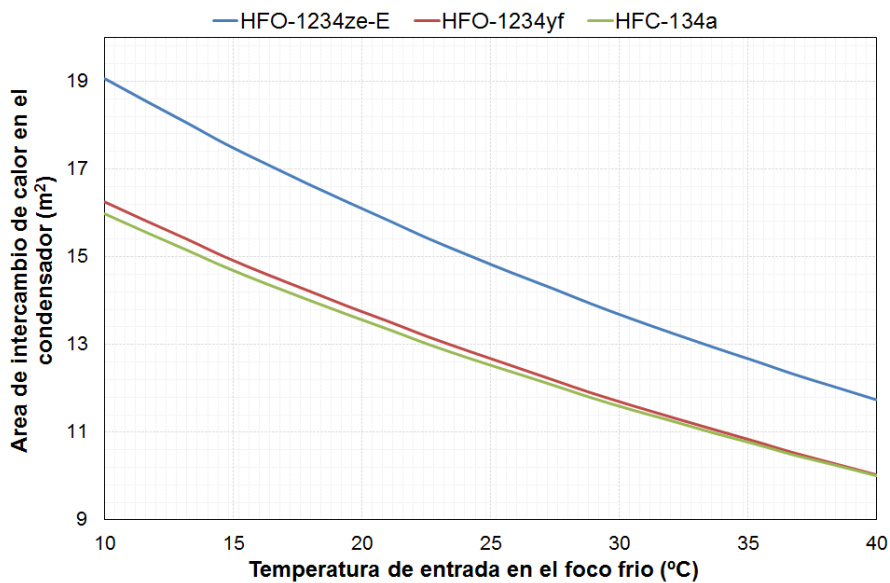
4.2.10. Área de intercambio de calor

En el análisis termodinámico de los intercambiadores, uno de los indicadores más importantes son las áreas de intercambio de calor. En el condensador se puede ver como el aumento de la temperatura de entrada al foco caliente no tiene prácticamente influencia en la superficie de transferencia del condensador, pero en cambio, variar la temperatura del foco frío influye en el área de transferencia necesaria en el condensador, haciéndola disminuir considerablemente.

En cuanto a los fluidos de trabajo, vemos como el HFO-1234yf tiene un comportamiento más similar al HFC-134a, en cambio el HFO-1234ze-E necesita una superficie de intercambio mucho mayor para conseguir las mismas condiciones que los anteriores, necesita hasta un 19,56% más de área de transferencia, mientras que la diferencia relativa del HFO-1234yf con respecto al fluido de trabajo inicial, alcanza un máximo de 1,69%.



(a)

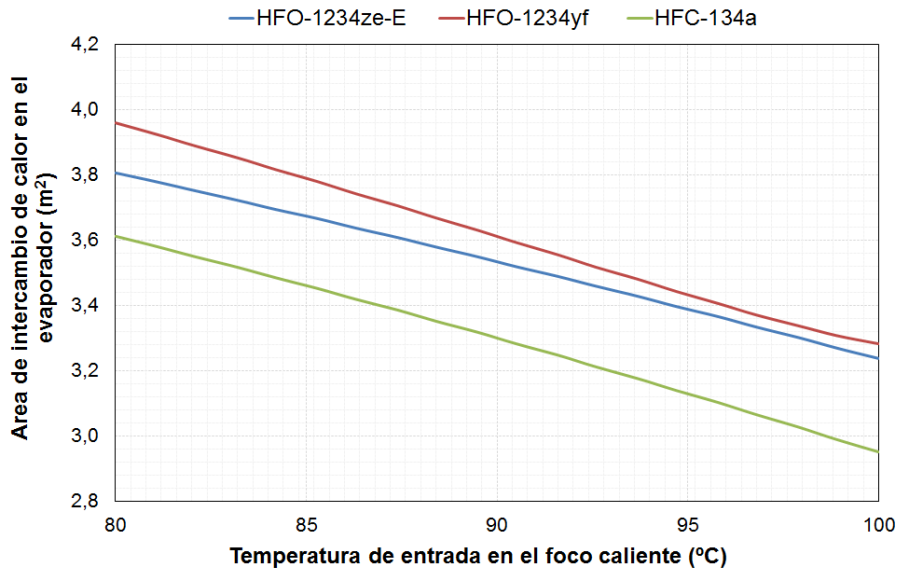


(b)

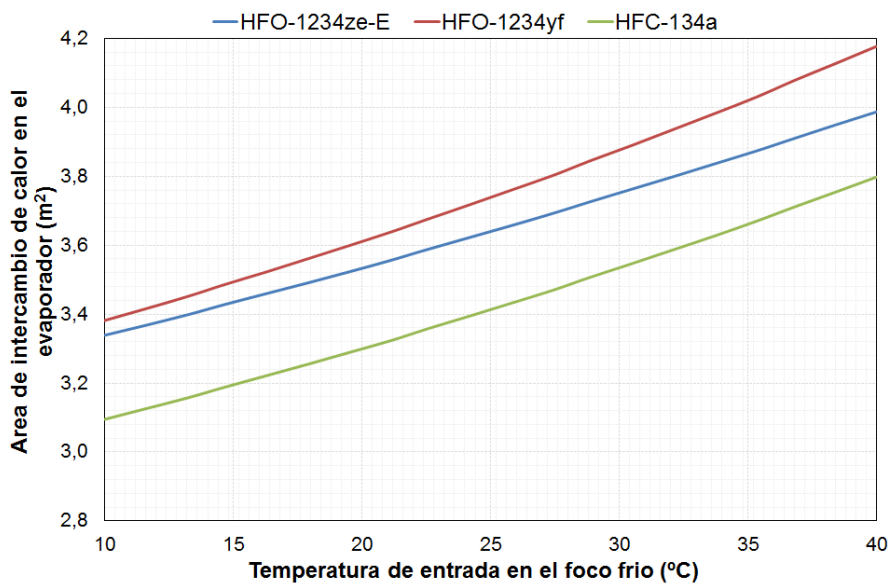
Figura 32: Área de intercambio de calor en el condensador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

Si pasamos a analizar la superficie de intercambio de calor del evaporador, se puede apreciar como en éste, la variación de temperatura del foco caliente tiene una influencia mucho mayor, y al aumentar la temperatura del foco caliente disminuye de

forma considerable la superficie de intercambio. Por el contrario, al aumentar la temperatura de entrada del foco frío se necesita un área de transferencia de calor en el evaporador mayor.



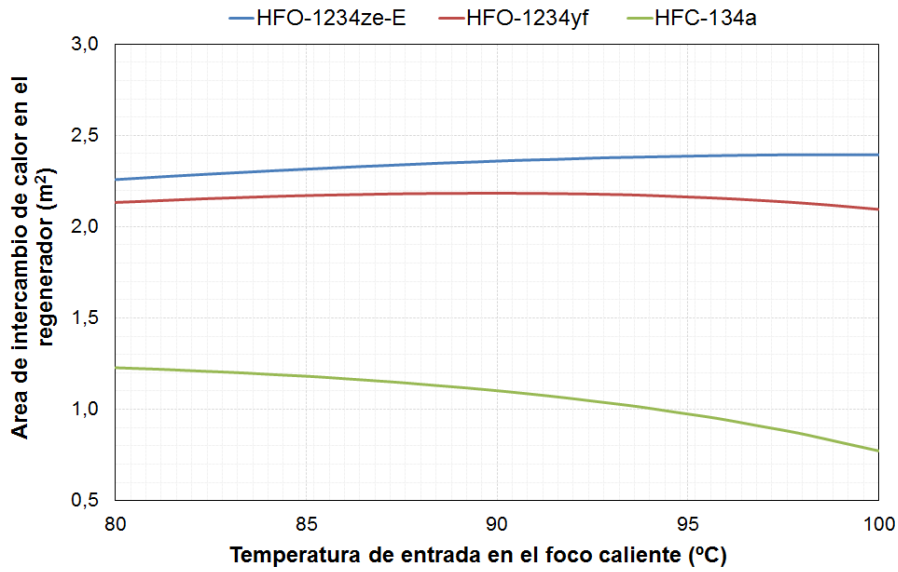
(a)



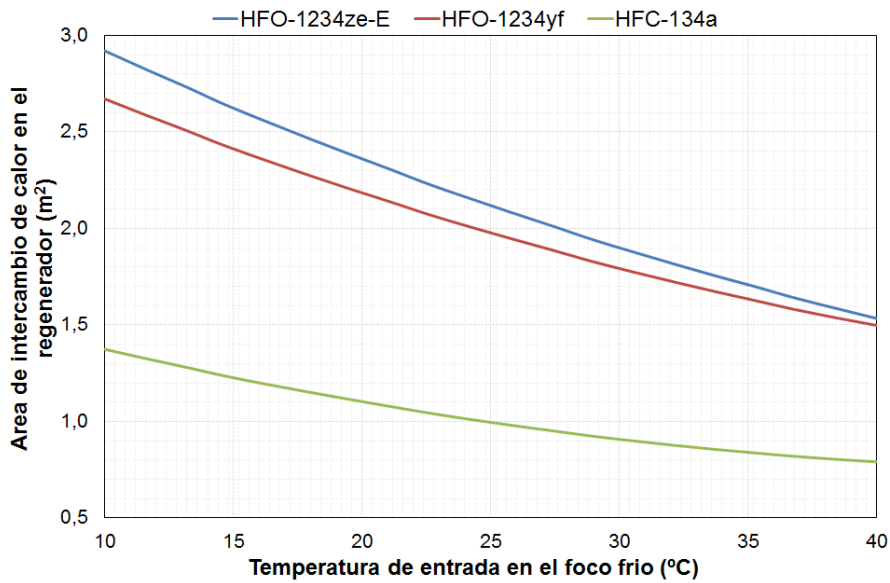
(b)

Figura 33: Área de intercambio de calor en el evaporador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

En cuanto a los fluidos de trabajo, las dos alternativas seleccionadas necesitarían un evaporador con mayor área que el necesario al utilizar HFC-134a, en este caso sería con el uso de HFO-1234yf con el que necesitaríamos mayor superficie de transferencia de calor.



(a)



(b)

Figura 34: Área de intercambio de calor en el regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

En cuanto al regenerador, se puede ver como al aumentar la temperatura de entrada del foco caliente, la superficie de intercambio de éste no presenta una variación importante [Figura 34.a]. Al incrementar la temperatura de entrada del foco frío, se conseguiría reducir considerablemente la superficie del regenerador, ya que el fluido saldría del condensador a mayor temperatura, y con ello se reduciría el calentamiento necesario a conseguir en el regenerador, por lo que su superficie de intercambio de calor podría ser menor [Figura 34.b].

En las figuras anteriores también puede apreciarse, al igual que en los intercambiadores anteriores, que el uso de HFC-134a implica que el área de intercambio de temperaturas requerida sea menor en comparación a las alternativas propuestas.

A modo de revisión para la extracción de conclusiones, la *Figura 35* muestra el área de intercambio de calor necesaria para cada intercambiador en función de los diferentes fluidos de trabajo, así como la superficie total. Para ello las simulaciones se han realizado tomando 90°C como temperatura de entrada del fluido del foco caliente, y 20°C de temperatura de entrada del foco frío. En ella se puede ver como para este ciclo en concreto, el condensador es el intercambiador de mayor dimensión. El uso de HFC-134a implica que el área necesaria de intercambio sea menor, requiriendo un 8,8% más de superficie total de intercambio con el uso de HFO-1234yf y un 22,5% más si se emplea HFO-1234ze-E.

