

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería Química

Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos

Autor: Alberto Cerrada Galán

Tutor: Ángel Villanueva Perales

Dpto. Ingeniería Química y Ambiental
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería Química

Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos

Autor:

Alberto Cerrada Galán

Tutor:

Ángel Villanueva Perales

Dpto. Ingeniería Química y Ambiental
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

A mi familia

A mis maestros

A mis amigos

Resumen

En los últimos años, generar energía a partir de calor residual ha pasado a ser un elemento clave para aumentar la eficiencia en numerosas industrias. Debido a que existe un abastecimiento limitado de combustibles fósiles y una creciente preocupación por el efecto invernadero, surgen diversas investigaciones para guiar al sistema energético actual hacia una ruta más sostenible.

Una de las formas para aprovechar el calor que se arroja al ambiente es usando los ciclos orgánicos de Rankine, como se describirá en los siguientes apartados, se trata de una técnica que puede aplicarse sobre la energía de las corrientes con temperaturas medias y bajas (lo que representa más de un 50% del calor residual total en plantas de proceso [1])

Muchos estudios reflejan que según las temperaturas de las fuentes de calor, el rendimiento óptimo se alcanza con fluidos orgánicos de trabajo específicos operando a una presión determinada en la caldera. A causa de la multitud de fluidos orgánicos que pueden encontrarse en la industria, estos sistemas ORC gozan de gran aplicabilidad y están teniendo especial repercusión actualmente. [2]

Abstract

In recent years, generating energy from waste heat has become a key element in increasing efficiency in many industries. With limited supplies of fossil fuels and growing concerns about the greenhouse effect, research is emerging to guide the current energy system towards a more sustainable path.

One of the ways to harness the heat that is released into the environment is by using Rankine organic cycles, as described in the following sections, a technique that can be applied to the energy of medium and low temperature streams (representing more than 50% of the total waste heat in process plants [1])

Many studies show that, depending on the temperatures of the heat sources, optimum efficiency is achieved with specific organic working fluids operating at a given pressure in the boiler. Because of the multitude of organic fluids that can be found in the industry, these ORC systems have great applicability and are currently having a special impact. [2]

Índice

Resumen	III
Abstract	IV
Índice	V
Índice de Tablas	VII
Índice de Figuras	IX
1 OBJETIVOS Y ALCANCE	11
2 INTRODUCCIÓN	12
2.1. Aspectos preliminares	12
2.2. Ciclo de Rankine	13
2.2.1. Etapas Termodinámicas	14
2.2.2. Equipos	15
2.2.3. Parámetros de funcionamiento	16
2.2.4. Variables de diseño para la mejora de la eficiencia	16
2.3. Ciclo Orgánico de Rankine	19
2.3.1. Comparación con el ciclo de vapor de agua	19
2.3.2. Tipos de Fluidos Orgánicos	21
2.3.3. Criterios de selección de los fluidos orgánicos de trabajo	22
2.3.4. Configuraciones ORCs para el diseño de plantas	23
2.3.5. Aplicaciones de los Sistemas ORCs	26
3 MEMORIA DESCRIPTIVA	27
3.1. Procedimiento	27
3.2. Caso inicial	28
3.2.1. Calor aprovechable en refinerías	28
3.2.2. Ubicación y capacidad de la planta	29
3.2.3. Descripción del proceso bajo estudio	30
3.3. Caso ORC	32
3.3.1. Sistema ORC ideal integrado en refinería	32
3.3.2. Sistema ORC regenerativo integrado en refinería	33
3.3.3. Fluidos de trabajo considerados	34
4 MEMORIA DE CÁLCULO	35
Modelo Termodinámico	35
4.1. 35	
4.1.1. Consideraciones/Simplificaciones tenidas en cuenta	35
4.1.2. Ecuaciones de Balance	41
4.2. Modelo Económico	43
4.2.1. Dimensionamiento	43
4.2.2. Cálculo de Costes	44
4.2.3. Evaluación Económica	45
4.3. Procedimiento de resolución de modelos	47
5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	49
5.1. Caso inicial	49
5.2. Caso ORC ideal	50
5.3. Caso ORC regenerativo	52
5.4. Comparación y Discusión	55
5.4.1. Viabilidad Económica	55
5.4.2. Viabilidad Técnica	56
Conclusiones	57
5.5. 57	
6 Bibliografía	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Lista de fluidos orgánicos y sus propiedades.	21
Tabla 2. Consumos y emisiones de la planta.	29
Tabla 3. Caracterización corriente de queroseno.	30
Tabla 4. Curva Temperatura-Entalpía corriente de queroseno.	31
Tabla 5. Fluidos de trabajo seleccionados para el caso ORC ideal.	34
Tabla 6. Conteo de las variables del caso inicial.	36
Tabla 7. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso inicial.	36
Tabla 8. Conteo de las variables del caso ORC ideal.	37
Tabla 9. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso ORC ideal.	37
Tabla 10. Conteo de las variables del caso ORC regenerativo.	39
Tabla 11. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso ORC regenerativo.	39
Tabla 12. Valores seleccionados para los coeficientes de transferencia.	43
Tabla 13. Valores tabulados por el Grupo de Tecnología Química DIQUIMA en 2006.	44
Tabla 14. Resultados del modelo termodinámico en el caso inicial.	49
Tabla 15. Resultados del modelo económico en el caso inicial.	49
Tabla 16. Resumen de resultados obtenidos para la selección del fluido de trabajo.	51
Tabla 17. Resultados del modelo termodinámico en el caso ORC regenerativo.	52
Tabla 18. Resultados del dimensionamiento en el caso ORC regenerativo .	53
Tabla 19. Resultados de los costes iniciales de los equipos.	53
Tabla 20. Evolución de los flujos de caja del ORC regenerativo.	54
Tabla 21. Parámetros y resultados de evaluación económica.	54

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema básico de una central térmica de vapor.	13
Figura 2. Diagrama temperatura-entropía del ciclo Rankine de vapor de agua.	14
Figura 3. Efecto de la variación de presión en la caldera y condensador.	16
Figura 4. Esquema y diagrama T-s del ciclo de Rankine con sistema de recalentamiento.	17
Figura 5. Esquema y diagrama T-s del ciclo de Rankine con precalentamiento regenerativo.	18
Figura 6. Diagramas T-s con foco caliente a 200°C para agua, benceno y MDM.	19
Figura 7. Rendimientos con fuente caliente a 250°C y fluidos reales e ideales, con y sin recalentamiento.	20
Figura 8. Curvas T-s para fluidos orgánicos (a) húmedos, (b) isentrópicos y (c) secos.	21
Figura 9. Esquema del ciclo orgánico de Rankine a una presión.	23
Figura 10. Diagrama T-s de ORC subcrítico con pentano.	23
Figura 11. Diagrama T-s de ORC supercrítico con R134a.	24
Figura 12. Primera opción de un ORC a varias presiones.	24
Figura 13. Segunda opción de un ORC a varias presiones.	25
Figura 14. Tercera opción de un ORC a varias presiones.	25
Figura 15. Vista aérea refinería Marsden Point.	29
Figura 16. PFD caso inicial.	30
Figura 17. Ensayo ASTM.	31
Figura 18. PFD caso ORC ideal.	32
Figura 19. PFD caso ORC regenerativo.	33
Figura 20. Curvas de saturación de los fluidos de trabajo seleccionados.	34
Figura 21. PSD caso inicial.	36
Figura 22. PSD caso ORC ideal.	38
Figura 23. PSD caso ORC regenerativo.	40
Figura 24. Esquema de un intercambiador de calor	41
Figura 25. Esquema de una máquina impulsión.	42
Figura 26. Diagrama de flujo del procedimiento de resolución de los modelos.	48
Figura 27. Diagrama T-s del caso ORC ideal con pentano.	50
Figura 28. Diagrama T-s de los casos ORC ideales con hidrocarburos isobutano y butano.	50
Figura 29. Diagrama T-s de los casos ORC ideales con refrigerantes R134a y R245fa.	51
Figura 30. Representación de los flujos de caja finales respecto iniciales.	55
Figura 31. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – SIC.	55
Figura 32. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – Payback.	56
Figura 33. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – Potencia generada.	56

1 OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo de este proyecto se centra en el análisis de un sistema de recuperación de calor residual. En primer lugar, una introducción a la técnica propuesta servirá para conocer sus garantías y limitaciones. Seguidamente, se seleccionará una aplicación que proporcione un grado de eficiencia interesante y acorde al Ciclo Orgánico de Rankine u ORC (Organic Rankine Cycle). Por último, se estudiarán posibles integraciones al proceso original que permitan comparar ambos casos y obtener conclusiones útiles para el futuro.

En el siguiente documento se detalla una aplicación de los ORC en la que se aprovecha el enfriamiento de una corriente de queroseno procedente de la columna de destilación atmosférica en una refinería para generar 250 kWe de potencia. Así, el alcance de este proyecto comprenderá:

- Descripción inicial de los ciclos de Rankine y comparación entre sus distintas opciones, justificando por qué los sistemas ORC son los más ventajosos al usarlos como método de recuperación de calor a baja/media temperatura.
- Demostración de la existencia de calor residual en refinerías, exposición de la situación de partida y final con PFD correspondientes, y selección de un conjunto de fluidos de trabajo.
- Consideración de simplificaciones necesarias para realizar un modelo de resolución de ambos casos sin alejarse demasiado de la realidad. Análisis de grados de libertad sobre los Process Simulation Diagram (PSD) respectivos, desarrollo general de las ecuaciones de balance de materia y energía, ecuaciones de transferencia y correlaciones de precios, así como los criterios considerados para evaluación económica.
- Resolución del modelo anterior para cada situación, selección del mejor fluido de trabajo entre los propuestos anteriormente, análisis incremental de los flujos de caja, discusión final sobre las condiciones de operación en los sistemas planteados.

2 INTRODUCCIÓN

2.1. Aspectos preliminares

La energía es un recurso importante para el desarrollo de países, de hecho, en cada etapa de la historia destaca la explotación de ciertos tipos de energía (el carbón en el siglo XIX, el petróleo en el XX). Hoy en día, las previsiones sostienen que el uso de combustibles fósiles seguirá en alza, al menos hasta 2040 [3], y nuestra sociedad sigue sin tener ninguna alternativa viable ante una demanda cada vez mayor.

Mientras la población continúa creciendo de forma exponencial, surgen diversas cuestiones sobre cómo gestionar estas fuentes de energía trazando una línea sostenible, la cual priorice una seguridad de abastecimiento, respeto con el medio ambiente, asequibilidad económica y aceptación por la sociedad. Esta diversificación no se encuentra actualmente en ninguna fuente de energía, debido a que los recursos existentes son escasos, hay desigualdades de distribución a nivel mundial, las economías de muchos países se ven condicionadas y terminan siendo el origen de conflictos internacionales.

El crudo y el carbón juntos representan el mayor porcentaje en producción energética mundial [4], son las fuentes más contaminantes, aunque al ser las más baratas son las que más contribuyen al crecimiento de un país. Por otro lado, la energía nuclear [5] y renovable [6] aún permanecen con poca relevancia en EEUU y China, sin embargo, en Europa el gas natural ha experimentado un aumento bastante atractivo [7], sobre todo su producción a partir del aprovechamiento de corrientes principales, como el gas de fracking o el biogás.

Las tecnologías que incluyen un ahorro en electricidad son interesantes desde el punto de vista sostenible, y aplicarlas a procesos de conversión de energía primaria a final las hacen más aún. Aumentar la eficacia de estas plantas de transformación, como refinerías, centrales térmicas o cogeneraciones, será una de las tareas clave que deberán llevar a cabo muchas industrias para seguir obteniendo gran cantidad de productos energéticos respecto a un bajo consumo, pero hay investigaciones con poco nivel de desarrollo.

La eficiencia con la que se llevan a cabo las transformaciones está limitada desde un punto de vista termodinámico. Así, el rendimiento de cualquier motor térmico y bomba de calor está limitado por el del ciclo de Carnot, que, aunque irrealizable, acota superiormente la eficiencia de un ciclo real que trabaje entre un foco caliente y un foco frío dados. Las máquinas poseen además irreversibilidades que reducen este rendimiento, algunas veces hasta tal grado que no resulta de interés. Sin embargo, la evolución de la tecnología posibilita mejoras en las capacidades de generación de potencia y flexibilidad de adecuación para distintos tipos de planta, consolidándose distintas simplificaciones de ciclos termodinámicos como el que se expone a continuación.