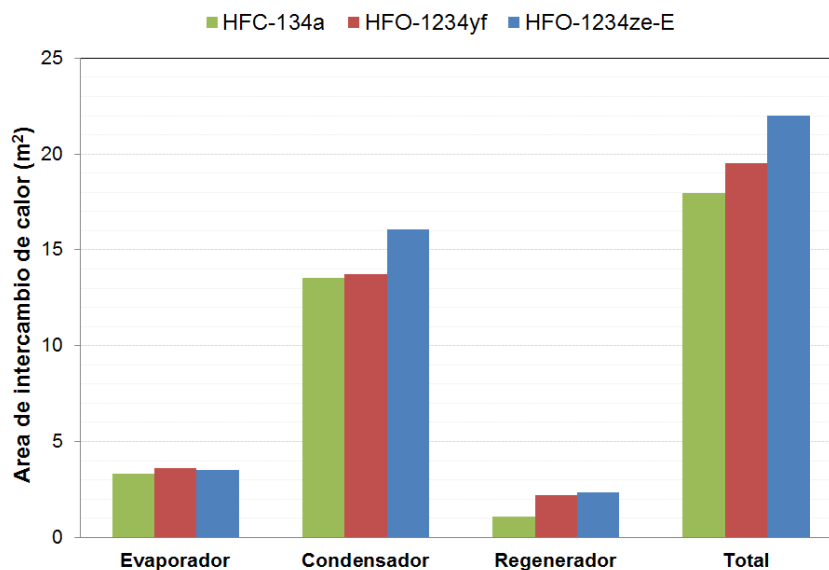
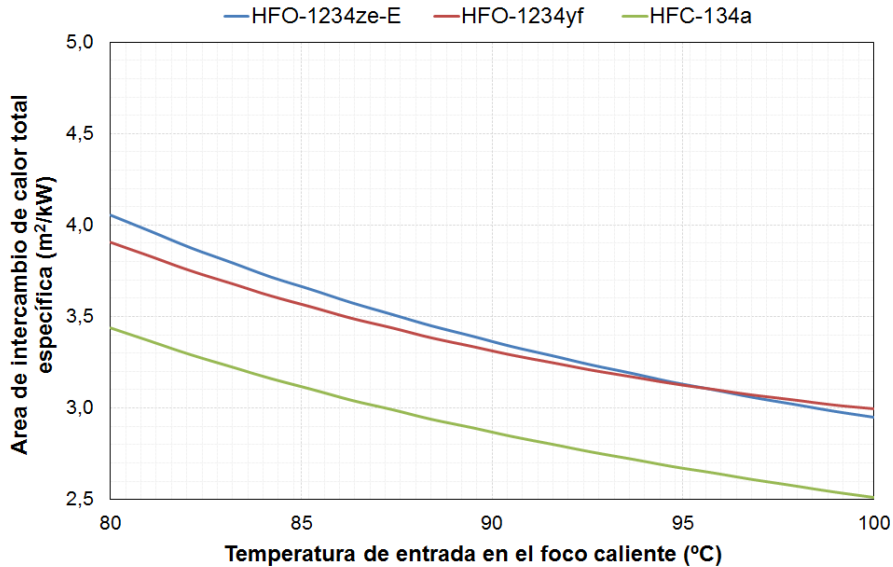


Figura 35: Áreas de intercambio de calor para una temperatura de entrada en el foco caliente de 90°C y 20°C para el foco frío.

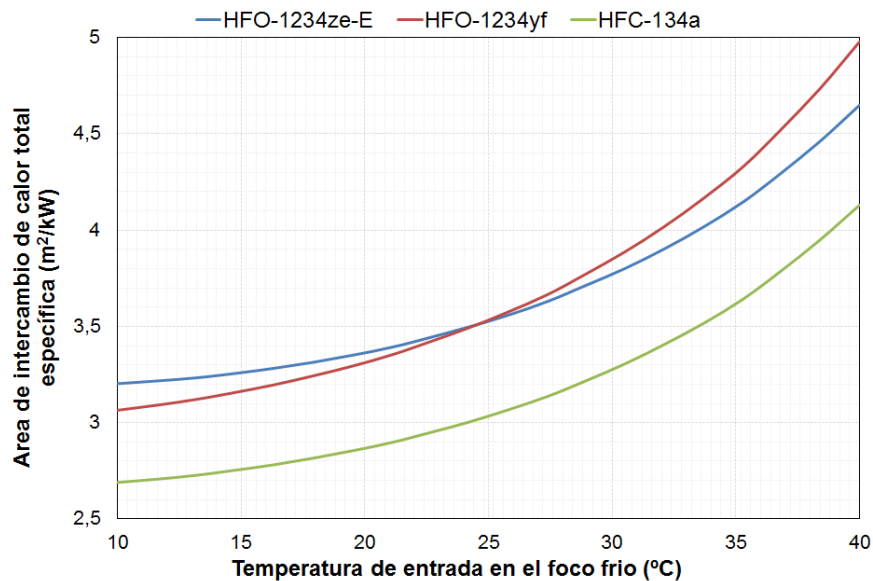
4.2.11. Área de intercambio de calor total específica

En las siguientes imágenes puede apreciarse el área de intercambio de calor necesaria por cada kW de potencia eléctrica neta generada. En la *Figura 36.a* puede apreciarse que un incremento de la temperatura de entrada del foco caliente, afecta de manera positiva, ya que para producir la misma potencia neta se necesitaría menos superficie de intercambio. Si por el contrario se hace aumentar la temperatura de

entrada del foco frío [Figura 36.b], la superficie específica de intercambio aumentaría con ella, ya que la potencia producida en la turbina se vería reducida considerablemente.



(a)



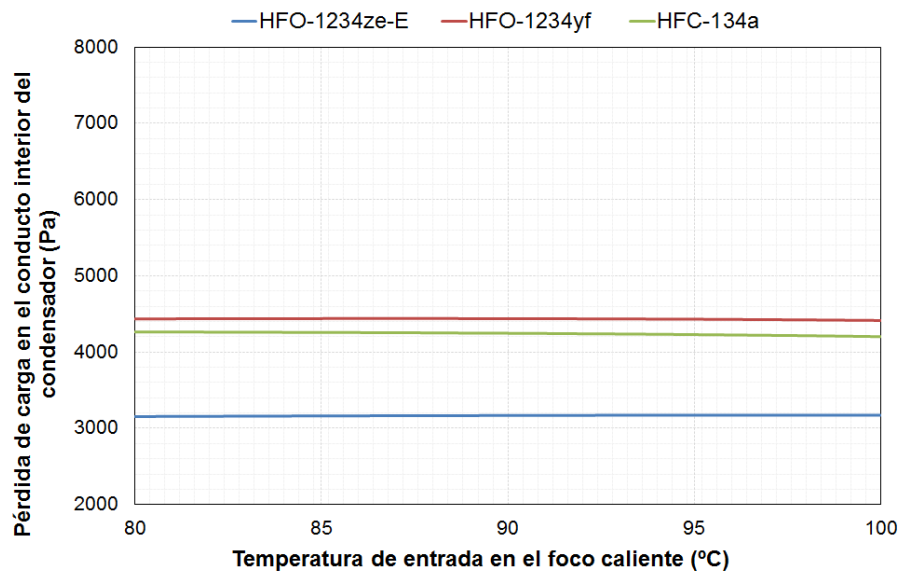
(b)

Figura 36: Área de intercambio de calor total específico para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

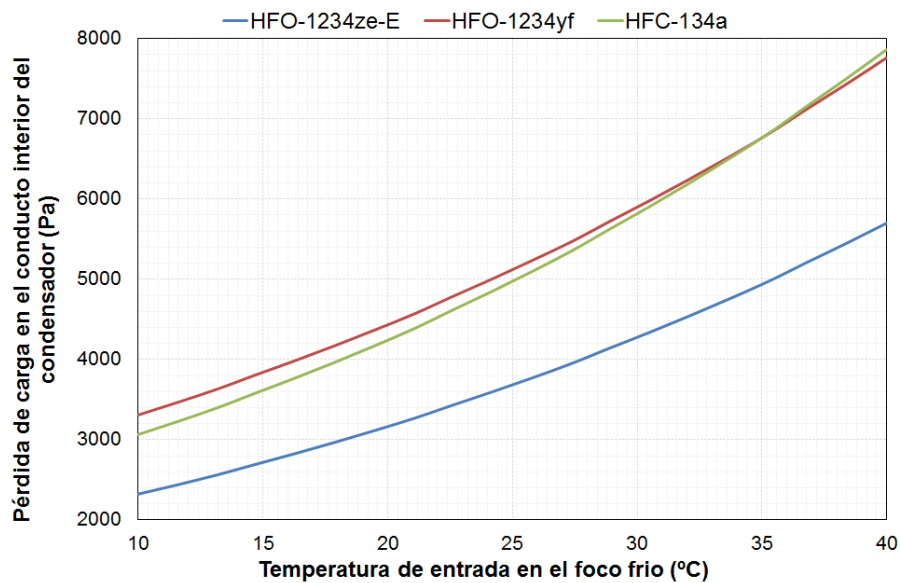
En cuanto a los fluidos de trabajo, se puede ver como el HFO-1234ze-E y el HFO-1234yf tienen un comportamiento similar y presentan mejores valores de área de intercambio específica a partir de los 95°C de temperatura de entrada del calor residual y 25°C de temperatura de entrada del foco frío. El uso de HFC-134a tiene mejor comportamiento que los fluidos comparados, ya que se necesitará menos superficie de transferencia de calor total por kW neto de potencia eléctrica producida.

4.2.12. Pérdidas de carga de los intercambiadores

Las pérdidas de carga en los intercambiadores son otro de los parámetros clave a analizar. El aumento de temperatura de entrada del foco caliente, como bien puede apreciarse, no tiene casi influencia en las pérdidas de carga del condensador, ya que como se observa anteriormente, el incremento de esta temperatura no tenía prácticamente influencia en el dimensionamiento de este intercambiador [Figura 37.a]. En cambio, al incrementar la temperatura de entrada del foco frío, con él aumenta también la pérdida de carga producida en el condensador [Figura 37.b].



(a)



(b)

Figura 37: Pérdida de carga en el conducto interior del condensador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

En cuanto a los fluidos de trabajo, con el uso de HFO-1234ze-E conseguirían reducirse hasta un 24,5% las pérdidas de carga producidas en el condensador, mientras que el HFO-1234yf tiene un comportamiento muy similar, pero aumentaría la pérdida de carga un 8%.

En referencia al evaporador se puede ver como el incremento de la temperatura de entrada en el foco caliente influye favorablemente en la pérdida de carga, consigue reducirla considerablemente, entre 40000 Pa y 50000 Pa [Figura 38.a], ya que también se habían conseguido reducir las dimensiones del evaporador. Otra alternativa para conseguir reducir las pérdidas de carga en este elemento, sería aumentar la temperatura de entrada del foco frío, aunque en este caso el efecto sería menos pronunciado, unos 10000 Pa [Figura 38.b].

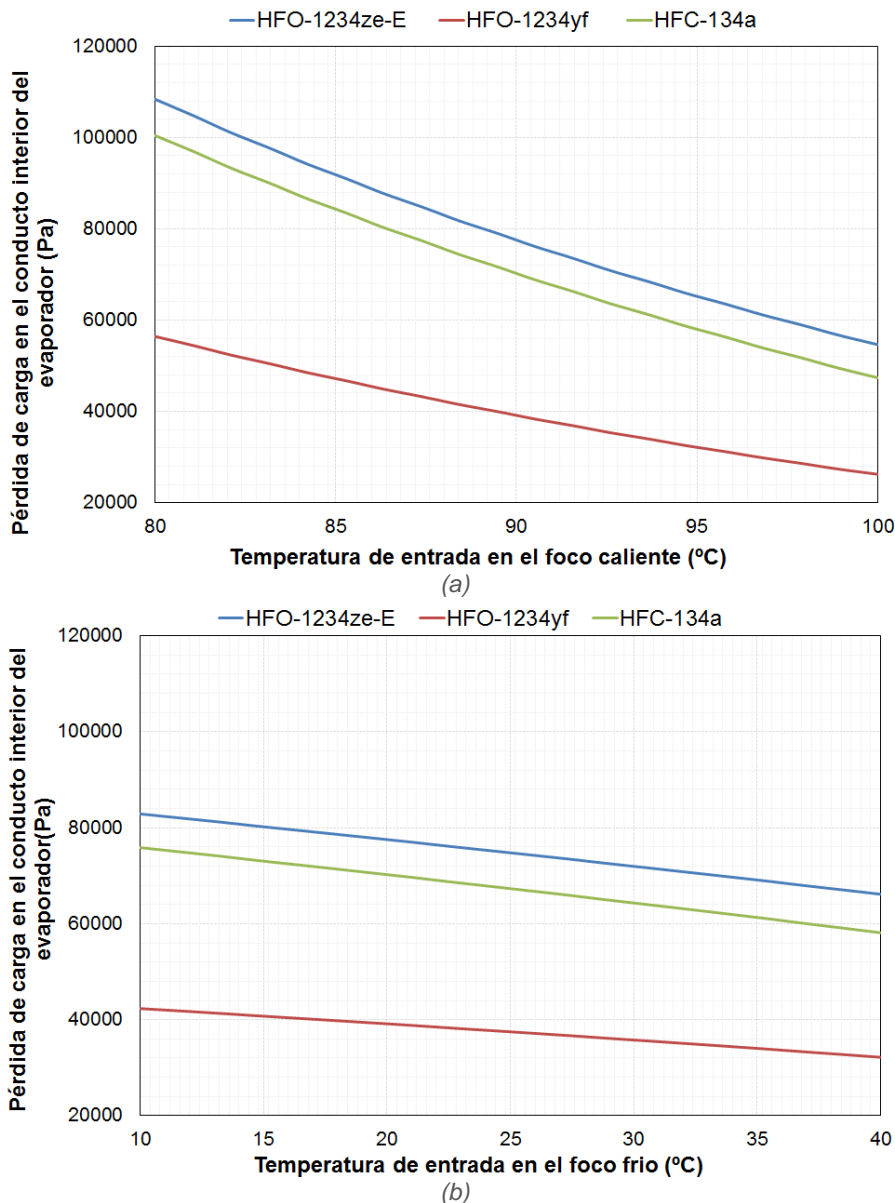
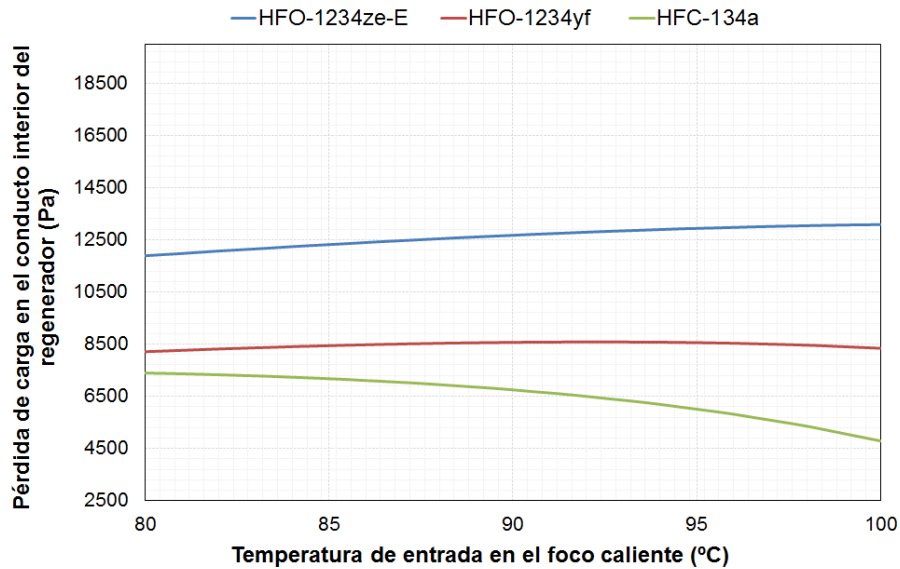
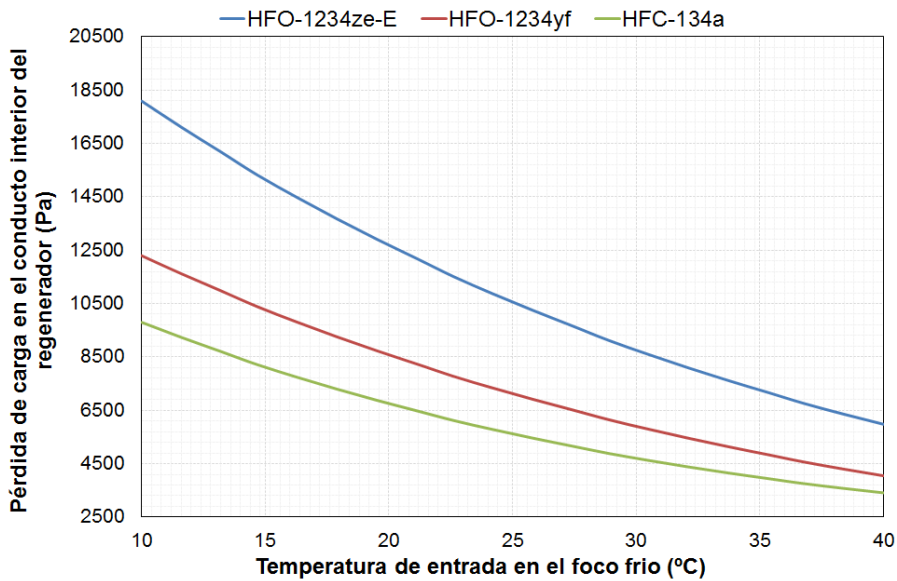


Figura 38: Pérdida de carga en el conducto interior del evaporador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

En cuanto a los fluidos de trabajo, es con el uso de HFO-1234yf con el que se consigue una reducción más exagerada de la pérdida de carga, del 44,2%, mientras que el uso de HFO-1234ze-E provoca un aumento de la pérdida de carga en el evaporador de hasta 15,3%, valor mucho menos significativo que el anterior.



(a)



(b)

Figura 39: Pérdida de carga en el conducto interior del regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

En el regenerador es un poco diferente, con el aumento de la temperatura de entrada en el foco caliente con el uso de HFC-134a se consigue una reducción de la pérdida de presión, pero cuando los fluidos empleados son HFO-1234ze-E y HFO-1234yf, la pérdida de carga no se ve prácticamente influenciada. En cambio, al

aumentar la temperatura de entrada en el foco frío, se consigue reducir considerablemente la pérdida de carga. Tanto en un caso como en otro, el fluido que tiene mejor comportamiento es el de referencia, HFC-134a, siendo el más desfavorable el uso de HFO-1234ze-E, ya que implica un aumento de la pérdida de carga en el interior del regenerador de hasta un 173,1% en comparación con el anterior.

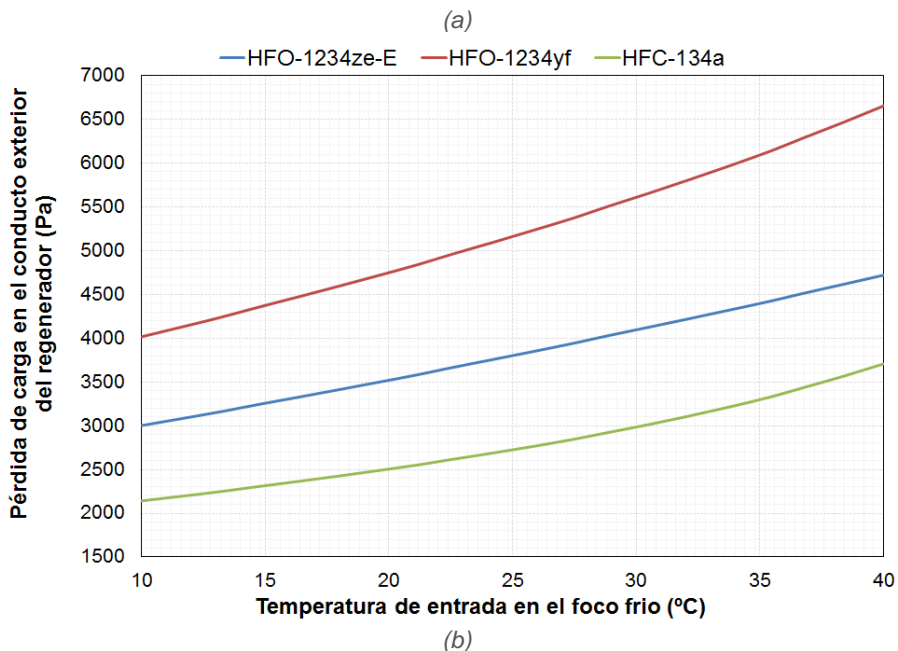
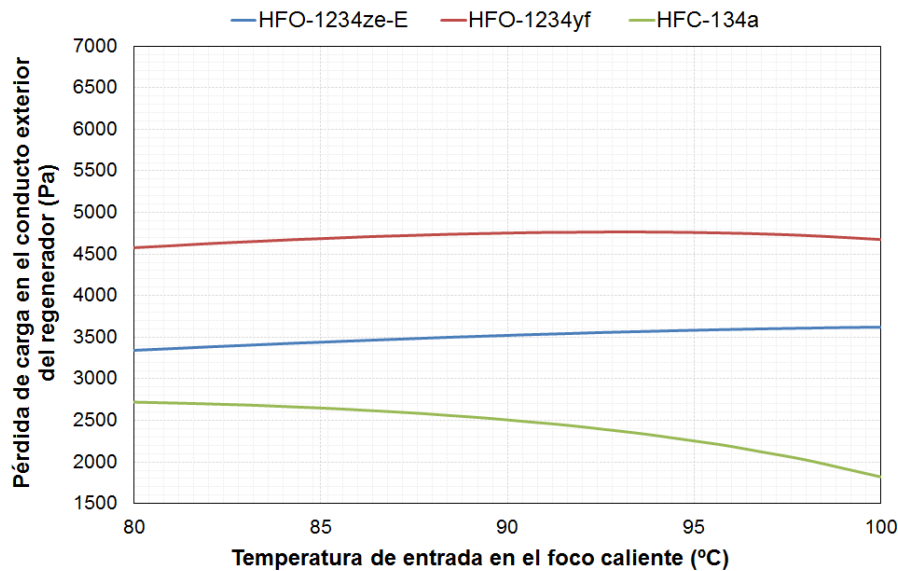


Figura 40: Pérdida de carga en el conducto exterior del regenerador para (a) diferentes temperaturas de entrada en el foco caliente y (b) diferentes temperaturas de entrada en el foco frío.

Las figuras anteriores [Figura 39] hacen referencia al fluido que circula por el conducto interior del regenerador, es decir, el que proviene de la bomba para entrar en el condensador. En la Figura 40 se hace referencia a la pérdida de carga producida en

el conducto exterior del regenerador, es decir, el que conecta el expansor con el condensador.

Al aumentar la temperatura de entrada del foco frío, se produce un incremento importante de la pérdida de carga. Tal y como ocurría en el caso anterior, el uso de HFC-134a tiene influencia al aumentar la temperatura de entrada del foco caliente, mientras que para los fluidos alternativos la pérdida de carga no se ve prácticamente afectada. A diferencia del caso anterior, en la parte externa del regenerador es más desfavorable el uso de HFO-1234yf en relación a la pérdida de carga, ya que la hace aumentar un 156,6%, en contraposición al HFO-1234ze-E que la incrementa hasta en un 98,7%.

A modo de resumen, la *Figura 41* recoge una recopilación de las pérdidas de carga en los diferentes intercambiadores en función de los fluidos de trabajo empleados, con la que se pretende llegar a una conclusión para la selección del fluido de trabajo en función de la pérdida de carga generada por cada uno de ellos. Como se puede apreciar entorno al 80% de la pérdida de carga se produce en el evaporador. En éste con el uso de HFO-1234yf se produce una pérdida de carga mucho menor, es por ello que atendiendo a las pérdidas de carga totales, el HFO-1234yf tiene asociada una pérdida de carga total un 35,8% inferior con respecto al uso del fluido actual HFC-134a. En cambio, el uso de HFO-1234ze-E como fluido de trabajo, implicaría un aumento de las pérdidas de carga del 15%.

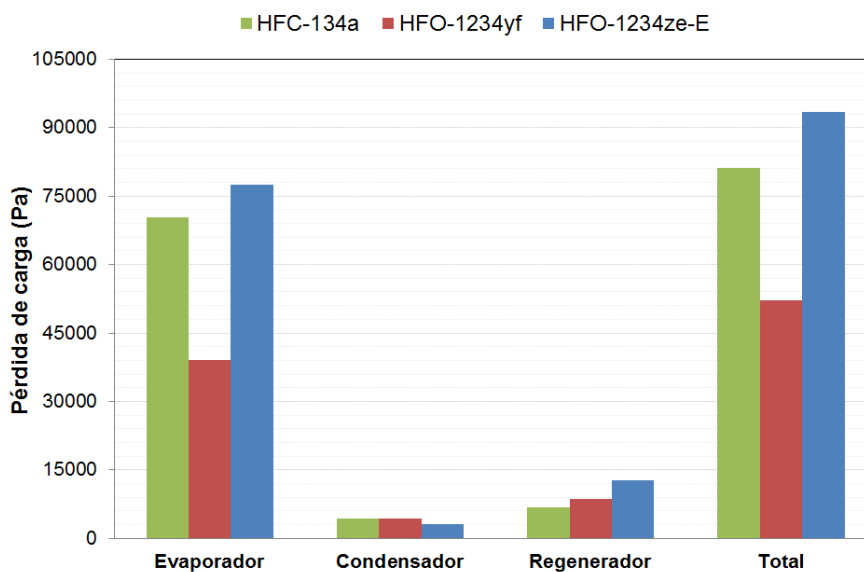


Figura 41: Pérdidas de carga para una temperatura de entrada en el foco caliente de 90°C y 20°C para el foco frío.