2.2. Ciclo de Rankine

Es uno de los ciclos de potencia más conocidos para convertir calor en trabajo, siendo las centrales térmicas de vapor una de sus principales aplicaciones industriales. La *Figura 1* muestra un esquema con los componentes de estas instalaciones de generación de potencia, las cuales integran como subsistema B un ciclo de Rankine. [8, p. 374]

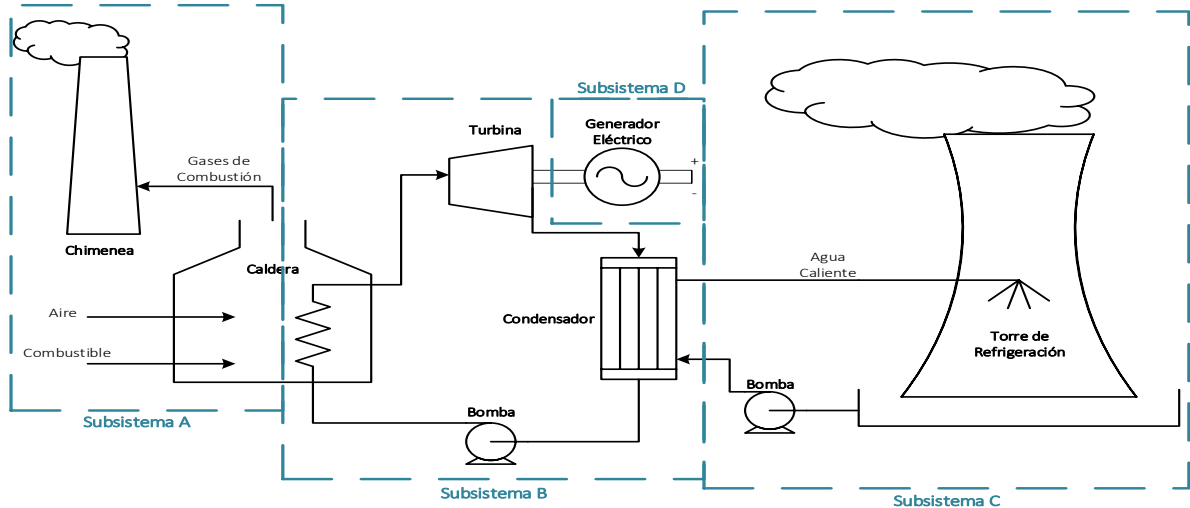


Figura 1. Esquema básico de una central térmica de vapor.

Para realizar un análisis termodinámico posterior, es necesario conocer el funcionamiento del resto de componentes. El subsistema A se considera como el foco caliente, debe suministrar la energía suficiente para vaporizar el agua que fluye por la caldera. Según en qué tipo de planta se esté pensando, esta fuente de energía puede originarse mediante combustión de algún fósil, reacción nuclear controlada, o recepción y concentración de la radiación solar. Por otro lado, el subsistema C constituye el foco frío, su función es captar el calor desprendido por el vapor que sale de la turbina al condensarse en el intercambiador siguiente. Suele llevarse a la práctica con un circuito de agua de refrigeración, el cual, impulsado por una bomba, introduce el agua fría desde la torre hasta el condensador, donde se calienta y termina cediendo el calor al ambiente. Por último, el subsistema D es el encargado de transformar a electricidad el trabajo generado en el ciclo de Rankine.

Carnot dedujo que el rendimiento máximo de cualquier ciclo de potencia, definido como el trabajo neto obtenido dividido entre el calor neto aportado al ciclo, depende de las temperaturas absolutas de los focos caliente y frío [8, p. 383]. Aplicando el segundo principio de la termodinámica y considerando las correspondientes simplificaciones para un proceso difícilmente realizable, llegó a la siguiente expresión para evaluar la eficacia de un ciclo:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{frío}}{T_{caliente}} \quad \text{Ecuación (1)}$$

Esta ecuación indica el porcentaje de trabajo aprovechado respecto al restante que refleja el desperdiciado. Si se evalúa para una máquina que opere con focos a 100 °C y 0 °C, como agua en vapor e hielo, respectivamente, se observa que la potencia útil es como máximo una cuarta parte en relación a las tres cuartas partes desaprovechadas. Frente a este bajo rendimiento, puede predecirse que al aumentar el incremento de temperaturas caliente-frío mejora la cantidad de trabajo que es posible invertir, pero la tercera ley de la termodinámica impide trabajar en el cero absoluto, siendo inalcanzable un valor de 100% en el rendimiento de Carnot.

Partiendo del esquema de proceso anterior, se centra la explicación en el sistema de ciclo de Rankine del subsistema B, el cual consigue rendimientos aseguibles gracias a que aprovecha el cambio de fase del fluido, agua en esta situación, para transportar grandes cantidades de energía. [9]

Como es ampliamente conocido, tanto las vaporizaciones como las condensaciones suceden a unas temperaturas constantes (si el fluido es puro) que están en función de una presión de saturación, por lo que el ciclo de Rankine permite operar con unas condiciones bastante flexibles, mejorando el rendimiento térmico al aumentar la presión en la caldera o bajar la del condensador.

En los siguientes apartados se van a detallar los aspectos fundamentales del ciclo de Rankine, empezando por las etapas que intervienen en el proceso, siguiendo por los equipos necesarios y finalizando con las técnicas básicas que el ciclo admite para mejorar su eficiencia.

2.2.1. Etapas Termodinámicas

La visión general de las cuatro etapas termodinámicas por las que debe pasar el fluido de trabajo se muestra en el diagrama temperatura-entropía de la *Figura 2*, donde se ha supuesto que no existen irreversibilidades, es decir, sin pérdidas de presión por rozamiento ni de calor por transferencia en la caldera ni en el condensador, la presión es constante por cada uno de los equipos de intercambio de calor y los equipos de impulsión trabajan de manera isentrópica.

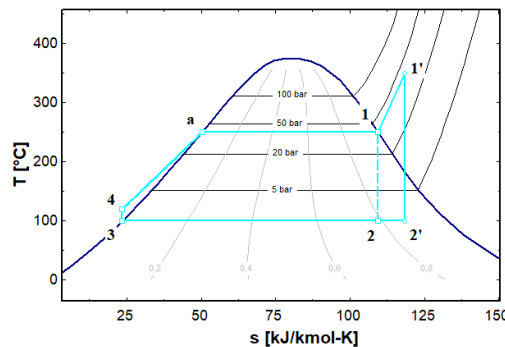


Figura 2. Diagrama temperatura-entropía del ciclo Rankine de vapor de agua.

- o **(1-2)**: Expansión isentrópica en la turbina con la disminución de la presión del fluido de trabajo hasta la del condensador, lo que genera la potencia W_t en la turbina. Esta etapa no es realizable en la práctica (línea discontinua) porque la humedad de la zona bifásica provocaría daños en el equipo, por lo que suele sobrecalentarse el vapor hasta $1'$ antes de turbinarlo. La línea vertical de la etapa ($1'-2'$) indica una expansión perfecta y el trabajo producido en la turbina sería el máximo.
- o **(2-3)**: Enfriamiento a presión constante en el condensador mediante la transferencia de calor, Q_s , desde el fluido de trabajo. La temperatura cambia de fase limitará a la temperatura del foco frío.
- o **(3-4)**: Compresión isentrópica en la bomba aumentando la presión del fluido de trabajo hasta la presión de operación en la caldera, con el consecuente consumo W_b de la bomba. Análogamente a la expansión, la potencia que consumirá la bomba será la mínima asumiendo que la entropía no varía en este proceso.
- o **(4-1)**: Generación de vapor a presión constante en la caldera gracias a la transferencia de calor, Q_e , hacia el fluido de trabajo. La temperatura media entre la entrada a la caldera, cambio de fase y salida de la caldera limitará a la temperatura de aporte de calor.

2.2.2. Equipos

Una de las ventajas que tiene considerar el ciclo Rankine ideal (sin irreversibilidades), aparte de la visión simplificada que ofrece, es que proporciona un límite superior en el rendimiento del ciclo, que sólo depende de las condiciones iniciales y finales fijadas en las etapas termodinámicas. A continuación, se define para el equipo de cada etapa del ciclo la ecuación de balance de energía, en función del caudal de fluido de trabajo que recorre el ciclo en estado estacionario, \dot{m} , y la variación de sus entalpías entre los i respectivos estados, h_i .

- **Turbina:** se encarga de producir electricidad gracias a que tiene acoplado un generador eléctrico en su eje, el cual empieza a girar cuando el vapor, introducido a alta temperatura y presión, sufre una expansión a entropía constante. En consecuencia, el incremento de volumen empuja las aspas selladas al eje y el mecanismo gira a gran velocidad, por lo que es importante evitar existencia de gotas líquidas que puedan perforar el material de los álabes. Se extrae una mezcla bifásica a la salida de la turbina y la expresión para el cálculo de su potencia, en función del rendimiento mecánico η_{mec} y eléctrico η_{elec} , es:

$$W_t = \eta_{mec} \cdot \eta_{elec} \cdot \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad \text{Ecuación (2)}$$

- **Condensador:** en él la mezcla líquido-vapor obtenida en la turbina se lleva a su estado de líquido saturado, proceso realizado a la presión de saturación de la mezcla, cediendo energía a un refrigerante, o incluso a una corriente de proceso, teniéndose un sistema de cogeneración (calor y energía eléctrica). El calor a retirar se calcula con el siguiente balance de energía en el intercambiador:

$$Q_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{Ecuación (3)}$$

- **Bomba:** es el elemento que permite al fluido de trabajo en estado de líquido saturado incrementar su presión, desde la de condensación hasta la de operación en la caldera, este proceso se considera isentrópico y consume la energía eléctrica que muestra la ecuación:

$$W_b = \frac{\dot{m}}{\eta_{mec} \cdot \eta_{elec}} \cdot (h_4 - h_3) \quad \text{Ecuación (4)}$$

- **Recuperador de calor:** aunque se ha introducido como una caldera en la que se quema combustible y se genera vapor, su función principal es aprovechar el aporte de energía de la fuente caliente (corriente a aprovechar). Este equipo suele estar compuesto de tres intercambiadores con el objetivo de llevar el agua líquida impulsada a un estado de elevada energía interna como el de un vapor sobrecalentado.

- **Pre calentador:** se da un calentamiento a presión constante donde el agua absorbe el calor de los gases de escape hasta su temperatura de líquido saturado.

- **Evaporador:** se da un cambio de fase a una temperatura de saturación constante, la cual corresponde con la presión de trabajo en la caldera. En el diagrama anterior, es la línea que va del punto "a" a 1.

- **Sobrecalentador:** se da otro calentamiento a presión constante para que el vapor saturado inicial acabe con mayor energía interna y sea más beneficiosa la eficiencia del ciclo. Es opcional y corresponde a 1'.

Al considerar un volumen de control global en el recuperador, se obtiene que la energía requerida para llevar el agua introducida hasta el estado 1 de vapor es:

$$Q_e = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{Ecuación (5)}$$

2.2.3. Parámetros de funcionamiento

Puede comprobarse con el diagrama anterior que la potencia generada en la expansión es mucho mayor que la requerida para la compresión (aunque se esté impulsando la misma masa de fluido, un gas siempre tiene aproximadamente mil veces más volumen que un líquido) siendo la diferencia la denominada potencia neta generada, W_{neta} . En base a esta última, se define el rendimiento térmico anteriormente citado, el cual indica la cantidad de energía transferida al fluido en la caldera capaz de convertirse en trabajo útil:

$$\eta_{termico} = \frac{W_{neta}}{Q_e} \quad \text{Ecuación (6)}$$

Aplicando el primer principio al fluido del ciclo, se obtiene la siguiente relación:

$$Q_e + W_b = Q_c + W_t \quad \text{Ecuación (7)}$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación de rendimiento térmico anterior y realizando las simplificaciones correspondientes, este puede expresarse como sigue: [8, p. 385]

$$\eta_{termico} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Esta ecuación señala que el rendimiento térmico será mayor conforme más pequeño sea el cociente de entalpías, es decir, cuánto más pequeña sea la diferencia de entalpías entre los estados 2 y 3 respecto a la diferencia de entre los estados 1 y 4.

2.2.4. Variables de diseño para la mejora de la eficiencia

En base a la expresión (8), es posible predecir el efecto de las variables de diseño sobre la eficiencia del Ciclo de Rankine, como se discute a continuación:

- Variación de la presión en la caldera y condensador

En el diagrama de la izquierda de la *Figura 3*, se observa que al aumentar la presión en la caldera produce un vapor más pesado, energéticamente hablando, debido a que su entalpía se incrementa en el estado 1, por lo que la diferencia de entalpías entre 1 y 4 se hace más alta, disminuyendo el cociente de entalpías anterior y aumentando el rendimiento térmico del ciclo. Por otro lado, el diagrama de la derecha justifica que disminuir la presión en el condensador también es otra acción favorable, de esta forma desciende la temperatura media a la que se retira el calor y el salto de entalpías entre 2 y 3, resultando mayor rendimiento térmico del ciclo.

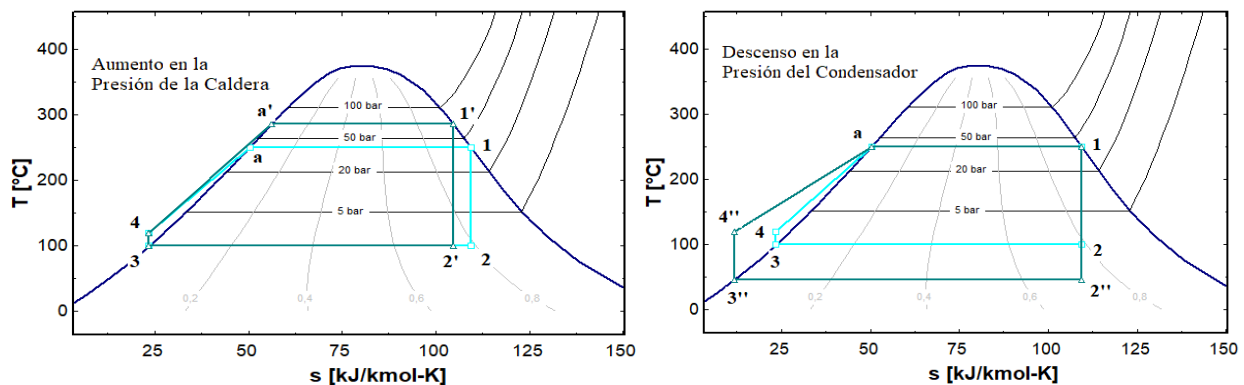


Figura 3. Efecto de la variación de presión en la caldera (izquierda) y condensador (derecha).