5. Conclusiones

En esta sección se recopilan las conclusiones a las que se ha llegado a lo largo de todo el proyecto, tanto las personales como las del estudio. También han sido nombradas las posibles vías de continuación para que este proyecto pueda ser ampliado en el futuro.

5.1. Conclusiones sobre el proyecto

El motivo por el cual se ha llevado a cabo el presente proyecto es por la necesidad de encontrar nuevos fluidos de trabajo que sean capaces de sustituir a los empleados actualmente, con unas condiciones termodinámicas similares pero de bajo GWP, ya que cada vez las normativas son más restrictivas.

El objetivo final de este proyecto, es adquirir los conocimientos necesarios que permitan la selección de un fluido de trabajo alternativo para un ciclo Rankine orgánico regenerativo. Para ello, primero ha sido necesario realizar un estudio preliminar tanto de los ORC como de los fluidos de trabajo que pueden emplearse. Toda esta información ha sido recopilada a partir de diferentes publicaciones de artículos, páginas web, libros, etc. Una vez finalizado el estudio, se ha procedido a la modelización de la instalación y posteriormente a realización de las diferentes simulaciones, las cuales han proporcionado los datos sobre los que se han podido extraer las conclusiones finales.

Este proyecto tenía como objeto el análisis del comportamiento termodinámico de diferentes fluidos de trabajo de bajo potencial efecto invernadero a fin de encontrar un sustituto óptimo a los que se utilizan actualmente, concretamente en este proyecto las comparaciones se han hecho con respecto al HFC-134a

Para conseguir esto, en primer lugar se decidieron los diferentes parámetros de desempeño con los que se iba a evaluar el comportamiento, en este caso: la potencia eléctrica consumida por la bomba, la potencia eléctrica generada en el expansor, la potencia térmica transmitida en el foco frío, la eficiencia eléctrica neta, el rendimiento térmico, el rendimiento global, el caudal másico, la relación de volúmenes de la turbina, el caudal volumétrico de entrada al expansor, la superficie de intercambio total

específica, las pérdidas de carga producidas en los intercambiadores y la superficie de trasiego de estos. Los datos extraídos de las simulaciones son los que permiten realizar la comparativa con el fluido inicial, para así poder llegar a las conclusiones.

A partir de las simulaciones realizadas, se llegó a la conclusión de que los fluidos de trabajo seleccionados en el presente proyecto para la sustitución del HFC-134a (utilizado actualmente) son unos buenos candidatos para ello, ya que presentan un comportamiento termodinámico similar al de este pero con GWP bajo, con lo que se posicionan como una alternativa viable y respetuosa con el medio ambiente.

Entre las principales diferencias observadas entre los fluidos de trabajo, destacan las menores potencias consumidas por la bomba para el HFO-1234ze-E con respecto al HFC-134a, mientras que para el HFO-1234yf las potencias consumidas por la bomba son mayores. Así, al mantener fija la potencia térmica captada en el evaporador y con todos los fluidos presentando valores similares para la potencia generada en el expansor, el HFO-1234ze-E presenta mejor eficiencia que el HFC-134a, y el HFO-1234yf presenta eficiencias menores que las del resto de fluidos de trabajo. Es por ello que, atendiendo a la eficiencia neta del sistema se recomienda el uso de HFO-1234ze-E para el diseño de instalaciones nuevas.

Por otra parte, atendiendo al desempeño del expansor, se ha hallado que el uso de HFO-1234yf tiene un comportamiento más similar al HFC-134a, por lo que en caso de una sustitución directa del fluido de trabajo en una instalación existente diseñada para HFC-134a, se recomienda la utilización del HFO-1234yf.

En cuanto a los intercambiadores de calor, para ambos fluidos se observa un aumento del área de intercambio, mientras que atendiendo a las pérdidas de carga en los mismos se observa como el HFO-1234yf presenta menores valores que el HFC-134a, mientras que el HFO-1234ze-E presenta valores superiores.

Para la selección de un fluido de trabajo óptimo se deberán tener en cuenta todos los indicadores de desempeño presentados además de las características de operación de la aplicación objetivo, no pudiéndose seleccionar un fluido óptimo de forma genérica para todas las aplicaciones e indicadores de desempeño estudiados. Además, se tendrán que tener en cuenta otros aspectos prácticos para llevar a cabo el sistema como pueden ser las presiones de operación o la clasificación de seguridad de los fluidos de trabajo, que para los fluidos de trabajo alternativos estudiados es A2L (inflamabilidad baja).

5.2. Posibles vías de continuación

Como posibles vías de continuidad para éste proyecto se encuentra la realización de un modelo mucho más preciso, por ejemplo, considerando las pérdidas de carga en codos y cambios de sección, para la construcción del prototipo inicial. Como ya se ha explicado en la introducción, en este proyecto solo se ha realizado el estudio para la comparativa de los fluidos de trabajo, pero una vez obtenidas las conclusiones, sería interesante comprobarlo experimentalmente para así validar los resultados obtenidos.

5.3. Conclusiones personales

Con la realización de este proyecto he podido profundizar mis conocimientos sobre los ciclos orgánicos Rankine, haciendo especial hincapié en los regenerativos, descubriendo así sus múltiples ventajas y la diversidad de sus aplicaciones. La forma de aprendizaje también ha sido muy interesante ya que a medida que me iban surgiendo dudas, éstas se resolvían mediante la consulta de artículos, libros, tesis doctorales, otros proyectos, etc. Este método es la forma más interesante de aprender ya que con ello, sin darte cuenta, siempre consigues descubrir algo más a parte de lo que estabas buscando.

Además, también he aprendido desde cero el uso del software *EES*, así como de su librería *CoolProp*, aspecto que ha sido realmente interesante, ya que con casi toda seguridad, esto me será de gran utilidad en un futuro.

Por último, también creo conveniente decir que este proyecto ha sido una de mis primeras tomas de contacto con la actividad de investigación, descubriendo así un nuevo campo en el que sin ninguna duda me gustaría continuar en el futuro.

6. Referencias

- A. M. V. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste heat recovery systems, *Applied Thermal Engineering*," pp. 381-390, 21(2001).
- J. I. L. Hurtado, "Valorización de calores resifuales en aplicaciones industriales mediante ciclos de cola con tecnología ORC".
- S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, "Thermo-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22, pp. 168-186, 2013.
- F. Molés, *Análisis teórico y experimental de fluidos con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine de baja temperatura*, Castellón, 2015.
- P. Bundela and V. Chawla, "Sustainable development through waste heat recovery," *American Journal of Environmental Sciences*, no. 6, pp. 83-89, 2010.
- B. Tchanche, M. Pétrissans and G. Papadakis, "Heat sources and organic Rankine cycles machines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 39, p. 1185 – 1199, 2014.
- C. A. López González, "Tecnologías de recuperación y aplicaciones de calor residual de procesos industriales," *CINTEX - Tecnológico Pascual Bravo*, vol. Vol.1, no. 10, pp. 51-58, 2003/2004.
- REN21, UNIDO and SADC, "Renewable energy and energy efficiency, status report," 2015.
- H. Müller-Steinhagen, Freng and F. Trieb, "Concentrating solar power," *A review of the technology*.
- [Online]. Available: <http://www.prec.ethz.ch/research/solar-power/powersol.html>.

- R. Málaga Saralegui, *Central generación combustión biomasa forestal*
11] *diseño ciclo agua-vapor óptimo*, 2012.
- I. Obernberger, P. Thonhofer and E. Reisenhofer, "Description and
12] evaluation of the new 1000 kW_{el} organic rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria," *Euroheat and Power*, 2002.
- C. Chamorro-Camazón, "Energía eléctrica a partir de recursos
13] geotérmicos. Estado actual y perspectivas a nivel mundial.," *Dyna*, vol. 84, no. 1, pp. 44-51, Febrero 2009.
- Fanelli, Dickson, M. H. and Mario, "¿Qué es la Energía Geotérmica?,"
14] Istituto di Geoscienze e Georisorse, CNR, Pisa, Italia.
- L. S. L. José Sanchez Guzmán, "Evaluación del potencial de energía
15] geotérmica. Estudio técnico PER 2011-2020," Jaume Margarit i Roset, Director de Energías Renovables de IDAE, Madrid, 2011.
- B. Shale, G. Koglbauer, M. Wendland and J. Fischer, "Working fluids for
16] low temperature organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 32, no. 1210-1221, 2007.
- Z. Shengjun, W. Huaixin and G. Tao, "Performance comparison and
17] parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low temperature geothermal power generation," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2740-2754, 2011.
- S. Quoilin, S. Declaye, B. Tchanche and V. Lemort, "Thermo-economic
18] optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2885-2893, 2011.
- C. M. Invernizzi, P. Iora, M. Preißinger and G. Manzolini, "HFOs as
19] substitute for R-134a as working fluids in ORC power plants: A thermodynamic assessment and thermal stability analysis," *Applied Thermal Engineering*, no. 103, pp. 790-797, 2016.

M. O. McLinden, A. F. Kazakov, J. S. Brown and P. A. Domanski, "A
20] thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP
refrigerants," *International journal of refrigeration*, no. 38, pp. 80-92, 2014.

A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí and F. M. Ángel Barragán, "Drop-in
21] energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor
compression system as R134a replacements," *Applied Thermal Engineering*, no.
71, pp. 259-265, 2014.

D. Ziviani, M. Beyene and M. Venturini, "Advances and challenges in ORC
22] systems modeling for low grade thermal energy recovery.," *Applied Energy*, vol.
121, pp. 79-95, 2014.

X. Luo, J. Wang, C. Krupke and H. Xu, "Feasibility Study of a Scroll
23] Expander for Recycling Low-Pressure Exhaust Gas Energy from a Vehicle
Gasoline Engine System," *Energies*, vol. 9, p. 231, 2016.

S. Kakaç and H. Liu, "Basic Design Methods of Heat Exchangers," in *Heat
24] exchangers. Selection, rating and thermal design*, University of Miami, CRC Press,
2002, pp. 33-76.

G. F. Hewitt, G. L. Shires and T. R. Bott, *Process Heat Transfer*, CRC
25] Press, Inc., 1994.

V. Gnielinski, "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe
26] flow and channel flow," *Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.

B. S. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with
27] variable physical properties," *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, 1970.

A. E. Gungor and R. S. H. Winterton, "Simplified general correlation for
28] saturated flow boiling and comparisons of correlations with data," *Chemical
Engineering Research*, vol. 65, pp. 148-156, 1987.

M. Shah, "A general correlation for heat transfer during film condensation
29] inside pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 22, pp. 547-556, 1979.

J.-Y. Choi, M. A. Kedzierski and P. A. Domanski, "A Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation of Alternative Refrigerants in Smooth and Micro-fin Tubes," 1999.

E. S. W. M. J.P. Abraham, "Internal-flow Nusselt numbers for the low-Reynolds-number end of the laminar-to-turbulent transition regime," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 54, pp. 584-588, 2011.

II. PRESUPUESTO

INDICE DEL PRESUPUESTO

| | |
|--|-----------|
| 1.Introducción | 91 |
| 2.Costes de desarrollo del proyecto | 91 |
| 2.1. Costes de personal | 91 |
| 2.2. Amortización de hardware y software | 92 |
| 3.Coste total del proyecto | 93 |

1. Introducción

El objetivo de este capítulo es establecer los costes económicos que conllevan la realización de un modelo de ciclo orgánico Rankine y su posterior aplicación para análisis de diferentes fluidos de trabajo. Debido a que éste es un proyecto de investigación no es posible hacer un estudio económico propiamente dicho, pero si es posible hacer un presupuesto que englobe tanto las horas empleadas, como los materiales y otros tipos de costes. Éste documento contiene los costes de desarrollo de proyecto, tanto del personal como los de amortización de hardware y software.

2. Costes de desarrollo del proyecto

2.1. Costes de personal

En este apartado se hace una estimación del coste que representa el trabajo de un ingeniero industrial titulado dedicado al estudio, al análisis de datos y a la extracción de las conclusiones pertinentes para poder llevar a cabo éste proyecto.