No obstante, altas variaciones en la presión de estos equipos pueden ser perjudiciales para el sistema. Al observar el estado 2 de los diagramas anteriores, el cual corresponde a una mezcla líquido-vapor, se deduce que conforme más se acerque a la línea de líquido saturado, menor será el título de vapor en dicha mezcla. Como se ha visto anteriormente, las gotas líquidas que erosionan el interior de la turbina provocan que su rendimiento disminuya y su coste de mantenimiento aumente, por lo que suele tenerse especial cuidado en no sobrepasar un 90% [8, p. 390] en el título de vapor de este estado.

Uno de los grandes fines de esta instalación es mantener la mínima presión a la salida de la turbina sin llegar a sobrepasar la de saturación correspondiente a la temperatura ambiente, así el condensador enviará agua líquida a la bomba a presión atmosférica y calor al ambiente.

• Sobrecalentamiento y recalentamiento

Para solventar los problemas anteriormente planteados sobre el deterioro de la turbina, se recurren a otras modificaciones que, además, dan libertad al ciclo Rankine para operar con presiones más favorables en la caldera y condensador. [8, p. 390]

Cuando la turbina no admita un vapor saturado a la entrada, puede sobrecalentarse para que esta produzca un trabajo extra al aprovechar la energía adicional que se le transfiere. Este método ya se ha nombrado anteriormente y se integra añadiendo un equipo que alcance estas condiciones, el sobrecalentador. El diagrama de partida de la *Figura 2* sirve para comprobar que el ciclo con los estados 1' y 2' es más beneficioso que el original, pues según el incremento en la distancia que los separa se obtendrá más energía, al mismo tiempo que se reduce el riesgo de erosión en la turbina al obtenerse el punto 2' muy cercano a la línea de vapor saturado. De hecho, con un grado de sobrecalentamiento suficiente puede extraerse un vapor que no salga de esta zona de recalentado.

Por otro lado, la siguiente modificación expuesta en la *Figura 4* es de las más comunes en las centrales térmicas de vapor. La diferencia con la anterior es que, integrando un recalentamiento sobre el vapor en la salida de la turbina (proceso 2-3), este puede volver a expandirse en otra etapa (proceso 3-4) hasta la presión del condensador. Esta configuración permite un rango de operación en las presiones de la caldera bastante amplio y contabilizar un trabajo adicional en la segunda etapa evitando grandes títulos de vapor en las turbinas.

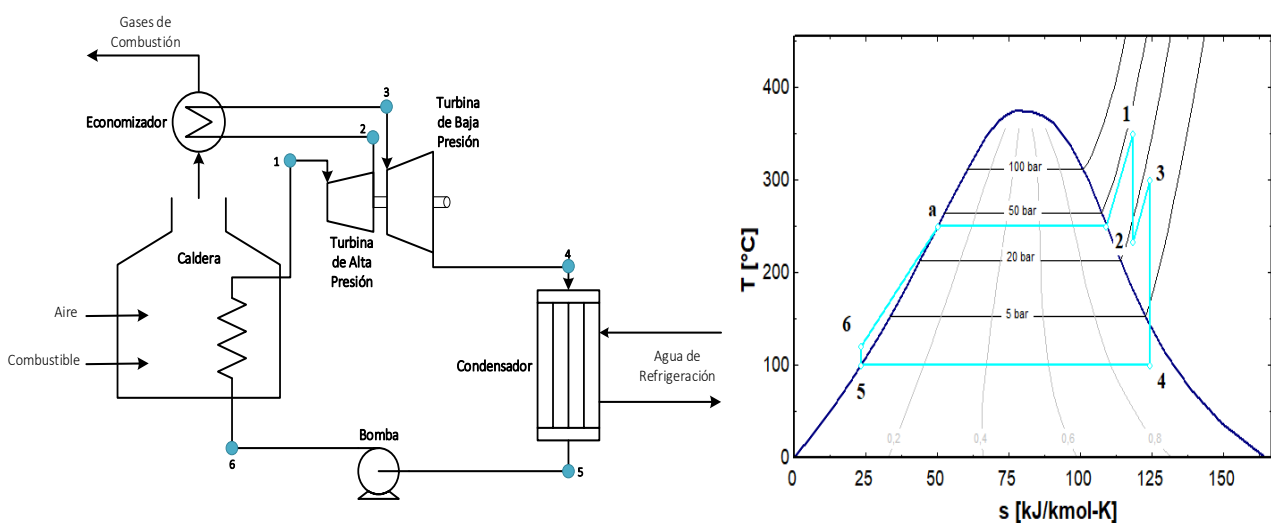


Figura 4. Esquema y diagrama T-s del ciclo de Rankine con sistema de recalentamiento.

Tales modificaciones sólo permiten alcanzar un rendimiento 35-40% como máximo con la ecuación del rendimiento térmico, esto es debido a la gran cantidad de energía que debe suministrarse al sistema, en concreto en la caldera. El diagrama refleja este efecto con la gran amplitud existente entre los estados 6 y "a", dicha separación puede disminuirse gracias a la siguiente mejora.

• Precaentamiento regenerativo

Por último, es posible recuperar grandes cantidades de calor al integrar dentro del sistema anterior un intercambiador entre la bomba y la caldera. Este equipo precalienta el agua a una temperatura cercana a la de saturación utilizando como medio caloportador el vapor expandido en la primera etapa de la turbina.

Aunque es evidente el descenso en la producción de energía que sufren los expansores, debido a que la segunda etapa es atravesada por menos caudal de vapor, esta técnica suele llevarse a la práctica en instalaciones de vapor por dos importantes razones:

- Disminuye la cantidad de combustible requerido en la caldera, pues el agua introducida se encuentra cerca de vaporizar, esto incrementa la potencia útil del equipo favoreciendo al rendimiento del ciclo.
- Pueden manipularse las condiciones de operación de modo que sea compensada la pérdida de potencia producida según la reducción en el calor aportado.

El precaentamiento regenerativo del agua puede realizarse con un calentador dispuesto en circuito abierto o cerrado, suelen ser intercambiadores del tipo carcasa y tubos en los que el vapor se introduce en la carcasa, con alta temperatura procedente de la primera etapa de expansión, para que el calor de condensación se transfiera a los tubos por los cuales fluye el agua desde la bomba a la caldera [8, p. 396]. Con el fluido de trabajo en circuito cerrado se recircula la fase vapor resultante al condensador gracias a una válvula de expansión, la cual drena condensado en esas condiciones y evitar el deterioro de tuberías por burbujas de gas. Este esquema se muestra en la *Figura 5*, donde γ es el caudal de vapor que consigue aumentar la eficacia del ciclo Rankine.

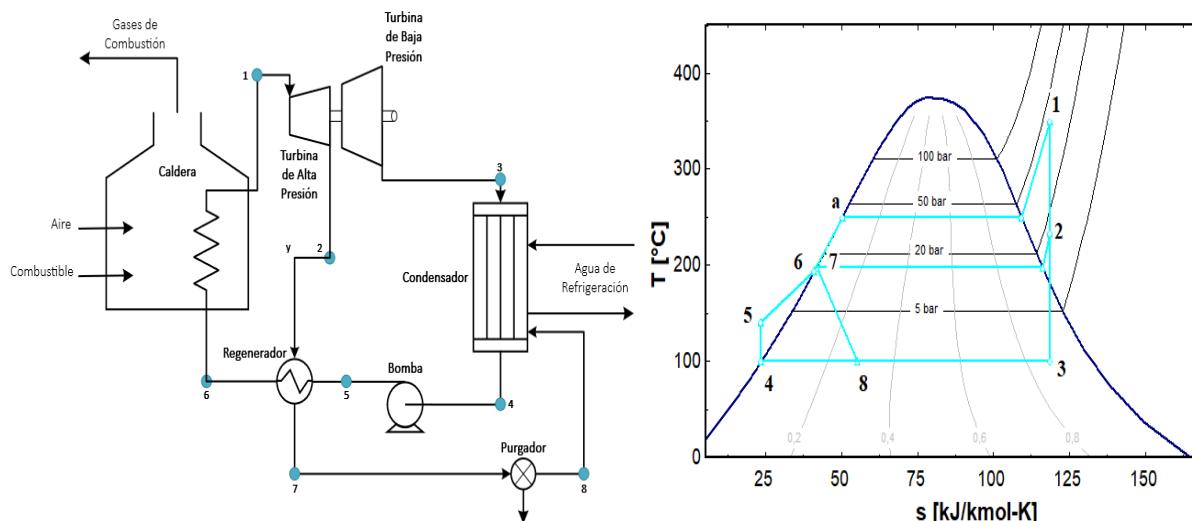


Figura 5. Esquema y diagrama T-s del ciclo de Rankine con precaentamiento regenerativo.

La regeneración es el método que más efecto tiene sobre la eficacia de Carnot, en las industrias suele optimizarse el número de precalentadores y las presiones de operación según el coste económico. Sin embargo, hay otras variables que no se tienen en cuenta como las propiedades de fluido de trabajo.

El agua suele ser la sustancia favorita cuando se desean producir grandes cantidades de energía, debido a su elevado calor latente solo a presiones cercanas a la atmosférica. Para lograr operar con presiones relativamente bajas, surgen ciclos subcríticos que requieren enormes costes de tuberías y equipos capaces de soportar estas depresiones. Por lo que, en procesos dónde las condiciones de las fuentes estén limitadas, utilizar un ciclo con vapor de agua no será la solución técnica ni económica más viable y deberán seleccionarse otro tipo de fluidos, generalmente de naturaleza orgánica.

2.3. Ciclo Orgánico de Rankine

2.3.1. Comparación con el ciclo de vapor de agua

A continuación, se justificará con ejemplos por qué el agua no es el mejor fluido de trabajo para los ciclos de Rankine que demandan potencias bajas o medias, a pesar de ser el adecuado a gran escala y cuando se habla de altas temperaturas, por encima de 450-500 °C, como se ha visto en el apartado anterior en términos de eficiencia y posibles modificaciones.

En primer lugar, una herramienta útil como los diagramas temperatura-entropía nos permiten visualizar las condiciones de entrada y salida del fluido a los equipos de proceso para deducir futuros comportamientos. La *Figura 6* recoge las curvas de saturación de tres fluidos de trabajo (con pesos molares en aumento) para un ciclo ideal de Rankine, cuyo foco caliente está a 200 °C.

- **Agua:** la molécula más simple llevará a cabo su expansión en la zona bifásica, se obtendría un bajo rendimiento y ocasionaría problemas en las aspas de la turbina.
- **Benceno:** es un hidrocarburo aromático con 78,1 g/mol de masa molar. El principal efecto de su estructura es que su proceso de expansión se daría en la región sobrecalentada y el vapor terminaría a una temperatura cercana a la de condensación tras salir de la turbina, siendo liberada la mayor parte de la energía en estas condiciones de cambio de fase.
- **MDM:** octametiltrisiloxano es una sustancia bastante compacta cuyo peso molecular es de 236,5 g/mol. Su curva T-s se ve claramente alterada, pues al aumentar el número de moléculas, el incremento en la vibración de sus átomos favorece la capacidad para transferir calor a nivel molecular. Una consecuencia es la gran etapa de precalentamiento que aparecería respecto a la de evaporación, lo que se traduce en una cantidad insignificante de generación de potencia en la turbina y posterior extracción de calor a distintas temperaturas.

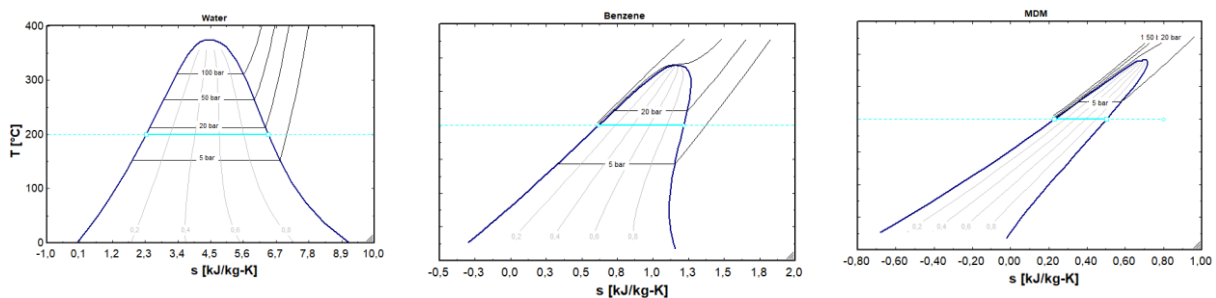


Figura 6. Diagramas T-s con foco caliente a 200 °C para agua, benceno y MDM.

En términos de eficiencia, el agua es el mejor candidato a primera vista, pues se observa un proceso de precalentamiento menor (para la misma fuente fría), lo que significa que debe aportarse menos cantidad de calor para llevar a esta sustancia al estado saturado antes de cambiar de fase a temperatura constante.

Sin embargo, al considerarse algunas irreversibilidades como las pérdidas de presión en los equipos o de calor al ambiente en cada proceso, las experiencias muestran que los rendimientos obtenidos no se distancian tanto, sobre todo entre el benceno y agua (25% y 30%) [10, p. 13]. Este hecho puede observarse en la gráfica izquierda de la *Figura 7*, la cual recoge distintas eficiencias para los tres fluidos y con los focos calientes a 250 °C.

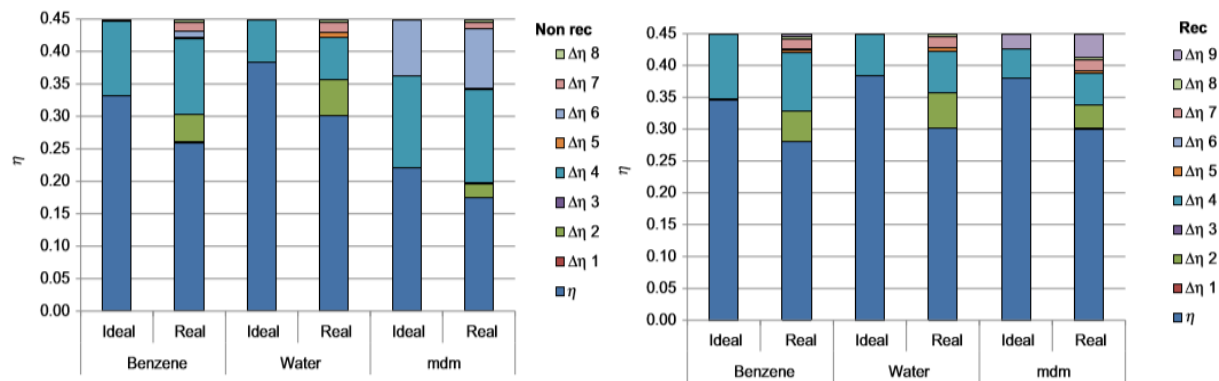


Figura 7. Rendimientos con fuente caliente a 250 °C y fluidos reales e ideales, con y sin recalentamiento. [10, p. 12]

Con la gráfica de la derecha es posible comprobar que el precalentamiento, visto en el apartado anterior, mejora la eficacia del ciclo en torno a un 15% para el caso del MDM, viéndose este efecto también en el benceno, pero en menor medida. Los rendimientos del agua se mantienen constantes debido a que no se ha considerado precalentamiento para una fuente de calor tan baja, ya que, para generar la misma potencia, ninguna turbina sería capaz de expandir a unas presiones tan pequeñas.

En base a esta última comparación, el caso más desfavorable es utilizar agua como fluido de trabajo, el cual obliga a suministrar mayor cantidad de combustible a la caldera que los otros fluidos más complejos, cuyas características hacen realizable el precalentamiento regenerativo visto en el apartado anterior.

Desde el punto de vista del deterioro de la turbina, el agua tampoco es una elección adecuada, consecuencia de que su curva temperatura-entropía no sufre el achatamiento observado en las otras sustancias. Como se mencionó en el principio del apartado, el incremento en la agitación de las moléculas hace que transfieran más energía total en forma de calor sensible, mientras que la temperatura se define como una medida de esta energía molecular media. Esto quiere decir que, para un mismo valor de temperatura, la sustancia más compacta tiene menor calor latente, definido como la cantidad de energía a extraer o aportar para cambiarla de fase. Así es posible cesar la coexistencia entre sus fases líquido y vapor sólo con tener condiciones ordinarias de presión y temperatura, disminuyendo de esta forma su punto crítico.

Comportamientos como tales pueden comprobarse en la *Figura 6* para el benceno y MDM, su curva de saturación muestra una pendiente positiva en la línea de vapor, la cual favorece al mantenimiento de la turbina al suceder la expansión únicamente en la región de vapor recalentado. Por lo que, también se puede afirmar que en los ciclos de Rankine de baja temperatura conviene evitar el uso del agua como fluido de trabajo para no tener que adquirir turbinas complejas y con alto coste de manutención.

En conclusión, a la hora de producir electricidad a partir de fuentes con baja/media temperatura es aconsejable un ciclo de Rankine con fluidos de alto peso molecular, generalmente de naturaleza orgánica. Las ventajas que otorgan los Ciclos Orgánicos de Rankine pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Adecuado para pequeñas escalas.
- Bajo coste de inversión y mantenimiento.
- Fácil mantenimiento y confiabilidad.
- Gran madurez por sus mejoras de eficiencia.

2.3.2. Tipos de Fluidos Orgánicos

Como se ha explicado anteriormente, estos compuestos poseen la característica de cambiar de fase por debajo de los 100 °C a 1 atm, otorgándoles ventajas claves sobre otros fluidos que necesitan mayor aporte energético para llevarlos al estado de vapor. Según la pendiente de la curva de vapor saturado a la presión de entrada a la turbina (Figura 8), un fluido de trabajo puede clasificarse en tres grupos:

- **Húmedos (a)**: la pendiente es negativa, por lo que forman gotas en la etapa de expansión, se trata de líquidos convencionales como el agua o amoníaco, y algunos orgánicos como el R134a.
- **Isentrópicos (b)**: la pendiente es infinita, no producen gotas debido a que la expansión en la turbina se da a una entropía que coincide siempre con la del estado de saturación.
- **Secos (c)**: la pendiente es positiva, son los idóneos ya que la expansión se da en condiciones de vapor recalentado, y además son los que menos calor latente requieren. Algunos ejemplos comunes son el isobutano y el pentano de la familia de los alcanos, o refrigerantes R245fa, R125.

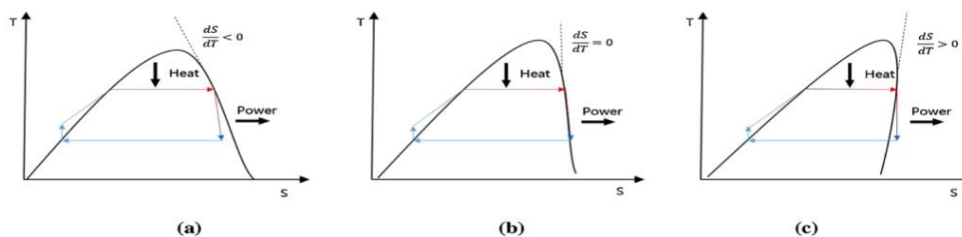


Figura 8. Curvas T-s para fluidos orgánicos (a) húmedos, (b) isentrópicos y (c) secos. [11]

Uno de los parámetros esenciales para el diseño de los ORCs es la temperatura crítica del fluido de trabajo, cuanto mayor relación se obtenga entre esta y la temperatura de la fuente de calor, mayor aprovechamiento de calor se logrará. Como se muestra en la Tabla 1, existen una amplia variedad de fluidos orgánicos que conceden a los sistemas ORCs bastante libertad para elegir el óptimo entre una serie de restricciones. Propiedades que deberán tenerse en cuenta en la selección son el peso molecular (PM_i), el punto crítico (T_c , P_c), rango de estabilidad térmica (T_{min} , T_{max}) o factores como la seguridad, inflamabilidad y toxicidad (0: Peligro nulo, 1: Peligro escaso, 2: Peligro moderado, 3: Peligro elevado, 4: Máximo peligro).

Nombre	PM_i (g/mol)	T_c (°C)	P_c (bar)	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	Seguridad	Inflamabilidad	Toxicidad
Butano	58,12	152	38	-138	301,9	1	4	0
Isobutano	58,12	135	36,3	-159	301,9	1	4	0
Pentano	72,15	197	33,7	-130	326,9	1	4	0
Ciclopentano	70,13	239	45,7	-93,4	326,9	1	3	0
Ciclohexano	84,16	280	40,8	6,32	426,9	1	3	0
1-Buteno	56,11	145	40,1	-141	276,9	1	4	0
2-metil-1-propeno	56,11	146	40,1	-185	251,9	1	4	0
Benceno	78,11	289	49,1	5,55	476,9	2	3	0
Metilbenceno	92,14	319	41,3	-95,2	426,9	2	3	0
Metanol	32,04	240	82,2	175,6	620	1	3	0
Acetona	58,08	235	47	178,5	550	1	3	0
R125	120,02	66	36,2	172,5	500	1	0	0
R143a	84,04	72,7	37,6	161,3	650	1	4	0
R134a	102,03	101	40,6	169,9	455	1	0	1
R245fa	134,05	154	36,5	171,1	440	2	1	0
R218	188,02	71,9	26,4	125,5	440	1	0	0
Perfluorobutano	238,03	113	23,2	189	500	1	0	0
MDM	236,53	291	14,2	187,2	673	1	3	1
Amoniaco	17,03	132	113	-77,7	426,9	3	1	0
Agua	18,02	374	221	0,01	1727	0	0	0

Tabla 1. Lista de fluidos orgánicos y sus propiedades. [10, p. 23]

2.3.3. Criterios de selección de los fluidos orgánicos de trabajo

A continuación, se recogen las pautas tenidas en cuenta por las industrias a la hora de escoger el compuesto adecuado para el proceso que se plantee llevar a cabo.

• Requisitos generales:

Normalmente se cuida que el fluido de trabajo sea: [10, p. 22]

- **Disponible a un coste razonable:** sobre todo en plantas de gran escala. Por ejemplo, las plantas geotérmicas suelen almacenar un gran inventario de fluidos que cumplen las características del proceso, los cuales conviene utilizar para reducir el coste de inversión de la instalación.
- **No inflamable:** los hidrocarburos no son recomendables ya que provocan complicaciones y costes extra.
- **No tóxicos:** no deben generar nubes gaseosas dañinas al ser inhaladas.
- **No corrosivo:** para evitar deterioros en tuberías y materiales de los equipos.
- **Respetuoso con el medio ambiente:** esta característica viene determinada mediante dos factores:
 - **Potencial de agotamiento de ozono (ODP):** porcentaje de partículas de ozono liberadas por la sustancia sobre la pérdida global debido a la liberación de la misma masa de ozono.
 - **Potencial de calentamiento global (GWP):** comparación de las cantidades de calor que son capaces de almacenar la masa de gas correspondiente y la misma masa de dióxido de carbono.

En la práctica, es muy difícil satisfacer cada una de las siguientes características. Durante un período se optó por los clorofluorocarburos o CFC, los cuales eran excelentes en la mayoría de los aspectos anteriores hasta que se descubrió su alto índice ODP [12]. Actualmente los favoritos son los hidrofluorocarburos o HFC, son los más usados a nivel mundial, sin embargo, las nuevas legislaciones demandan potenciales de calentamiento global cada vez más bajos y los fabricantes solucionan este problema renunciando a alguna característica.

• Requisitos específicos:

Además, para lograr un rendimiento adecuado en la instalación sus propiedades deberán ser acordes a las condiciones de operación como se muestra en los siguientes criterios: [10, p. 24]

- **Estabilidad térmica:** para no sufrir cambios en su estructura y composición química su temperatura máxima tendrá que superar a la máxima alcanzada en el ciclo, concretamente la del vapor vivo tras la caldera y antes de la turbina. Análogamente para su temperatura mínima a la que es estable, que se corresponde con la de condensación.
- **Punto crítico:** convienen altas temperaturas críticas para que el fluido tenga amplia coexistencia de fases, así la caldera podrá operar con mayores presiones, lo que se traduce en mayor eficiencia gracias mejores expansiones en la turbina.
- **Complejidad y peso molecular:** como se ha explicado en apartados anteriores, grandes masas moleculares achatan la curva de saturación del fluido abriendo paso a una zona de expansión en condiciones secas. Se resumen las causas que afectarían al funcionamiento y coste de inversión de la instalación en los siguientes puntos:
 - **Efectos positivos:** expansión en condiciones secas afectando a la vida útil de la turbina.
 - **Efectos negativos:** pequeñas caídas en la temperatura durante la expansión, esto afectará al tamaño del recuperador.

2.3.4. Configuraciones ORCs para el diseño de plantas

Es frecuente llevar a la práctica los ciclos orgánicos de Rankine siguiendo dos configuraciones principales, según si se opera con un nivel o con múltiples niveles de presión. En este apartado se muestran los diseños más comunes que pueden encontrarse dentro de estos grupos.

• Ciclos a única presión:

Son los que tienen el esquema de proceso más simple, pues requieren menos equipos, concretamente, una bomba, una caldera, una turbina y un condensador, los cuales se muestran en la *Figura 9*. El recuperador es opcional cuando sea necesario aumentar la eficiencia del ciclo o en caso pequeñas caídas de temperaturas en el proceso de expansión.

Su funcionamiento es similar al explicado en apartados previos, el fluido en estado de líquido saturado se bombea atravesando el recuperador de calor hasta la caldera, constituida por un economizador o precalentador, un evaporador y un sobrecalentador, este equipo será él que determine si el ciclo de trabajo se lleva a cabo con estados subcríticos o supercríticos. Una vez obtenido vapor sobrecalentado a una determinada presión se expande en la turbina y con el generador se transforma el trabajo mecánico a energía eléctrica, mientras que el vapor se lleva al recuperador para dejarlo a temperatura ambiente o a la del foco frío utilizado, por último, se introduce en el condensador y retorna como líquido saturado a la bomba.

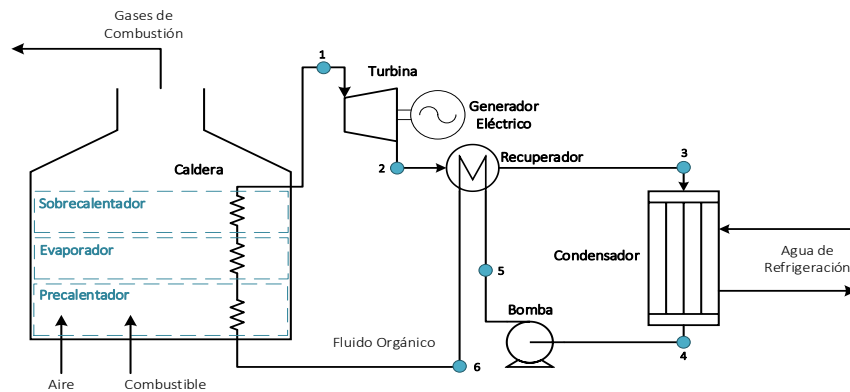


Figura 9. Esquema del ciclo orgánico de Rankine a una presión.