El presente proyecto ha sido realizado durante 25 semanas a jornada parcial, con una dedicación semanal de 20 horas, y 1 mes a jornada completa, considerando que cada mes tiene 20 días laborales y que cada uno de ellos se ha trabajado 8 horas. Finalmente se obtiene que el tiempo empleado en el estudio y en el análisis de este tipo de dispositivos ha sido de 660 horas.

La realización de todo el proceso ha sido supervisada por el director de proyecto, con reuniones periódicas de aproximadamente 30 minutos, con lo que hace un total de 20 horas aproximadamente.

A continuación vienen detallados de manera esquemática los diferentes costes según su procedencia:

PRESUPUESTO

| Coste de personal | | | | |
|----------------------|-------------------|----------------------|--------------|-----------------|
| Personal | Tarea | Horas destinadas (h) | Precio (€/h) | Coste total (€) |
| Ingeniero Industrial | Documentación | 190 | 20 | 3.800 |
| Ingeniero Industrial | Simulación | 340 | 20 | 6.800 |
| Ingeniero Industrial | Análisis de datos | 130 | 20 | 2.600 |
| Supervisor | Supervisión | 20 | 40 | 800 |
| | | | | 14.000 |

Tabla 4: Costes de personal.

2.2. Amortización de hardware y software

En este apartado se encuentran los costes de los bienes amortizables. Para el hardware el periodo de amortización se ha considerado de 5 años, ya que es el periodo medio estimado de vida del equipo. Para el software se ha considerado 1 año como periodo de amortización, ya que éste es el tiempo que duran las licencias de los programas.

En la siguiente tabla puede verse la distribución de costes destinados a los softwares:

| Amortización de software | | | | |
|--------------------------|------------------|-----------------------------|-----------------------|---------------|
| Concepto | Precio total (€) | Periodo amortización (años) | Tiempo de uso (meses) | Coste (€) |
| Licencia EES | 550 | 1 | 7 | 320,83 |
| Licencia Office | 600 | 1 | 7 | 350,00 |
| | | | | 670,83 |

Tabla 5: Amortización del software.

PRESUPUESTO

En la siguiente tabla puede verse la distribución de costes destinados al hardware:

| Amortización de hardware | | | | |
|--------------------------|------------------|-----------------------------|-----------------------|---------------|
| Concepto | Precio total (€) | Periodo amortización (años) | Tiempo de uso (meses) | Coste (€) |
| Intel Core i7 | 1000 | 5 | 7 | 116,67 |
| | | | | 116,67 |

Tabla 6: Amortización de hardware.

3. Coste total del proyecto

Una vez estimados todos los costes se obtiene el coste total, el cual se muestra en la siguiente tabla:

| Tipo de costes | Coste total (€) |
|---------------------------|------------------|
| Coste de personal | 14.000,00 |
| Amortización del software | 670,83 |
| Amortización del hardware | 116,67 |
| Coste TOTAL | 14.787,50 |

Tabla 7: Coste total.

Como se encuentra indicado en la *Tabla 7* el coste total del proyecto asciende a los 14.787,50€.

III. PLIEGO DE CONDICIONES

INDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

| | |
|--|------------|
| 1. Introducción..... | 99 |
| 2. Condiciones Generales | 99 |
| 2.1. Objeto y lugar de emplazamiento..... | 99 |
| 2.2. Personal..... | 100 |
| 2.3. Responsabilidades..... | 100 |
| 2.4. Otras condiciones no especificadas en este pliego | 100 |
| 2.5. Disposiciones legales y de carácter técnico. | 101 |
| 2.6. Datos de partida..... | 101 |
| 3. Cláusulas administrativas..... | 102 |
| 3.1. Documentación | 102 |
| 3.1.1. Memoria..... | 102 |
| 3.1.2. Presupuesto..... | 102 |
| 3.1.3. Pliego de condiciones | 102 |
| 3.1.4. Anexos..... | 102 |
| 4. Prescripciones técnicas y particulares | 103 |
| 4.1. Especificaciones de elementos empleados en las simulaciones | 103 |
| 4.1.1. Equipos informáticos | 103 |
| 4.1.2. Software | 103 |
| 4.2. Especificaciones para la implantación del sistema | 103 |
| 4.3. Especificaciones de la ejecución..... | 104 |
| 4.3.1. Confidencialidad | 104 |
| 4.3.2. Formación | 104 |

| | |
|---------------------------------------|------------|
| 5. Disposiciones finales | 104 |
| 5.1. Elementos auxiliares | 104 |
| 5.2. Medidas de seguridad..... | 104 |

1. Introducción

Para que el proyecto pueda materializarse, se recogen las condiciones técnicas, económicas, administrativas y legales mediante el presente documento. Quedando estructurado este pliego en tres partes.

La primera parte está formada por una descripción de las condiciones generales del trabajo: el objeto y lugar de emplazamiento del mismo, el personal que debe realizarlo, las disposiciones legales y de carácter técnico del mismo, así como los datos de partida.

En segundo lugar se exponen las cláusulas administrativas, donde se muestran las distintas partes que deben integrar el proyecto como documento de entrega para cualquier demandante que pueda solicitarlo.

En la tercera parte se exponen las prescripciones técnicas y particulares, donde se realiza la definición de los equipos necesarios para desarrollar el proyecto y las simulaciones, así como las condiciones que hay que cumplir para llevar a cabo su ejecución.

2. Condiciones Generales

En este punto se definen los criterios generales a aplicar y se describen las consideraciones a emplear para la realización del presente proyecto. En este pliego de condiciones se recogen los criterios de actuación que son necesarios llevar a cabo para la consecución de los objetivos finales del proyecto.

2.1. Objeto y lugar de emplazamiento.

Siendo el objeto de este proyecto el desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine que se pueda aplicar en el análisis de fluidos de trabajo, las acciones y requisitos para llevarlo a cabo quedan sujetos a las condiciones más abajo indicadas y a las órdenes que dicte el Director.

La redacción, simulaciones y desarrollo de este proyecto se han llevado a cabo en el grupo de investigación ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos) del departamento de Ingeniería mecánica y construcción de la Universitat Jaume I.

2.2. Personal

El proyecto está integrado por un Director que se encarga de coordinar la evolución del mismo, marcar las líneas de desarrollo y de evaluar la validez de los resultados, y por el adjudicatario del proyecto que se encarga de la realización del mismo y se encuentra supeditado a las instrucciones del Director del proyecto.

El Director tendrá plenas atribuciones para sancionar la idoneidad de las distintas alternativas planteadas, las cuales le serán expuestas para su aprobación, de forma que a su juicio podrá mandar rediseñar aquellas partes que no se encuentren orientadas hacia la consecución de los objetivos, sin que ello de derecho a ningún tipo de reclamación por parte del adjudicatario.

El personal que intervenga de algún modo en el estudio y la optimización del sistema de mezclado, debe estar suficientemente cualificado para las tareas que realice.

2.3. Responsabilidades

El autor del proyecto dispondrá de sus propios directorios de trabajo, siendo responsable de su organización, así como del mantenimiento de sus datos de prueba y de mantener varias versiones del mismo trabajo en distintos soportes informáticos, para evitar posibles pérdidas de datos. La versión definitiva será verificada por el Director y estará aislada con su respectiva copia de seguridad.

2.4. Otras condiciones no especificadas en este pliego

Si durante ejecución del proyecto fuera necesario realizar cualquier clase de modificación sobre las simulaciones a realizar que no se encuentren en este pliego de condiciones, el autor del proyecto estará obligado a realizarlas con estricta sujeción a

las órdenes que, al efecto reciba del Director, y en cualquier caso, de acuerdo con los procedimientos que la experiencia ha dictaminado como válidos y siempre con arreglo a las reglas de buen arte.

2.5. Disposiciones legales y de carácter técnico.

El autor del proyecto deberá adaptarlo a las normas, especificaciones y reglamentos que afecten al mismo y en particular a las siguientes:

- Normativa sobre la protección de los resultados de las actividades de desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine en la Universitat Jaume I.
- Reglamento de Seguridad e Higiene en el trabajo.
- Especificaciones que se adjuntan en los documentos que integran el presente proyecto.

2.6. Datos de partida

Para la modelización y el análisis del comportamiento termodinámico de diferentes fluidos de trabajo propuesto en el proyecto, se partirá de los datos señalados en el presente proyecto, tanto en su memoria como en los Anexos y en el presupuesto.

Cualquier cambio que signifique un planteamiento diferente del relacionado en el mencionado proyecto, deberá ponerse en conocimiento y ser aprobado por la Dirección Técnica, que redactará el oportuno proyecto reformado.

3. Cláusulas administrativas

3.1. Documentación

El autor del proyecto entregará una copia del mismo, al departamento de Ingeniería mecánica y construcción de la Universitat Jaume I, siendo el citado proyecto a partir de este momento, propiedad del departamento y pudiendo ser usado para otros fines.

Las partes que deben integrar el proyecto son las siguientes:

3.1.1. Memoria

Este documento detalla los pasos que se deben seguir para la realización del proyecto. Empieza con una breve introducción sobre la necesidad original que impulsó la elaboración del proyecto, exponiendo después los objetivos esperados con su realización. Se detallan en ella las conclusiones obtenidas así como los pasos necesarios para obtenerlas.

3.1.2. Presupuesto

Recoge la cantidad económica a la que asciende el proyecto.

3.1.3. Pliego de condiciones

Regula las condiciones entre el promotor del proyecto y las personas que lo van a ejecutar.

3.1.4. Anexos

Se adjunta información que desarrolla, justifica o aclara algún apartado de la memoria o cualquier otro documento del proyecto.

El documento que forma el anexo es el código del programa a partir del cual se ha podido modelizar el ciclo.

3.1.5. Planos

Contiene la información gráfica para la comprensión y correcta ejecución del proyecto.

4. Prescripciones técnicas y particulares

4.1. Especificaciones de elementos empleados en las simulaciones

Para realizar las simulaciones que permiten llegar a al análisis del comportamiento termodinámico de los fluidos de trabajo alternativo en la que se basa el presente proyecto, es necesario seguir las siguientes prescripciones técnicas de uso y mantenimiento expuestas en este apartado.

4.1.1. Equipos informáticos

Las características del equipo informático necesario para realizar las diferentes simulaciones y los requisitos para un buen funcionamiento son: Procesador Intel Core i7-4720HQ de cuarta generación con tecnología Turbo Boost 2.0 hasta 3.6 GHz, Disco duro 1TB, DDR3L RAM 8GB (1600MHz), tarjeta gráfica AMD Radeon R9 M265X (RAM 2GB), sistema operativo Windows 8.1 64-bits. Cualquier ampliación deberá mejorar las prestaciones anteriores.

4.1.2. Software

Para la realización de las simulaciones y su posterior obtención de datos se requiere el uso del software de resolución de ecuaciones *EES*, además de su librería *Coolprop*. Para el posterior análisis de datos se ha requerido de la aplicación de Microsoft Excel y Microsoft Word.

4.2. Especificaciones para la implantación del sistema

Para la implantación del sistema se recomienda aprovechar al máximo posible el código original, de tal forma que solo se introduzcan los cambios que se consideren oportunos en su estructura inicial, manteniendo así la nomenclatura de todas sus variables, evitando así incompatibilidades derivadas de problemas de nomenclatura.

4.3. Especificaciones de la ejecución

4.3.1. Confidencialidad

Toda la información recopilada y las conclusiones obtenidas de las diferentes simulaciones realizadas, ha de ser guardada y no divulgada, por tratarse de información confidencial.

4.3.2. Formación

La persona encargada de realizar las simulaciones deberá recibir la formación adecuada que le permita desarrollar correctamente el proceso.

5. Disposiciones finales

5.1. Elementos auxiliares

La zona de trabajo deberá proveerse por su cuenta de cuantos medios auxiliares necesite para la ejecución de los trabajos, tanto materiales como de personal.

5.2. Medidas de seguridad

Los encargados de los trabajos quedan obligados a señalar las instalaciones, utilizando para ello las señales correspondientes y comunicándolo a todo el personal del laboratorio, tomando las medidas adecuadas para evitar accidentes.