Por simplicidad y buenos rendimientos alcanzables, los ORC con un solo nivel de presión suelen ser la primera opción para la mayoría de sus aplicaciones, plantas geotérmicas o solares, sistemas de recuperación de calor residual o de combustión de biomasa [10, p. 77]. Para el mismo diseño de la figura es posible trabajar con dos condiciones de presión:

- o **Ciclos subcríticos:** cuando la presión máxima en la caldera no supera a la crítica del fluido orgánico, por lo que es el más común para plantas de gran tamaño con bajas temperaturas. Si la temperatura máxima de la fuente caliente es menor que la crítica del fluido, el sobrecalentamiento será innecesario, ya que se consigue el cambio de fase con poco aporte de calor y la expansión desde el estado de vapor saturado ya es favorable al darse en zona de recalentamiento, como se muestra en el diagrama.

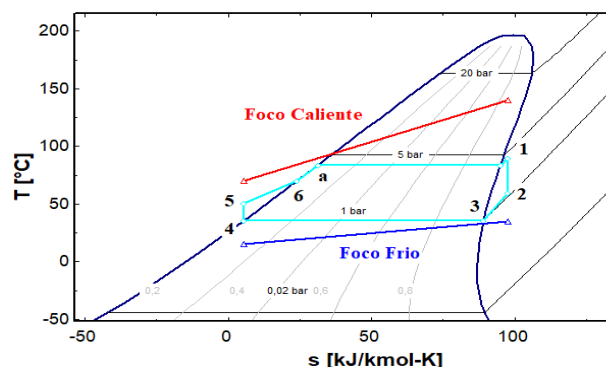


Figura 10. Diagrama T-s de ORC subcrítico con pentano.

Por ello, es preferible seleccionar fluidos con alta temperatura crítica en el diseño de estos sistemas. Solo en caso de que la fuente fría requiera una presión superior a la ambiental se utilizan fluidos orgánicos con baja temperatura crítica y sobrecalentamiento. [10, p. 77]

- **Ciclos supercríticos:** cuando la presión máxima en la caldera supera al a crítica del fluido orgánico, estos sistemas requieren costes de inversión mayores, como una bomba multietapa o un material de gran grosor que soporte presiones tan altas. Es recomendable usar una etapa de sobrecalentamiento ya que el cambio de fase no se produce a temperatura constante, haciendo el diseño más complejo al tener que ajustar la temperatura de la fuente caliente para minimizar la DTLM en la caldera y obtener mayor eficiencia que con ciclos subcríticos. [10, p. 80]

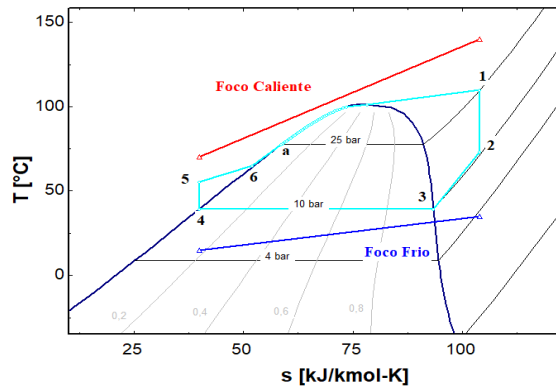


Figura 11. Diagrama T-s de ORC supercrítico con R134a.

• Ciclos a varias presiones

Solo se integran en instalaciones específicas en las que la eficacia del ciclo sea un factor bastante importante o cuando el valor de la fuente caliente que se pretende aprovechar supere al de estas plantas de ciclos de potencia. Por ejemplo, [10, p. 80] en depósitos utilizados para aprovechar el calor en el interior de la Tierra, los cuales implican grandes costes de explotación y perforación; o en instalaciones de recuperación de calor residual para industrias de cemento y acero.

Es claro que alcanzan mayor eficacia en comparación con los ciclos subcríticos de una presión, pues al tener funcionamiento similar que los supercríticos y operar a con dos presiones, el proceso de cambio de fase permite mayor grado de aproximación entre los perfiles de temperatura en la caldera. Esta característica resulta en un diseño más complejo y caro de la planta (dos turbinas, gran superficie de intercambio en la caldera...). Generalmente, estos ciclos pueden tener muchas configuraciones ya que combinan más equipos de proceso y etapas en las turbinas. A continuación, se analizan tres plantas distintas con sus correspondientes esquemas. [10, p. 81]

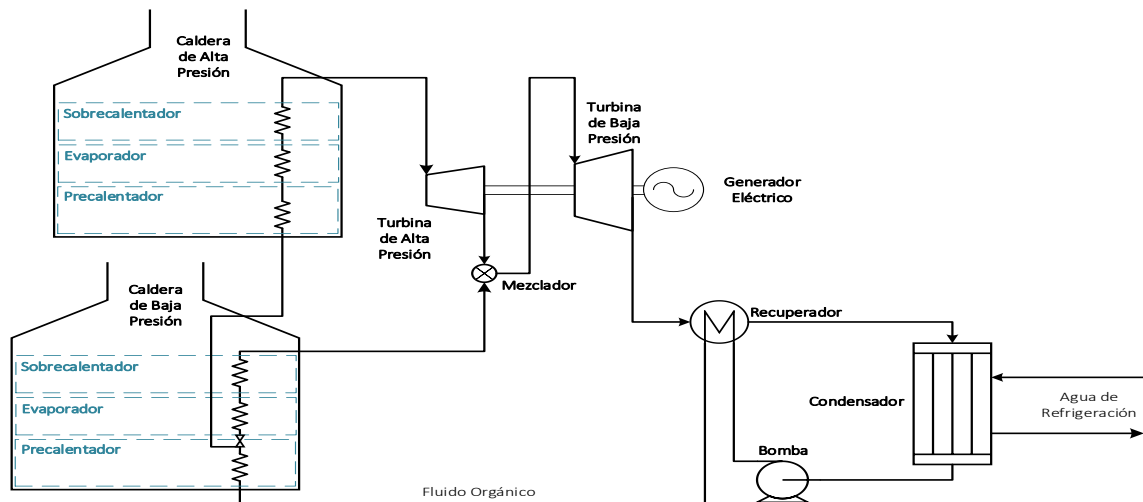


Figura 12. Primera opción de un ORC a varias presiones.

En la primera opción se ha dividido la corriente orgánica a la salida del primer economizador. Así, una parte se lleva a una válvula de expansión para evaporarla a baja presión, y la restante termina en otro economizador para alcanzar el punto de saturación a presión mayor. Es frecuente integrar un sobrecalentamiento en cada proceso de evaporación y disponer las turbinas en serie.

En la siguiente configuración se han utilizado dos bombas diferentes, una sirve para bombear el caudal total hasta el primer nivel de presión, mientras que la otra impulsa parte del caudal a la salida del primer economizador hasta el segundo nivel de presión. Ahora se utilizan más equipos que antes, aunque el control de la planta es más preciso. Otra diferencia es que las turbinas están dispuestas en paralelo y se mezclan sus corrientes de salida a la misma presión, por lo que es útil para grandes centrales eléctricas donde las máquinas tengan complicado operar con todo el caudal a una presión.

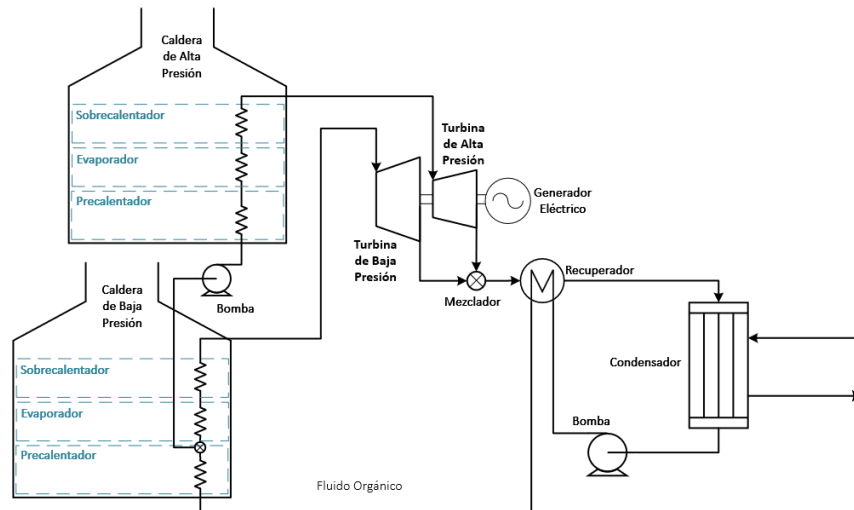


Figura 13. Segunda opción de un ORC a varias presiones.

El último sistema consta básicamente de dos ciclos ORC, por lo que pueden emplearse dos fluidos orgánicos o el mismo, dependiendo de si las temperaturas de evaporación se distancian mucho o poco. Las turbinas funcionan también en paralelo y están conectadas al mismo eje. Suele ser común estos sistemas en aplicaciones geotérmicas.

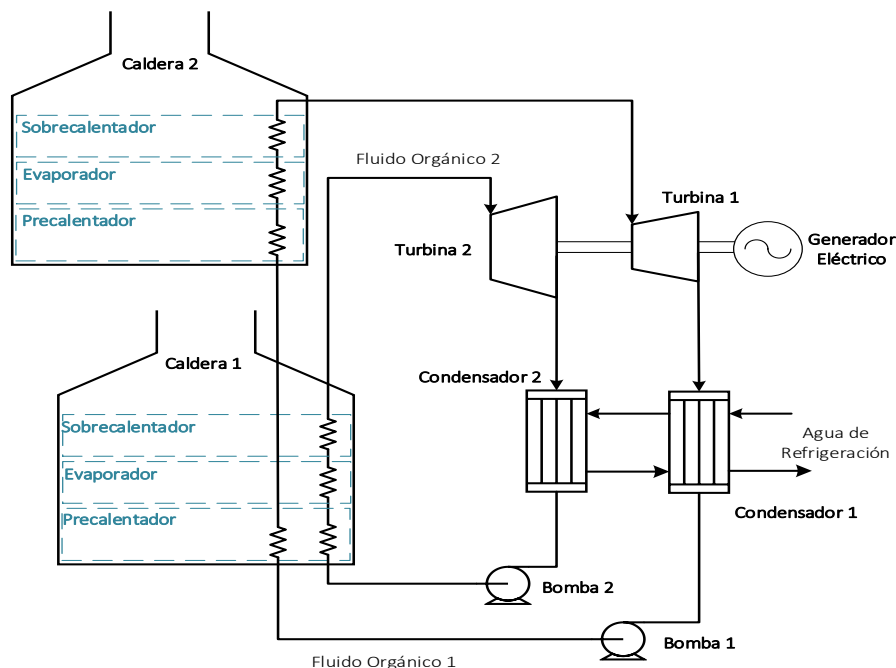


Figura 14. Tercera opción de un ORC a varias presiones.

2.3.5. Aplicaciones de los Sistemas ORCs

Se ha justificado por que los sistemas ORCs gozan de amplia gama de condiciones de trabajo gracias a la gran variedad de fluidos orgánicos y de configuraciones disponibles; en este apartado se clasifican según sus fuentes de calor, las aplicaciones más atractivas dentro del contexto sostenible:

- 1. Explotación de energía geotérmica:** es de los recursos renovables más interesante para la producción de energía eléctrica. Se basa en el aprovechamiento de una corriente de agua subterránea y confinada en condiciones de permeabilidad adecuadas. Sus temperaturas de operación típicas se encuentran entre 250-300 °C [10, p. 474] y siempre a alta presión para que el fluido, ahora denominado geotérmico, permanezca siempre en estado líquido. Obtienen grandes cantidades de trabajo y el complejo proceso de formación de los depósitos geotérmicos limitan las cantidades de estos recursos, por lo que suelen integrar en sus instalaciones ciclos supercríticos o ciclos a múltiples presiones.
- 2. Aprovechamiento de biomasa:** un ciclo de Rankine convencional de vapor que recupera el calor desprendido en la combustión de la biomasa. En plantas de pequeña escala son muy recomendables estos ORCs. Actualmente esta tecnología está presente en más de 300 plantas y son capaces de generar entre 500 kW y 2 MW. Habitualmente, esta energía va destinada al acondicionamiento de la misma biomasa o al suministro eléctrico de la propia planta, por lo que es sostenible desde el punto de vista de la desaparición de residuos. Los aceites de siliconas son los fluidos de trabajo adecuados para estas instalaciones, ya que permiten operar con temperaturas relativamente altas entre 80 °C y 120 °C. [10, p. 527]
- 3. Solar térmica o termosolar:** tradicionalmente, sus procesos utilizan reflectantes para favorecer la concentración de radiación solar y así producir calor a partir de la evaporación del agua. Con el desarrollo de las técnicas ORCs, ha sido posible implementar estos sistemas e incrementar las potencias de las plantas, cuyos valores alcanzan hasta 354 MW [10, p. 570], gracias a la gran diversidad de fluidos orgánicos aptos. Las grandes cantidades de energía producidas se invierten en alimentación de redes distribuidas o microrredes de islas para uso comunitario o industrial.
- 4. Recuperación de calor residual:** se trata de la aplicación más novedosa y la que más importancia tendrá durante los próximos años, debido a que se está considerando esencial ahorrar energía para contribuir al impacto ambiental y al abastecimiento de recursos. La temperatura del calor liberado al ambiente por los procesos industriales, comprendida frecuentemente entre 150 °C y 450 °C, es capaz de alimentar a muchos de los ORCs expuestos anteriormente. Esta tecnología se conoce como WHR (Waste Heat Recovery) y actualmente se están llevando a cabo excelentes aprovechamientos en redes de recompresión de tuberías, redes de intercambiadores, barcos de motores diésel y plantas petroquímicas, destacándose los procesos dónde más calor se descarga a la atmósfera a continuación. [10, p. 614]
 - **WHR en cementeras:** entre un 35-40% [10, p. 616] del calor total que utilizan estas plantas se pierde en corrientes de calor residual como los gases de combustión, los cuales son expulsados del precalcinador y hornos rotatorios a temperatura muy alta y tras adsorberse en sets de lechos fluidizados se arrojan al ambiente.
 - **WHR en el sector siderúrgico:** mientras que su consumo de energía representa aproximadamente un 15% del consumo total en China, sobre un 68% de esta es liberada como calor residual en corrientes como gases de combustión y vapores descargados de altos hornos o máquinas de sinterización. Debido a que requieren temperaturas medias y bajas, son comunes los ORCs a varias presiones para recuperar calor a 200-245 °C generando electricidad y a 90-150 °C para suministro de las plantas. [10, p. 617]
 - **WHR en refinerías:** por último, en los procesos de refinado de crudo petrolífero es muy frecuente someter a grandes enfriamientos los caudales de los cortes para controlar la temperatura de las columnas de destilación. En conjunto, la atmosférica y la de vacío, constituyen un 35-40% de la energía total consumida en las refinerías [13, p. 140], por lo que integrar un ORC que absorba el calor perdido de estos procesos sería útil para el ahorro energético, desarrollándose en los apartados siguientes.

3 MEMORIA DESCRIPTIVA

3.1. Procedimiento

A continuación, se describirá el planteamiento a seguir para incorporar un ciclo orgánico de Rankine de 250 kWe en la unidad de destilación de vacío de una refinería. [10, p. 619] [14]

1. Justificación del proyecto partiendo de la última aplicación descrita en los ORCs, se aportará información sobre refinerías convencionales y los procesos en los que se libera mayor cantidad de calor residual.
2. Selección del caso inicial señalando su ubicación, características de la planta y datos globales.
3. Explicación del funcionamiento actual de la unidad anterior junto a su PFD caracterizándose así la fuente de calor para el ciclo de Rankine y su modelo para el cálculo de sus propiedades.
4. Planteamiento de dos posibles situaciones finales (primero ORC ideal y después con el regenerativo) exponiendo los PFDs respectivos con los equipos necesarios, condiciones de operación y del foco frío para los ORCs.
5. Selección de un conjunto de fluidos orgánicos para posteriormente determinar el mejor en términos de eficiencia gracias la simulación del ORC ideal con cada uno. Este será el fluido de trabajo para el ORC regenerativo, del cual se obtendrá su viabilidad económica.
6. Estimación de las simplificaciones necesarias para la elaboración de los modelos termodinámicos correspondientes a partir del análisis de los grados de libertad sobre cada sistema planteado. Lo que servirá de base para poder formular las ecuaciones de balance y energía que resolverán los casos.
7. Estimación de las consideraciones necesarias para la elaboración del modelo económico del caso inicial y caso ORC regenerativo. Fijando los parámetros adecuados para las ecuaciones de transferencia y rendimientos mecánicos, correlaciones de equipos y costes unitarios de operación. También se expondrán los criterios que permitirán evaluar económicamente el proyecto.
8. Explicación de un procedimiento simplificado de resolución de los métodos anteriores para las tres situaciones, restricciones que se tendrán en cuenta y limitaciones para buena interpretación de resultados.
9. Discusión y comparación de los resultados obtenidos para las distintas situaciones, según el fluido de trabajo utilizado y las condiciones de operación.

3.2. Caso inicial

3.2.1. Calor aprovechable en refinerías

La industria de refino del petróleo es la encargada de transformar el crudo desde el estado de mezcla de hidrocarburos en el que se extrae hasta corrientes de productos petroquímicos para fabricación de plásticos y polímeros, o en su mayoría, para combustibles de transporte.

Para realizar esta tarea, integra multitud de unidades de proceso en un determinado orden, las cuales dependerán del sitio dónde se extraiga el crudo. Generalmente, el proceso global consta de tres fases:

- 1. Acondicionamiento de la materia prima:** una vez extraído, el crudo se decanta y homogeniza hasta obtener una emulsión con agua. Seguidamente, un proceso de muestreo valida que sea apto purificarlo en un desalador electrostático. Luego, los trenes post-desalado precientan el crudo hasta una temperatura cercana a la de alimentación a la columna atmosférica.
- 2. Separación de productos ligeros y pesados:** mediante destilación se obtienen cortes petrolíferos según la temperatura, la cual será representativa de la calidad del producto. Primero se lleva a cabo en condiciones atmosféricas, donde se produce nafta, queroseno, diésel atmosférico y el residuo atmosférico [15]. Este último se vuelve a destilar en condiciones de vacío para fabricación de productos combustibles o lubricantes.
- 3. Tratamiento de los productos:** para conseguir más cantidad de gasoil, debido a que algunos derivados del crudo no son adecuados para combustible. El gasoil ligero o nafta se procesa en la unidad de reformado catalítico y luego es posible obtener aromáticos y light-ends. El gasoil medio y pesado se lleva a unidades de hidrodesulfuración, FCC o hidrocracking; al residuo a vacío se le reduce la viscosidad para luego transformarlo en lubricantes y asfaltos.

Mantener estas unidades operando suponen grandes costes variables, siendo hasta un 60% el correspondiente al consumo de energía [13, p. 64], y que a su vez está constituido en buena parte por el calentamiento llevado a cabo en la torre de vacío. Este equipo opera a una presión menor que la atmosférica, la cual no debe superar la presión de vapor del residuo atmosférico para que se pueda destilar y no craquear los ligeros sobrantes, además, tienen un diámetro mayor debido a que tratan mayores caudales de vapor.

La presión en la torre de vacío se mantiene constante a un valor mínimo. La temperatura máxima se encuentra en el fondo y no debe superar los 415 °C (dependiendo del tipo de crudo), a la que se descomponen los asfaltenos formando coke (compuesto que dificulta la operación y reduce el tiempo entre paradas de mantenimiento, ya que se deposita en los tubos de los intercambiadores, del horno, válvulas automáticas...). Así, el rango de temperaturas con el que operan estas columnas comprende a las de una fuente de calor media-baja.

Para evitar que la temperatura sobrepase al máximo permitido y mejorar la separación de los cortes, se utilizan recintos o pumparounds [16], que consiste en enfriar el interior de la columna recirculando las extracciones a través de un aerorefrigerador. La transferencia al ambiente puede quedar limitada por meses de verano donde se alcanzan altas temperaturas, de esta forma no se lograría el vacío requerido, aumentaría el volumen de vapor y se inundaría la columna.

En consecuencia, resulta útil y beneficioso para el medio ambiente aprovechar este calor residual a media-baja temperatura como foco caliente para un ciclo orgánico de Rankine. Para caracterizar esta fuente de calor es necesario seleccionar las corrientes utilizadas en los pumparounds de la columna de vacío, en este caso, el queroseno pesado de la instalación que se expondrá a continuación, cuyas condiciones de proceso son acordes al ORC, como se describirá más adelante.

3.2.2. Ubicación y capacidad de la planta

Refining NZ es la empresa que dirige la única refinería de petróleo en Nueva Zelanda. Situada en la región de Northland, en el puerto de Whangarei (-35.839418, 174.491513), es responsable del suministro del 70% de la demanda total de combustible del país (58% de la demanda de gasolina, 85% de combustible para aviones, 67% de diésel, todo el combustible para los barcos del mercado neozelandés), el resto es importado por los clientes de esta compañía. También obtiene el 75-85% del betún para construcción de carreteras del país, así como azufre para fertilizantes agrícolas [17].



Figura 15. Vista aérea refinería Marsden Point.

Con capacidad para procesar hasta 135.000 barriles/día de amplia gama de crudos adquiridos (solo extrae un 10% en la producción del gas natural en Kapuni [18]). Esta instalación produce un total de 6,5 billones de litros de productos petrolíferos anuales (32% de petróleo, 21% de jet fuel, 33% de diésel, el resto son productos secundarios como asfaltos y azufre).

El consumo energético total de la planta fue de 19,03 PJ en 2019, engloba el combustible (75%), el gas natural (18%) y la electricidad (8,6%). La tabla siguiente muestra el uso de estas utilities durante los años, donde se observa una tendencia en aumento para el consumo eléctrico.

AÑO	2019	2018	2017	2016	2015
Uso total de combustible (PJ)	14,3	13,2	14,2	14,1	15,3
·Producción propia (PJ)	10,7	9,8	11,4	11,5	13,5
·Gas natural (PJ)	3,5	3,4	2,8	2,6	1,8
Electricidad (PJ)	1,23	1,14	1,22	1,21	1,03
Uso de agua (Mt)	1,68	1,65	1,7	1,68	1,65
Emisiones SO ₂ (t)	4,329	3,404	3,695	4,332	4,055
Emisiones CO ₂ (kg CO ₂ /t prod)	206	204	200	201	227

Tabla 2. Consumos y emisiones de la planta [19].

3.2.3. Descripción del proceso bajo estudio

La *Figura 16* es un esquema que simplifica el proceso de destilación a vacío en la refinería. Se ha representado concretamente la cabeza de la torre, zona por la que fluye un reciclo de queroseno procedente de la columna atmosférica cuya función es la de controlar su temperatura de operación. Como se ha citado anteriormente, el residuo de la torre atmosférica se introduce en la torre de vacío para separar los vapores que no se consiguieron desprender del líquido a presión ambiente.

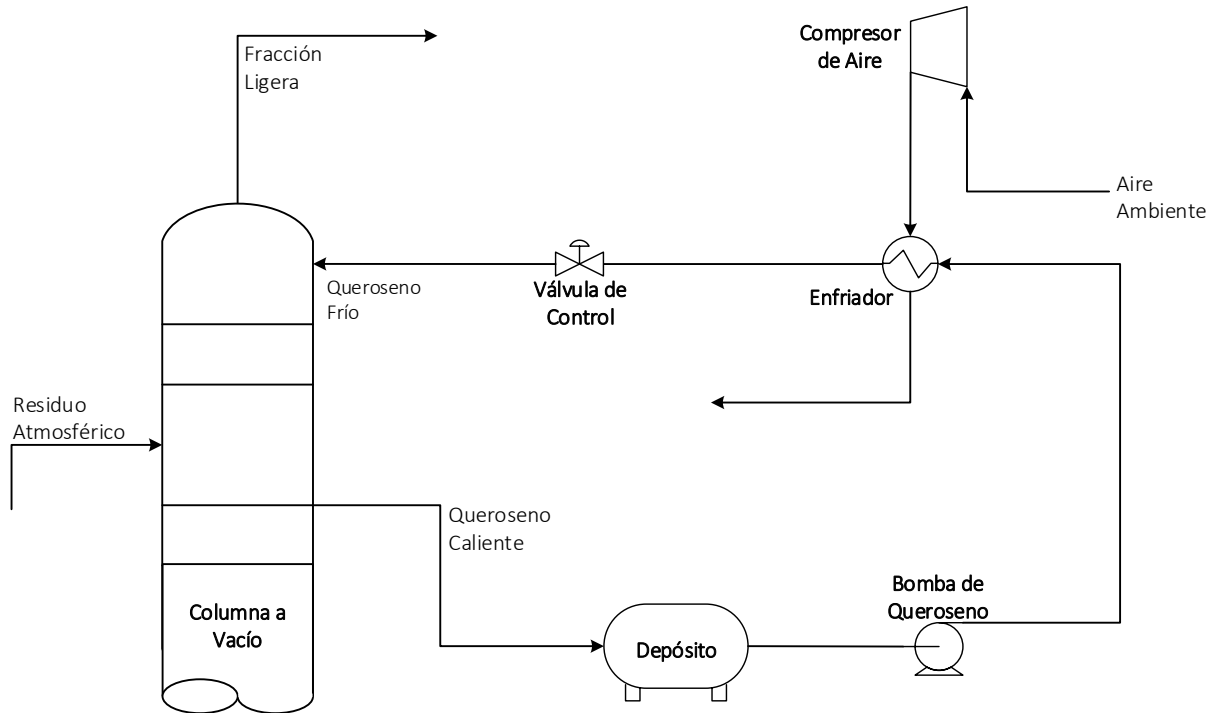


Figura 16. PFD caso inicial.

El calor aportado en el fondo de la columna genera la circulación en contracorriente vapor y líquido en su interior. En cada plato se lleva a cabo una transferencia de masa de los compuestos líquidos con menor temperatura de ebullición hasta la fase vapor.