IV. ANEXOS

Anexo 1. Algoritmo de cálculo

```
"CICLO ORGÁNICO RANKINE CON REGENERACIÓN"

#####
"!-----DEFINICIÓN DE TODAS LAS FUNCIONES-----"

"!Diagrama T-s"
Procedure diagrama(fluid$:T_fluido[1..100];s_liq[1..100];s_vap[1..100])
T_fluido[1]=propssi('Tcrit';0;"0;fluid$)
s_liq[1]=propssi('S';T';T_fluido[1];Q';0;fluid$)
s_vap[1]=propssi('S';T';T_fluido[1];Q';1;fluid$)
n:=100
i:=2
Repeat
  T_fluido[i]:=T_fluido[i-1]-((T_fluido[1]-270)/n)
  s_vap[i]=propssi('S';T';T_fluido[i];Q';1;fluid$)
  s_liq[i]=propssi('S';T';T_fluido[i];Q';0;fluid$)
  i:=i+1
Until (i>n)
End

"-----"

"!Cálculo de los diámetros"
"Los diámetros se obtienen en función de la velocidad a la entrada del intercambiador"
"Cálculo del diámetro interno"
Procedure diametro_int(fluid$;Vel;T;P;m_dot:D_equi;R1;A)
rho := propssi('D';T'; T;'P';P;fluid$)
A := (m_dot/rho)/Vel
R1 :=sqrt(A/PI)
D1 :=2*R1
D_equi := D1
End

"Cálculo del diámetro exterior"
Procedure diametro_ext(fluid$;Vel;T;P;m_dot;R1;Esp:D_equi;R2;R3;A)
rho:= propssi('D';T'; T;'P';P;fluid$)
A:= (m_dot/rho)/Vel
R2 := R1+Esp
D2 :=R2*2
R3 :=sqrt(A/PI+R2^2)
D3 :=R3*2
D_equi := D3-D2
End

"-----"

"!Cálculo del coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción cuando hay fase simple"
Subprogram coef_simple(fluid$;T1;T2;P1;P2;m_dot;D_equi;A;Re;alpha;Vel;f;rho)
Tm = (T1+T2)/2
Pm = (P1+P2)/2
Cp =propssi('CPMASS';T'; Tm;'P';Pm;fluid$)
K_f = propssi('L';T'; Tm;'P';Pm;fluid$)
mu= propssi('V';T'; Tm;'P';Pm;fluid$)
rho= propssi('D';T'; Tm;'P';Pm;fluid$)
Vel= (m_dot/rho)/A
```

```

"Cálculo del Reynolds"
Re= rho*Vel*D_equi/mu
"Cálculo Prandtl"
Pr = Cp*mu/K_f
"Cálculo Nusselt mediante Gnielinski"
f =(0,79*ln(Re)-1,64)^(-2)
Nusselt = ((f/8)*(Re-1000)*Pr)/(1+(12,7*(f/8)^(1/2))*(Pr^(2/3)-1))
"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en fase simple"
alpha = Nusselt*K_f/D_equi
End

"-----"

"!Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido en evaporación --- Gungor
Winterton"
Procedure coef_evap(fluid$;T1;T2;P1;P2;h1;h2;m_dot;D_equi;A;L:mu;Q;alpha_TPEvap)
Tm := (T1+T2)/2
Pm := (P1+P2)/2
Q := m_dot*(h2-h1)
Cp := propssi('CPMASS';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
K_f := propssi('L';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
mu:= propssi('V';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
rho_l:= propssi('D';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
Vel:= (m_dot/rho_l)/A
A_transf := PI*D_equi*L
"Cálculo del Reynolds"
Re:= rho_l*Vel*D_equi/mu
"Cálculo Prandtl"
Pr := Cp*mu/K_f
"Cálculo Nusselt mediante Correlación de Dittus & Boelter"
n = 0,4 "el fluido se calienta"
Nusselt:= 0,023*(Re^0,8)*(Pr^n)
"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en fase simple"
alpha_l := Nusselt*K_f/D_equi
"Gungor Winterton"
rho_g := propssi('D';T';Tm;'Q';1;fluid$)
hmg := propssi('H';T';Tm;'Q';1;fluid$)
hml := propssi('H';T';Tm;'Q';0;fluid$)
G :=rho_l*Vel
lambda := hmg-hml
q_flujo := Q/A_transf
Bo:= q_flujo/(G*lambda)
Fr_lo :=G^2/(rho_l^2*9,81*D_equi)
S := 1+3000*Bo^0,86
If (Fr_lo<0,05) Then
  F_2 := Fr_lo^0,5
  S_2:= Fr_lo^(0,1-2*Fr_lo)
Else
  F_2 := 1
  S_2:= 1
Endif
X:= 0,5
F := 1,12*((X/(1-X))^0,75)*(rho_l/rho_g)^0,41
alpha_TPEvap :=(S*S_2+F*F_2)*alpha_l
End

```

```

"-----"
"!Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido en condensación --- Shah"
Procedure coef_cond(fluid$;T1;T2;P1;P2;D_equi;A;m_dot:mu;alpha_cond)
Tm := (T1+T2)/2
Cp :=propssi('CPMASS';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
K_f := propssi('L';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
mu:= propssi('V';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
rho_l:= propssi('D';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
Vel:= (m_dot/rho_l)/A
"Cálculo del Reynolds"
Re:= rho_l*Vel*D_equi/mu
"Cálculo Prandtl"
Pr := Cp*mu/K_f
"Cálculo Nusselt mediante Correlación de Dittus & Boelter"
n = 0,3 "el fluido se enfria"
Nusselt:= 0,023*(Re^0,8)*(Pr^n)
"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en fase simple"
alpha_l := Nusselt*K_f/D_equi
"Shah"
Pcrit=propssi('Pcrit';";0";0;fluid$)
Pm := (P1+P2)/2
P_r=Pm/Pcrit
alpha_cond = alpha_l*(0,55+2,09/(P_r^0,38))
End

"-----"
"!Pérdida de carga SIMPLE - por fricción" "Darcy y Weissback"
Procedure perdida_simple(f;L;Vel;D;rho:DELTAP)
DELTAP = (f*L*rho*Vel^2)/(2*D)
End

"-----"
"!Cálculo de L"
Subprogram longitud(R1;R2;R3;alpha_ext;K_mat;alpha_int;Q;T_in1;T_in2;T_out1;T_out2:L)
UA = (2*PI*L)/((1/(R2*alpha_ext))+ln(R2/R1)/K_mat+1/(alpha_int*R1))
Q = UA*DTLM
DELTA_TA = T_in1-T_out2
DELTA_TB = T_out1-T_in2
DTLM = (DELTA_TA-DELTA_TB)/(ln(DELTA_TA/DELTA_TB))
End

"-----"
"!Pérdida de carga CONDENSACIÓN y EVAPORACIÓN"
Procedure perdida_tp(fluid$;mu;L;D;T1;T2;rho_int;rho_out;m_dot;A:DELTAP;f)
Tm := (T1+T2)/2
hm1 := propssi('H';T'; Tm;'Q';0;fluid$)
hm2 := propssi('H';T'; Tm;'Q';1;fluid$)
hm := hm2-hm1
Re:= (m_dot/A)*D/mu
K := hm/((L*9,81))
f := 0,00506*Re^(-0,0951)*K^0,1554
DELTAP = ((f*L*(1/rho_out+1/rho_int))/(D)+(1/rho_out-1/rho_int))*((m_dot/A)^2)
End

```

```

"!#####"

"Representación gráfica del diagrama T-s del fluido de trabajo empleado"
"Punto crítico"
P_critica=propssi('Pcrit';";0;";0;fluid$)
T_critica=propssi('Tcrit';";0;";0;fluid$)
s_critica=propssi('S';'T';T_critica;'P';P_critica;fluid$)

"Parámetros para representación gráfica"
Call diagrama(fluid$:T_fluido[1..100];s_liq[1..100];s_vap[1..100])

"#####"

"!DATOS DE PARTIDA"
"Fluido de trabajo empleado"
fluid$= 'R134a'
"Presiones y caídas de presión"
P_c =300000 [Pa]
P_f =300000 [Pa]
DELTAP_1c_2c = 0 [Pa]
DELTAP_2c_3c = 0 [Pa]
DELTAP_3c_4c = 0 [Pa]
DELTAP_1f_2f = 0 [Pa]
DELTAP_2f_3f = 0 [Pa]
DELTAP_3f_4f = 0 [Pa]
DELTAP_2s_3=20000 [Pa]
DELTAP_3_4=20000 [Pa]
DELTAP_4_5=20000 [Pa]
DELTAP_6_5=20000 [Pa]
DELTAP_7s_8 = 20000 [Pa]
DELTAP_8_9=20000 [Pa]
DELTAP_9_10=20000 [Pa]
DELTAP_10_1= 20000 [Pa]
"Rendimientos"
eta_isentropico_bomba = 1 [-]
eta_isentropico_turbina = 0,75 [-]
eta_global_bomba =0,45 [-]
eta_global_turbina =0,70 [-]
"Eficiencia regenerador"
epsilon_reg = 0,80 [-]
"Potencia captada en el foco caliente"
Potencia_FocoCaliente = 100000 [W]
"Temperaturas y diferencias de temperatura"
T_6c = 363 [K] "entrada del foco caliente"
T_1f = 293 [K] "entrada del foco frio"
DELTA_Tpp_caliente = 5 [K]
DELTA_Tpp_frio = 5 [K]
DELTA_Tsobre_caliente = 5 [K]
DELTA_Tsub_frio = 5 [K]
GR = 5 [K] "recalentamiento"
GS = 5 [K] "subenfriamiento"
"Coeficiente de transferencia de calor de los conductos"
K_cobre =385 [W/(m·K)]
"Parámetros iniciales a definir para el diseño del regenerador"
Esp_rege = 0,001 [m]
Vel_int_rege_entrada = 1 [m/s]
Vel_ext_rege_entrada = 5 [m/s]

```

```

"Parámetros iniciales a definir para el diseño del evaporador"
Esp_evap = 0,001 [m]
Vel_int_evap_entrada = 1 [m/s]
Vel_ext_evap_entrada = 1 [m/s]
"Parámetros iniciales a definir para el diseño del condensador"
Esp_cond = 0,001 [m]
Vel_int_cond_entrada = 5 [m/s]
Vel_ext_cond_entrada = 1 [m/s]

"#####"
"!Cálculo de las propiedades en cada punto"

"Punto 1 - Entrada a la bomba | Salida condensador"
T[1] = T_cond - GS
P[1] = P[10] - DELTAP_10_1
rho[1] = propssi('D';T;T[1];P;P[1];fluid$)
h[1]= propssi('H';T;T[1];P;P[1];fluid$)
s[1]= propssi('S';T;T[1];P;P[1];fluid$)
X[1]= propssi('Q';T;T[1];P;P[1];fluid$)

"Punto 2 - Salida de la bomba | Entrada al regenerador"
s_2s = s[1]
P_2s = P[3] + DELTAP_2s_3
T_2s = propssi('T';P;P_2s ;'S';s_2s ;fluid$)
rho_2s = propssi('D';P;P_2s ;'S';s_2s ;fluid$)
h_2s = propssi('H';P;P_2s ;'S';s_2s ;fluid$)
X_2s = propssi('Q';P;P_2s ;'S';s_2s ;fluid$)

P[2] = P_2s
eta_isentropico_bomba = (h_2s-h[1])/(h[2]-h[1])
rho[2] = propssi('D';P;P[2] ;'H';h[2] ;fluid$)
T[2] = propssi('T';P;P[2] ;'H';h[2] ;fluid$)
s[2] = propssi('S';P;P[2] ;'H';h[2] ;fluid$)
X[2] = propssi('Q';P;P[2] ;'H';h[2] ;fluid$)

"Punto 3 - Entrada al evaporador | Salida del regenerador"
P[3] = P[4] + DELTAP_3_4
T[3] = propssi('T';P;P[3];'H';h[3] ;fluid$)
rho[3]= propssi('D';P;P[3];'H';h[3] ;fluid$)
s[3]= propssi('S';P;P[3];'H';h[3] ;fluid$)
X[3]= propssi('Q';P;P[3];'H';h[3] ;fluid$)

"Punto 4 - Punto de representación X=0, en el evaporador"
P[4] = P[5] + DELTAP_4_5
X[4] = 0
T[4]= propssi('T';P;P[4];'Q';X[4] ;fluid$)
rho[4]= propssi('D';P;P[4];'Q';X[4] ;fluid$)
h[4]= propssi('H';P;P[4];'Q';X[4] ;fluid$)
s[4] = propssi('S';P;P[4];'Q';X[4] ;fluid$)

"Punto 5 - Punto de representación X = 1, en el evaporador"
T[5] = T_evap
X[5] = 1
P[5] = propssi('P';T;T[5];'Q';X[5];fluid$)
rho[5] = propssi('D';T;T[5];'Q';X[5];fluid$)
s[5] = propssi('S';T;T[5];'Q';X[5];fluid$)
h[5] = propssi('H';T;T[5];'Q';X[5];fluid$)