De esta forma, el queroseno líquido se extrae a 175-250 °C de la columna y se recoge en un depósito para su utilización en el sistema de enfriamiento de la torre. En caso de un incremento en la temperatura de operación, la válvula de control abrirá introduciendo más caudal líquido y frío en los platos superiores. El aerorefrigerador se encarga de reducir la temperatura de la corriente de reflujo hasta 105-140 °C liberando calor al ambiente [14, p. 3].

Las condiciones de proceso de la corriente de queroseno se establecen según los parámetros de funcionamiento de la columna, se recogen en la *Tabla 3* las que se usarán para realizar los cálculos finales. Previamente, se obtendrá el comportamiento del sistema concretando las condiciones más desfavorables para el proceso de destilación, debido a la complejidad que conlleva modelar una mezcla de tantos compuestos.

Rango temperaturas inyección (°C)	105-140
Rango temperaturas extracción (°C)	175-250
Presión (bar)	7,2-7,6
Flujo másico (ton/día)	6000-7000
Densidad (kg/m ³)	815-830

Tabla 3. Caracterización corriente de queroseno. [14, p. 3]

• **Composición de la corriente de queroseno**

Las corrientes destiladas en cualquier columna a vacío o atmosférica son mezclas complejas de miles de hidrocarburos. Generalmente en refino, se representan los cortes petrolíferos mediante un conjunto de compuestos que poseen características comunes, de este modo suelen clasificarse en gasolinas, querosenos, combustibles diésel... según su rango de ebullición (curvas TBP), peso molecular, gravedad específica, etc.

En las industrias de petróleo y gas natural existe gran interés por predecir el comportamiento exacto de estas mezclas para determinar el rendimiento de los productos obtenidos durante el procesado de crudo. Por ello, son muy comunes los ensayos de destilación normalizados como los que se muestran en la *Figura 17*. La ASTM (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales) es la organización encargada de publicar los resultados obtenidos de destilaciones simples y rápidas, con estos, el refinero fijará las condiciones de operación en las columnas (eje Y) en función del intervalo de destilación deseado (eje X).

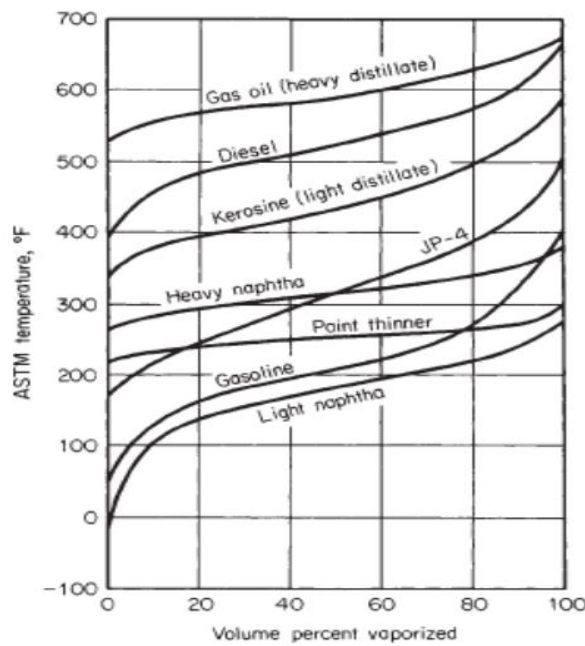


Figura 17. Ensayo ASTM. [20]

Las pruebas recogidas en estos ensayos son posteriormente simuladas con poderosos softwares que integran modelos de pseudocompuestos, los cuales son capaces de determinar las propiedades físicas de cada uno de los compuestos individualmente, siempre y cuando se tenga un análisis de composición completo.

Para no salir del alcance de este proyecto, se considerará la corriente de queroseno como un conjunto indefinido de compuestos cuyas propiedades necesarias (temperaturas y entalpías) fueron determinadas gracias a la documentación de sistemas similares. En la *Tabla 4* se muestra la curva T-H obtenida mediante correlaciones (Curl-Pitzer) a partir de la simulación SIMDIST de la curva de punto de ebullición real sobre muestras analizadas con cromatografía de gases a 15 °C y 7,4 bares de presión. [14, p. 4]

Temperatura (°C)	Entalpía de mezcla (kJ/kmol)
70	134,0
80	151,1
90	174,7
100	195,6
115	227,9

Tabla 4. Curva Temperatura-Entalpía corriente de queroseno.

A partir de esta tabla se fijan 70 °C en la extracción de la columna de destilación y 115 °C en la entrada del reciclo, cuando sean necesarias entalpías a temperaturas intermedias o superiores se realizarán las interpolaciones lineales correspondientes.

3.3. Caso ORC

3.3.1. Sistema ORC ideal integrado en refinería

A continuación, se planteará en la *Figura 18* el Diagrama de Flujo de Proceso del sistema de recuperación del calor residual aplicado al proceso anterior. En primer lugar, se considerará un ciclo ideal de Rankine con sobrecalentamiento, siendo la corriente de queroseno el foco caliente y retirándose calor con agua de refrigeración.

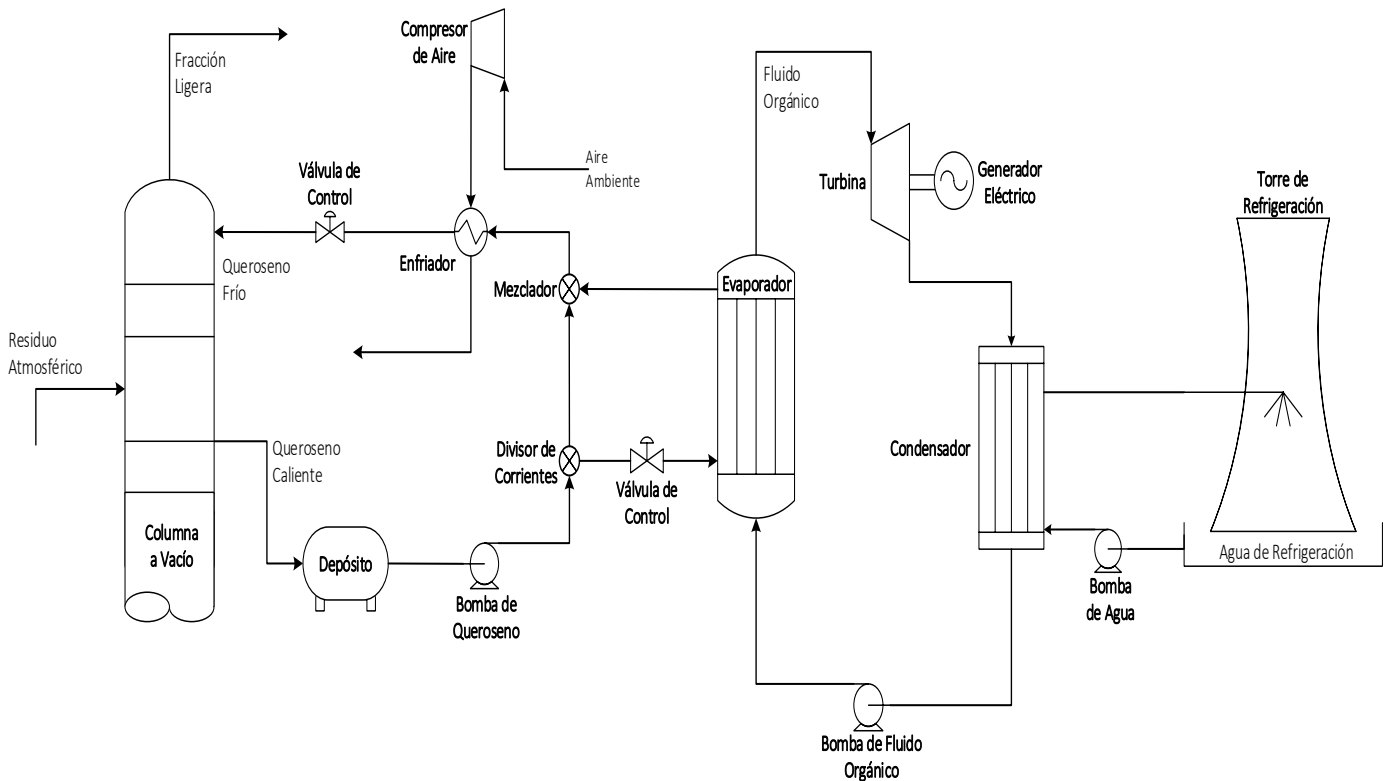


Figura 18. PFD caso ORC ideal.

La instalación de la unidad ORC consistirá en desviar parte del caudal principal de queroseno hacia un evaporador. Entre la bomba y los enfriadores se dispondrá de un bypass y, gracias a una válvula de control podrá regularse el flujo de queroseno correspondiente para lograr transferir la energía térmica suficiente al ciclo ORC y obtener una potencia de 250 kW_e, tomada como potencia de diseño.

Este calor se invertirá directamente sobre el fluido orgánico, cambiándolo de fase en el evaporador. Después de este equipo, el vapor extraído se expandirá en la turbina y el generador acoplado a su eje convertirá parte de la energía en trabajo. La corriente de salida se enviará al condensador, donde el fluido de trabajo volverá a pasar a líquido saturado retornándose al ciclo con la bomba.

El emplazamiento de la planta permitirá la utilización de agua de refrigeración como corriente auxiliar en el condensador, cerrando así el ciclo de potencia. Dicha corriente atravesará un circuito formado por una bomba y una torre de refrigeración, la cual se encargará de retirar el calor sobrante a la atmósfera.

Por la parte superior de la torre de refrigeración se pulverizará el agua caliente y por el fondo se introducirá aire del ambiente, ya sea por convección libre o forzando su circulación con un ventilador. El agua se enfría en la torre porque se asumirá que su calor latente no se ve compensado por el calor sensible que recibe del aire, esto quiere decir que el caudal que se vaporiza es despreciable frente al que se enfría. Por último, se utilizará un depósito para almacenar el agua fría que desciende en la torre conectado a la bomba que cierra el circuito de agua.

3.3.2. Sistema ORC regenerativo integrado en refinería

Llevar el sistema anterior a la práctica supone la adquisición de turbinas con grandes volúmenes de expansión (debido al sobrecalentamiento) y precalentadores con grandes áreas de transferencia (debido al amplio salto de temperaturas en el evaporador). Por ello, solo servirá de base para conocer el fluido de trabajo óptimo para la configuración reflejada en la *Figura 19* y justificar la viabilidad técnica y económica del proyecto.

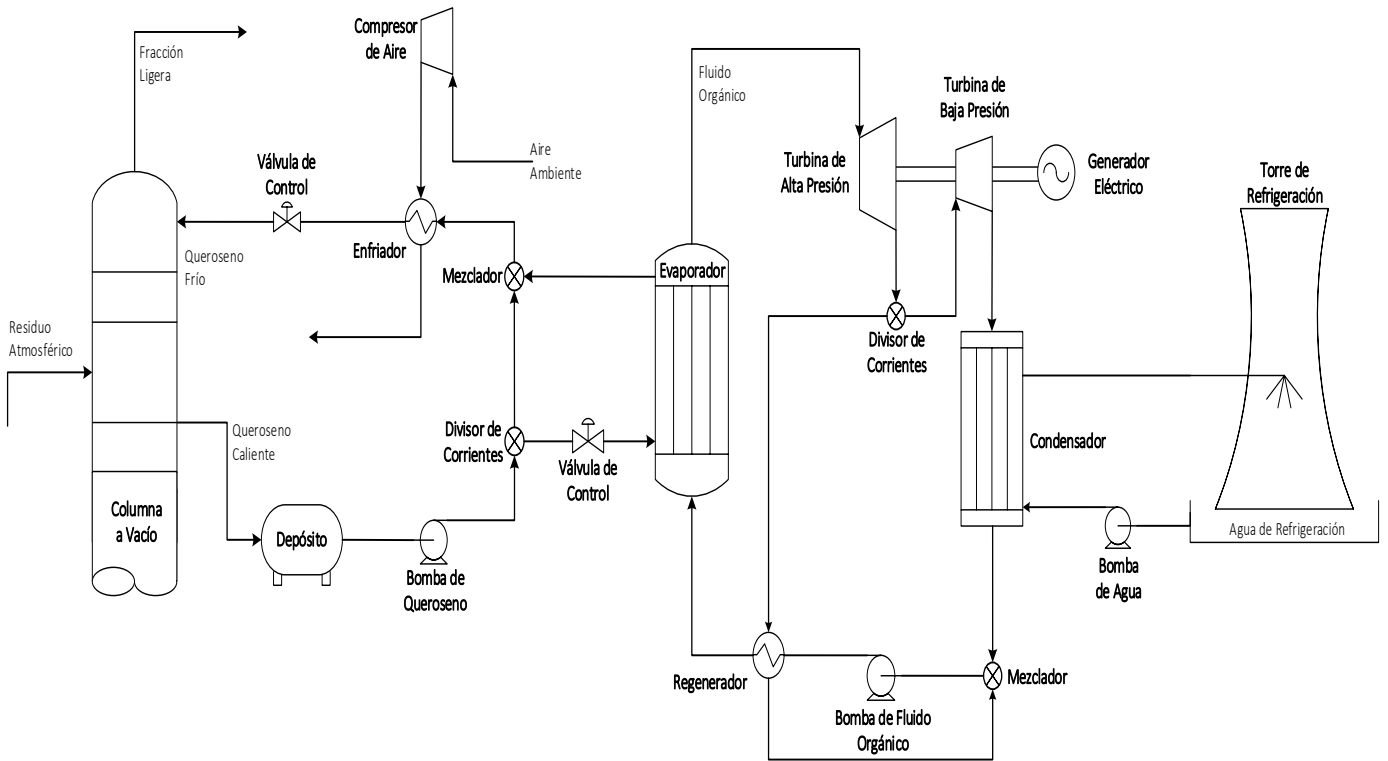


Figura 19. PFD caso ORC regenerativo.