```

"Punto 6 - Entrada a la turbina | Salida del evaporador"

T[6] = T_evap + GR
P[6] = P[5] - DELTAP_6_5
rho[6] = propssi('D';T[6];P[6];fluid\$)
h[6] = propssi('H';T[6];P[6];fluid\$)
s[6] = propssi('S';T[6];P[6];fluid\$)
x[6] = propssi('Q';T[6];P[6];fluid\$)

"Punto 7 - Salida de la turbina | Entrada al regenerador"

P_7s = P[8] + DELTAP_7s_8
s_7s = s[6]
rho_7s = propssi('D';P_7s;S_7s;fluid\$)
h_7s = propssi('H';P_7s;S_7s;fluid\$)
X_7s = propssi('Q';P_7s;S_7s;fluid\$)
T_7s = propssi('T';P_7s;S_7s;fluid\$)

P[7] = P[8] + DELTAP_7s_8
eta_isentropico_turbina = (h[6]-h[7])/(h[6]-h_7s)
rho[7] = propssi('D';H[7];P[7];fluid\$)
T[7] = propssi('T';H[7];P[7];fluid\$)
s[7] = propssi('S';H[7];P[7];fluid\$)
X[7] = propssi('Q';H[7];P[7];fluid\$)

"Punto 8 - Entrada al condensador | Salida del regenerador"

P[8] = P[9] + DELTAP_8_9
T[8] = propssi('T';P[8];H[8];fluid\$)
rho[8] = propssi('D';P[8];H[8];fluid\$)
s[8] = propssi('S';P[8];H[8];fluid\$)
X[8] = propssi('Q';P[8];H[8];fluid\$)

"Punto 9 - Punto de representación X = 1, en el condensador"

P[9] = P[10] + DELTAP_9_10
X[9] = 1
T[9] = propssi('T';P[9];Q[X[9];fluid\$)
rho[9] = propssi('D';P[9];Q[X[9];fluid\$)
h[9] = propssi('H';P[9];Q[X[9];fluid\$)
s[9] = propssi('S';P[9];Q[X[9];fluid\$)

"Punto 10 - Punto de representación X = 0, en el condensador"

T[10] = T_cond
X[10] = 0
P[10] = propssi('P';T[10];Q[X[10];fluid\$)
rho[10] = propssi('D';T[10];Q[X[10];fluid\$)
h[10] = propssi('H';T[10];Q[X[10];fluid\$)
s[10] = propssi('S';T[10];Q[X[10];fluid\$)

#####

"!Regenerador"

epsilon_reg = (h[7]-h[8])/(h[7]-h[9])
h[7]-h[8] = h[3]-h[2]

#####

"!Fluidos secundarios"

"Fluido secundario evaporador"

(h[6]-h[3])/(h[6]-h[4])=(T_6c-T_3c)/(T_6c-T_4c)
(h[6]-h[3])/(h[6]-h[5])=(T_6c-T_3c)/(T_6c-T_5c)

```

"Cálculo diferencias temperaturas"
DELTA_Tpp_caliente= T_4c - T[4]
DELTA_Tsobre_caliente = T_6c- T[6]
"Cálculo temperatura media"
T_media_c = (T_3c+T_6c)/2
"Cálculo cp en función de la temperatura media"
Cp_c =propssi('CPMASS';T'; T_media_c;'P';Pc[1];'water')
"Cálculo caudales"
Potencia_FocoCaliente = m_dot_c*Cp_c*(T_6c-T_3c)
"Entalpías"
hc[1] = propssi('H';T';Tc[1];'P';Pc[1];'water')
hc[2] = propssi('H';T';Tc[2];'P';Pc[2];'water')
hc[3] = propssi('H';T';Tc[3];'P';Pc[3];'water')
hc[4] = propssi('H';T';Tc[4];'P';Pc[4];'water')
"Presiones- El conducto se mantiene a presión constante"
Pc[1] = P_c
Pc[2] = Pc[1] - DELTAP_1c_2c
Pc[3] = Pc[2] - DELTAP_2c_3c
Pc[4] = Pc[3] - DELTAP_3c_4c
"Para la representación del fluido secundario caliente"
Tc[1]=T_6c
sc[1] = s[6]
Tc[2]=T_5c
sc[2] = s[5]
Tc[3]=T_4c
sc[3] = s[4]
Tc[4]=T_3c
sc[4]=s[3]

"-----"
"Fluido secundario condensador"
(h[8]-h[1])/(h[8]-h[10])=(T_8f-T_1f)/(T_8f-T_10f)
(h[8]-h[1])/(h[8]-h[9])=(T_8f-T_1f)/(T_8f-T_9f)
"Cálculo diferencias entre temperaturas"
DELTA_Tpp_frio= -T_9f + T[9]
DELTA_Tsub_frio = -T_1f+T[1]

"Cálculo temperatura media"
T_media_f= (T_1f+T_8f)/2
"Cálculo cp en función de la temperatura media"
Cp_f = propssi('CPMASS';T'; T_media_f;'P';100000;'water')
"Cálculo caudales"
m_dot_f*Cp_f*(T_8f-T_1f) = m_dot*(h[8]-h[1])
"Entalpías"
hf[1] = propssi('H';T';Tf[1];'P';Pf[1];'water')
hf[2] = propssi('H';T';Tf[2];'P';Pf[2];'water')
hf[3] = propssi('H';T';Tf[3];'P';Pf[3];'water')
hf[4] = propssi('H';T';Tf[4];'P';Pf[4];'water')
"Presiones- El conducto se mantiene a presión constante"
Pf[1] = P_f
Pf[2] = Pf[1] - DELTAP_1f_2f
Pf[3] = Pf[2] - DELTAP_2f_3f
Pf[4] = Pf[3] - DELTAP_3f_4f
"Para la representación del fluido secundario frio"
Tf[1]=T_1f
sf[1] = s[1]
Tf[2]=T_10f
sf[2] = s[10]

```

ANEXOS

```
Tf[3] =T_9f
sf[3] = s[9]
Tf[4] =T_8f
sf[4] =s[8]

#####

"!Definir potencias y caudal másico"
"Potencia foco caliente conocida --> Caudal másico"
Potencia_FocoCaliente=m_dot*(h[6]-h[3])
"Potencia generada por la turbina"
Potencia_turbina = m_dot*(h[6]-h_7s)*eta_global_turbina
"Potencia consumida por la bomba"
Potencia_bomba = m_dot*(h_2s-h[1])/eta_global_bomba

#####

"!Calcular rendimiento"
eta_CRteorico = (Potencia_turbina-Potencia_bomba)/Potencia_FocoCaliente

#####

"!DIMENSIONAMIENTO REGENERADOR - SIMPLE"
"Cálculo de los diámetros"
"interior"
Call
diámetro_int(fluid$;Vel_int_rege_entrada;T[2];P[2];m_dot;D_int_rege;R1_rege;A_int_rege)
"exterior"
Call
diámetro_ext(fluid$;Vel_ext_rege_entrada;T[7];P[7];m_dot;R1_rege;Esp_rege;D_ext_rege;R2_rege;R3_rege;A_ext_rege)

"-----"

"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_simple(fluid$;T[2];T[3];P[2];P[3];m_dot;D_int_rege;A_int_rege;Re_int_rege;alpha_int_rege;Vel_int_rege;f_int_rege;rho_int_rege)

Call
coef_simple(fluid$;T[8];T[7];P[8];P[7];m_dot;D_ext_rege;A_ext_rege;Re_ext_rege;alpha_ext_rege;Vel_ext_rege;f_ext_rege;rho_ext_rege)

"Cálculo de la Longitud del regenerador"
Q_int_rege = m_dot*(h[3]-h[2])
Call
longitud(R1_rege;R2_rege;R3_rege;alpha_ext_rege;K_cobre;alpha_int_rege;Q_int_rege;T[7];T[2];T[8];T[3];L_rege)

"Superficie transferencia"
A_int_transfe_rege = PI*L_rege*D_int_rege

"-----"

"!Cálculo de la pérdida de carga en el regenerador"
"Pérdida de carga SIMPLE - por fricción" "Darcy y Weissback"
"Interior"
Call
perdida_simple(f_int_rege;L_rege;Vel_int_rege;D_int_rege;rho_int_rege;DELTAP_int_rege)
```



```

"Exterior"
Call
perdida_simple(f_ext_rege;L_rege;Vel_ext_rege;D_ext_rege;rho_ext_rege:DELTAP_ext_rege
)

#####

"!Dimensionamiento del EVAPORADOR"
"Cálculo de los diámetros"
"interior"
Call
diametro_int(fluid$;Vel_int_evap_entrada;T[3];P[3];m_dot:D_int_evap;R1_evap;A_int_evap)
"exterior"
Call
diametro_ext('water';Vel_ext_evap_entrada;Tc[1];Pc[1];m_dot_c;R1_evap;Esp_evap:D_ext_ev
ap;R2_evap;R3_evap;A_ext_evap)

"-----"

"PRIMERA PARTE --- Simple"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_simple(fluid$;T[3];T[4];P[3];P[4];m_dot;D_int_evap;A_int_evap:Re_int_evap1;alpha_int_e
vap1;Vel_int_evap1;f_int_evap1;rho_int_evap1)

Call
coef_simple('water';Tc[4];Tc[3];Pc[4];Pc[3];m_dot_c;D_ext_evap;A_ext_evap:Re_ext_evap1;al
pha_ext_evap1;Vel_ext_evap1;f_ext_evap1;rho_ext_evap1)

"Cálculo de la longitud de la primera parte del evaporador"
Q_int_evap1 = m_dot*(h[4]-h[3])
Call
longitud(R1_evap;R2_evap;R3_evap;alpha_ext_evap1;K_cobre;alpha_int_evap1;Q_int_evap1
;Tc[3];T[3];Tc[4];T[4];L_evap1)

"SEGUNDA PARTE --- Bifase"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_evap(fluid$;T[4];T[5];P[4];P[5];h[4];h[5];m_dot;D_int_evap;A_int_evap;L_evap2;mu_int_ev
ap2;Q_int_evap2;alpha_TPint_evap)

Call
coef_simple('water';Tc[3];Tc[2];Pc[3];Pc[2];m_dot_c;D_ext_evap;A_ext_evap:Re_ext_evap2;al
pha_ext_evap2;Vel_ext_evap2;f_ext_evap2;rho_ext_evap2)

"Cálculo de la longitud de la segunda parte del evaporador"
Call
longitud(R1_evap;R2_evap;R3_evap;alpha_ext_evap2;K_cobre;alpha_TPint_evap;Q_int_evap
2;Tc[2];T[4];Tc[3];T[5];L_evap2)

"TERCERA PARTE --- Simple"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_simple(fluid$;T[5];T[6];P[5];P[6];m_dot;D_int_evap;A_int_evap:Re_int_evap3;alpha_int_e
vap3;Vel_int_evap3;f_int_evap3;rho_int_evap3)

```

```

Call
coef_simple('water';Tc[2];Tc[1];Pc[2];Pc[1];m_dot_c;D_ext_evap;A_ext_evap;Re_ext_evap3;alpha_ext_evap3;Vel_ext_evap3;f_ext_evap3;rho_ext_evap3)

"Cálculo de la longitud de la tercera parte del evaporador"
Q_int_evap3 = m_dot*(h[6]-h[5])
Call
longitud(R1_evap;R2_evap;R3_evap;alpha_ext_evap3;K_cobre;alpha_int_evap3;Q_int_evap3;Tc[1];T[5];Tc[2];T[6];L_evap3)

"TOTAL"
"Cálculo de la longitud total de todo el evaporador y de su superficie de transferencia de calor"
"Longitud"
L_evap = L_evap1+L_evap2+L_evap3
"Superficie transferencia"
A_int_transfe_evap = PI*L_evap*D_int_evap

"-----"
"!Pérdida de carga EVAPORACIÓN"
"PRIMERA PARTE --- Simple" "Darcy y Weissback"
"Interior"
Call
perdida_simple(f_int_evap1;L_evap1;Vel_int_evap1;D_int_evap;rho_int_evap1:DELTAP_int_evap1)
"Exterior"
Call
perdida_simple(f_ext_evap1;L_evap1;Vel_ext_evap1;D_ext_evap;rho_ext_evap1:DELTAP_ext_evap1)

"SEGUNDA PARTE --- Bifase"
"Interior" "Bifase"
Call
perdida_tp(fluid$;mu_int_evap2;L_evap2;D_int_evap;T[4];T[5];rho[4];rho[5];m_dot;A_int_evap:DELTAP_int_evap2;f_int_evap2)
"Exterior" "Simple --- Darcy y Weissback"
Call
perdida_simple(f_ext_evap2;L_evap2;Vel_ext_evap2;D_ext_evap;rho_ext_evap2:DELTAP_ext_evap2)

"TERCERA PARTE --- Simple" "Darcy y Weissback"
"Interior"
Call
perdida_simple(f_int_evap3;L_evap3;Vel_int_evap3;D_int_evap;rho_int_evap3:DELTAP_int_evap3)
"Exterior"
Call
perdida_simple(f_ext_evap3;L_evap3;Vel_ext_evap3;D_ext_evap;rho_ext_evap3:DELTAP_ext_evap3)

"TOTAL"
"Cálculo de la pérdida de carga producida en el evaporador"
DELTAP_int_evap = DELTAP_int_evap1 +DELTAP_int_evap2 + DELTAP_int_evap3
DELTAP_ext_evap = DELTAP_ext_evap1 + DELTAP_ext_evap2 + DELTAP_ext_evap3

"#####"

```

```

"!Dimensionamiento del CONDENSADOR"
"Cálculo de los diámetros"
"interior"
Call
diámetro_int(fluid$;Vel_int_cond_entrada;T[8];P[8];m_dot:D_int_cond;R1_cond;A_int_cond)
"exterior"
Call
diámetro_ext('water';Vel_ext_cond_entrada;Tf[1];Pf[1];m_dot_f;R1_cond;Esp_cond:D_ext_con
d;R2_cond;R3_cond;A_ext_cond)

"-----"
"PRIMERA PARTE --- Simple"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_simple(fluid$;T[9];T[8];P[9];P[8];m_dot;D_int_cond;A_int_cond:Re_int_cond1;alpha_int_c
ond1;Vel_int_cond1;f_int_cond1;rho_int_cond1)

Call
coef_simple('water';Tf[3];Tf[4];Pf[3];Pf[4];m_dot_f;D_ext_cond;A_ext_cond:Re_ext_cond1;alph
a_ext_cond1;Vel_ext_cond1;f_ext_cond1;rho_ext_cond1)

"Cálculo de L"

$$Q_{int\_cond1} = m_{dot} \cdot (h[8] - h[9])$$

Call
longitud(R1_cond;R2_cond;R3_cond;alpha_ext_cond1;K_cobre;alpha_int_cond1;Q_int_cond1
;T[8];Tf[3];T[9];Tf[4];L_cond1)

"SEGUNDA PARTE --- Bifase"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_cond(fluid$;T[10];T[9];P[10];P[9];D_int_cond;A_int_cond;m_dot:mu_int_cond2;alpha_intT
P_cond2)

Call
coef_simple('water';Tf[2];Tf[3];Pf[2];Pf[3];m_dot_f;D_ext_cond;A_ext_cond:Re_ext_cond2;alph
a_ext_cond2;Vel_ext_cond2;f_ext_cond2;rho_ext_cond2)

"Cálculo de L"

$$Q_{int\_cond2} = m_{dot} \cdot (h[9] - h[10])$$

Call
longitud(R1_cond;R2_cond;R3_cond;alpha_ext_cond2;K_cobre;alpha_intTP_cond2;Q_int_con
d2;T[9];Tf[2];T[10];Tf[3];L_cond2)

"TERCERA PARTE --- Simple"
"Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor"
Call
coef_simple(fluid$;T[1];T[10];P[1];P[10];m_dot;D_int_cond;A_int_cond:Re_int_cond3;alpha_int
_cond3;Vel_int_cond3;f_int_cond3;rho_int_cond3)

Call
coef_simple('water';Tf[1];Tf[2];Pf[1];Pf[2];m_dot_f;D_ext_cond;A_ext_cond:Re_ext_cond3;alph
a_ext_cond3;Vel_ext_cond3;f_ext_cond3;rho_ext_cond3)

"Cálculo de L"

$$Q_{int\_cond3} = m_{dot} \cdot (h[10] - h[1])$$

Call
longitud(R1_cond;R2_cond;R3_cond;alpha_ext_cond3;K_cobre;alpha_int_cond3;Q_int_cond3
;T[10];Tf[1];T[1];Tf[2];L_cond3)

```

ANEXOS

```

"TOTAL"
"Cálculo de la longitud total de todo el condensador y de su superficie de transferencia de calor"
"Longitud"
L_cond = L_cond1+L_cond2+L_cond3
"Superficie transferencia"
A_int_transfe_cond = PI*L_cond*D_int_cond
"-----"
"Pérdida de carga CONDENSACIÓN"
"PRIMERA PARTE --- Simple" "Darcy y Weissback"
"Interior"
Call
perdida_simple(f_int_cond1;L_cond1;Vel_int_cond1;D_int_cond;rho_int_cond1:DELTAP_int_c
ond1)
"Exterior"
Call
perdida_simple(f_ext_cond1;L_cond1;Vel_ext_cond1;D_ext_cond;rho_ext_cond1:DELTAP_ex
t_cond1)

"SEGUNDA PARTE --- Bifase"
"Interior" "Bifase"
Call
perdida_tp(fluid$;mu_int_cond2;L_cond2;D_int_cond;T[9];T[10];rho[9];rho[10];m_dot;A_int_con
d:DELTAP_int_cond2;f_int_cond2)
"Exterior" "Simple --- Darcy y Weissback"
Call
perdida_simple(f_ext_cond2;L_cond2;Vel_ext_cond2;D_ext_cond;rho_ext_cond2:DELTAP_ex
t_cond2)

"TERCERA PARTE --- Simple" "Darcy y Weissback"
"Interior"
Call
perdida_simple(f_int_cond3;L_cond3;Vel_int_cond3;D_int_cond;rho_int_cond3:DELTAP_int_c
ond3)
"Exterior"
Call
perdida_simple(f_ext_cond3;L_cond3;Vel_ext_cond3;D_ext_cond;rho_ext_cond3:DELTAP_ex
t_cond3)

"TOTAL"
"Cálculo de la pérdida de carga producida en el evaporador"
DELTAP_int_cond = DELTAP_int_cond1 +DELTAP_int_cond2+DELTAP_int_cond3
DELTAP_ext_cond = DELTAP_ext_cond1 +DELTAP_ext_cond2+DELTAP_ext_cond3

"#####"
"!Velocidades a la salida de los intercambiadores"
"Regenerador"
"Interior"
rho_ext_rege_salida= propssi('D';'T';T[8];'P';P[8];fluid$)
A_ext_rege = (m_dot/rho_ext_rege_salida)/Vel_ext_rege_salida
"Exterior"
rho_int_rege_salida= propssi('D';'T';T[3];'P';P[3];fluid$)
A_int_rege = (m_dot/rho_int_rege_salida)/Vel_int_rege_salida

"Evaporador"
"Interior"
rho_int_evap_salida= propssi('D';'T';T[6];'P';P[6];fluid$)
A_int_evap = (m_dot/rho_int_evap_salida)/Vel_int_evap_salida
"Exterior"
rho_ext_evap_salida= propssi('D';'T';Tc[4];'P';Pc[4];'water')

```

ANEXOS

```
A_ext_evap = (m_dot_c/rho_ext_evap_salida)/Vel_ext_evap_salida
```

```
"Condensador"
```

```
"Interior"
```

```
rho_int_cond_salida= propssi('D';'T';T[1];'P';P[1];fluid$)
```

```
A_int_cond = (m_dot/rho_int_cond_salida)/Vel_int_cond_salida
```

```
"Exterior"
```

```
rho_ext_cond_salida= propssi('D';'T';Tf[4];'P';Pf[4];'water')
```

```
A_ext_cond = (m_dot_f/rho_ext_cond_salida)/Vel_ext_cond_salida
```

```
"#####"
```

```
"!Cálculos necesarios para comparar su desempeño"
```

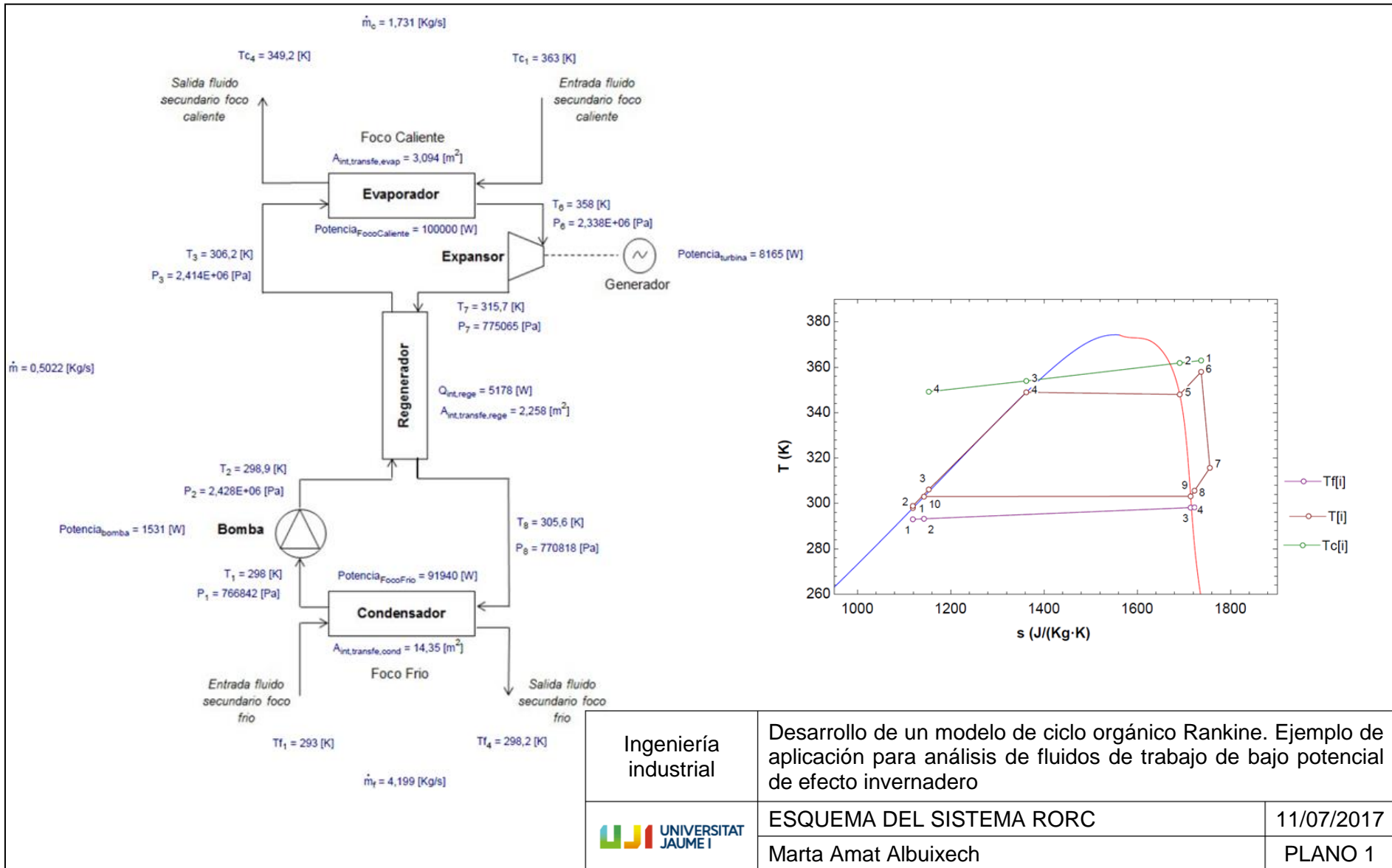
```
"Relación de volúmenes"
```


```
rv = rho[6]/rho[7]
```

```
"Caudal volumétrico"
```

```
V_dot = m_dot/rho[6]
```


V. PLANOS



| | | |
|--|---|-------------------|
| <p>Ingeniería industrial</p> | <p>Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero</p> | |
|  | <p>ESQUEMA DEL SISTEMA RORC</p> | <p>11/07/2017</p> |
| | <p>Marta Amat Albuixech</p> | <p>PLANO 1</p> |