Como se explicó en los primeros apartados, el ORC regenerativo añade una etapa de expansión que permite obtener vapor a media y baja presión. Al enviar la corriente con más energía a un regenerador, se consigue que el líquido impulsado por la bomba alcance mayor temperatura antes de llegar al evaporador, pues se aprovecha todo el calor de cambio de fase permitiendo que el vapor de la turbina acabe en líquido saturado.

Por consiguiente, se reduce parte del calor necesario a transferir en el precalentador que integra el evaporador, resultando un ahorro en la cantidad de queroseno, el cual provocará dos efectos contrapuestos en el sistema:

- Por un lado, reducirá el coste inicial del evaporador debido a que el área requerida para enfriar menos caudal de queroseno a la misma temperatura será menor.
- En consecuencia, aumentará el coste de operación en el compresor de aire debido a que será necesario mayor caudal de dicho compuesto, ya que la corriente de queroseno introducida en el enfriador saldrá a mayor temperatura del mezclador.

Seleccionar el caudal óptimo de queroseno no entrará en el alcance del proyecto, se realizará una valoración económica respecto a la situación de partida y se determinarán cuáles son las condiciones más favorables de operación. Para estudiar el efecto de la regeneración, se compararán los decrementos en los caudales de queroseno requeridos para generar la misma cantidad de energía respecto al caso ORC ideal; este sistema únicamente constituirá una guía para escoger uno de los fluidos propuestos en el siguiente apartado.

3.3.3. Fluidos de trabajo considerados

En base a los criterios especificados previamente, se han seleccionado los siguientes fluidos de trabajo acordes con las condiciones de esta instalación. Éstos se reflejan en la *Tabla 5* junto a propiedades como el peso molecular (PM_i), el punto crítico (T_c , P_c), el rango de estabilidad (T_{min} , T_{max}) y el potencial de calentamiento global (GWP).

Nombre	PM_i (g/mol)	T_c (°C)	P_c (bar)	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	GWP /100 años
Butano	58,12	152	38	-138	301,9	~ 20
Isobutano	58,12	135	36,3	-159	301,9	~ 20
Pentano	72,15	197	33,7	-130	326,9	~ 20
R134a	102,03	101	40,6	169,9	455	1430
R245fa	134,05	154	36,5	171,1	440	1030

Tabla 5. Fluidos de trabajo seleccionados para el caso ORC ideal.

Para justificar esta selección se clasificarán los compuestos en dos grupos: hidrocarburos (butano, isobutano y pentano) y refrigerantes (R134a y R245fa). Ambas familias son estables dentro del rango de temperaturas de la fuente caliente (las temperaturas mínimas y máximas del proceso son 115 y 70 °C), por lo que ningún compuesto sufrirá descomposición.

Los hidrocarburos son los compuestos con mayor rango de estabilidad y punto crítico, por lo que serán más favorables que los refrigerantes desde el punto de vista de la generación de potencia. El fluido con el rango de coexistencia de fases más extenso es el pentano, esto otorga al ORC presiones de operación mayores en la caldera que supondrán relaciones de expansión mayores en la turbina. Así, será necesario más caudal de R134a que de pentano para producir la misma cantidad de energía.

En contraste a esta ventaja, los hidrocarburos poseen las cadenas más simples (debido a que los refrigerantes escogidos corresponden a hidrofluorocarbonos) y los menores pesos molares. Esto obliga a un rango de temperaturas más amplio de la fuente caliente o mayor área de transferencia en el evaporador, incrementando el coste de adquisición de la instalación [21]. Puede comprobarse también observando la anchura de sus curvas de saturación, mostrada en la gráfica de la *Figura 20* para todos los compuestos.

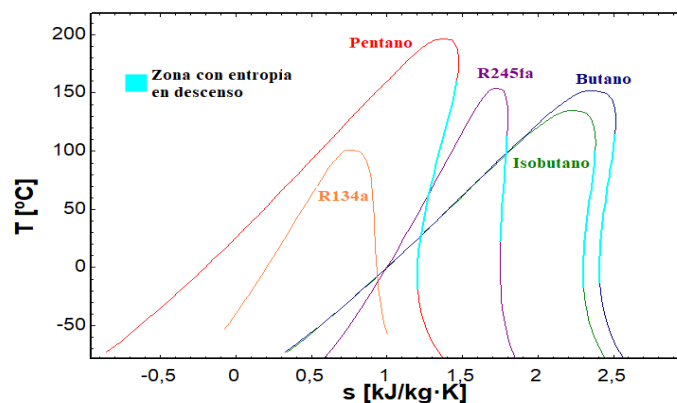


Figura 20. Curvas de saturación de los fluidos de trabajo seleccionados.

Además, el diagrama temperatura-entropía permite deducir que los refrigerantes son los menos beneficiosos para el mantenimiento de la turbina, ya que se detecta menor zona de expansión en condiciones secas (la pendiente de la curva de saturación del vapor para el refrigerante R134a es siempre positiva). Estas zonas se resaltan en la gráfica y se ha realizado calculando aquellos valores en los que la entropía descienda conforme avanza la curva de vapor saturado de cada fluido.

Relativo al impacto ambiental, se concluye que los hidrocarburos son los más convenientes, aunque también los más peligrosos debido a su alto índice de inflamabilidad (~ 1,5). El R134a será el que tendrá más restricciones debido a su alto GWP, mientras que todos los fluidos presentan un potencial de agotamiento de la capa de ozono nulo. [10, p. 23]

4 MEMORIA DE CÁLCULO

4.1. Modelo Termodinámico

4.1.1. Consideraciones/Simplificaciones tenidas en cuenta

Para cada sistema expuesto en la memoria descriptiva se realizará un análisis de grados de libertad, los cuales especificarán los datos necesarios con el fin de resolver los balances de materia y energía. Se adjuntará en las Figuras 21, 22 y 23, el Diagrama de Proceso Simplificado (PSD) correspondiente asociando la nomenclatura de cada corriente y equipo.

Previamente, se hallará el número de variables N_V implicadas por el total de equipos N_{EQ} (con un calor y/o un trabajo individual) y por el total de corrientes N_{CORR} (con C componentes a una temperatura y presión respectivas). Asumiendo que no se producirán reacciones químicas N_R en ninguna de las situaciones, se aplicará la siguiente ecuación para cada una de ellas:

$$N_V = (C + 2) \cdot N_{CORR} + N_{EQ} \quad \text{Ecuación (9)}$$

Las Tablas 6, 8 y 10 recogen el conteo de equipos y corrientes (ni la columna de vacío ni la torre de refrigeración contarán, considerándose como condiciones iniciales y finales de las fuente caliente y fría) para los tres procesos, junto al total de ecuaciones que deberán proporcionarse para cerrar los problemas. Este conjunto se determinará siguiendo dos simplificaciones:

1. Una ecuación de balance de materia y energía por cada equipo, cuyos desarrollos se plantearán en el siguiente apartado, resultando el total de ecuaciones de balance N_{BE} , expresado como:

$$N_{BE} = (C + 1) \cdot N_{EQ} \quad \text{Ecuación (10)}$$

2. Ciertas consideraciones que permitirán conocer el comportamiento aproximado del sistema, generalmente, se cumplirán en cada situación:
 - Pérdidas de calor al ambiente y de carga nulas.
 - Condiciones atmosféricas de 20 °C y 1,013 bar.
 - Eficacia isentrópica de expansión/compresión del 0,85.
 - Corriente de aire modelada como compuesto único 'Air_ha', cuyas propiedades se obtendrán con el programa EES.
 - Queroseno a la presión de 7,2 bar y enfriándose de 115 – 70 °C (siendo esta última la temperatura límite para destilar a vacío). El caudal de queroseno se elige para obtener los 250 kW netos de potencia en los ORCs .
 - Válvulas, depósito, divisores y mezcladores de corriente serán equipos adiabáticos.

Este grupo genérico de suposiciones junto a otros específicos constituyen N_{ESP} , el cual, sumado a un número de restricciones inherentes en cada equipo N_{RES} y al de ecuaciones de balance N_{BE} , deben igualar al número de variables del sistema, anulando sus grados de libertad GL :

$$GL = N_V - (N_{EB} + N_{ESP} + N_{RES}) \quad \text{Ecuación (11)}$$

Se comprueba con las Tablas 7, 9 y 11 que los tres casos planteados pueden resolverse debido a que coincide el número de variables con el número de ecuaciones disponibles (estas tablas muestran una descripción de cada especificación tomada junto a las variables que implican).

• Análisis de grados de libertad del caso inicial:

Número de compuestos, C	2
Número de corrientes, N_{CORR}	8
Número de equipos, N_{EQ}	5
Número de reacciones, N_R	0
Número de variables, N_V	37

Tabla 6. Conteo de las variables del caso inicial.

Especificación	Variables involucradas	$N_{EB/ESP/RES}$
Corrientes de queroseno y aire puras	Composiciones	4
Condiciones de la corriente de queroseno caliente	F_1, T_1 y P_1	3
Condiciones de salida de la bomba	T_3 y P_3	2
Condiciones de la corriente de aire ambiente	T_6 y P_6	2
Temperaturas de corriente queroseno frío y aire caliente	T_5 y T_8	2
Compresor isentrópico con presión de operación	η_{is} y P_7	2
Enfriador sin pérdida de calor	Q_{perd}	1
Equipos adiabáticos	-	2
Pérdidas de carga	-	4
Ecuaciones de balance	-	15
Total		37

Tabla 7. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso inicial.

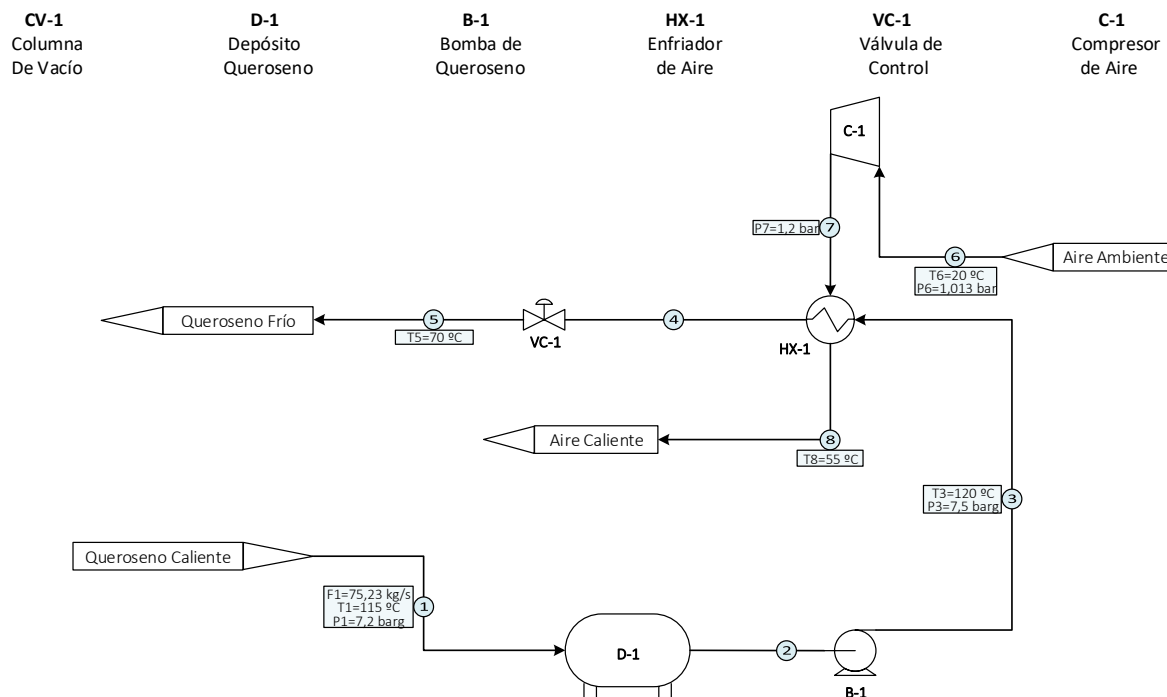


Figura 21. PSD caso inicial.

• Análisis de grados de libertad del caso ORC ideal.

Número de compuestos, C	4
Número de corrientes, N_{CORR}	20
Número de equipos, N_{EQ}	13
Número de reacciones, N_R	0
Número de variables, N_V	133

Tabla 8. Conteo de las variables del caso ORC ideal.

Especificación	Variables involucradas	$N_{EB/ESP/RES}$
Corrientes de queroseno y aire puras	Composiciones	16
Condiciones de la corriente de queroseno caliente	F_1, T_1 y P_1	3
Condiciones de salida de la bomba	T_3 y P_3	2
Condiciones de la corriente de aire ambiente	T_6 y P_6	2
Temperaturas de corriente queroseno frío y aire caliente	T_5 y T_8	2
Compresor isentrópico con presión de operación	η_{is} y P_7	2
Turbina isentrópica con presión de operación	η_{is} y P_{15}	2
Bomba del fluido orgánico isentrópica	η_{is}	1
Bomba de agua isentrópica y con presión de operación	η_{is} y P_{19}	2
Condiciones del agua refrigeración y temperatura de salida	T_{18} y P_{18}, T_{20}	3
Divisor de corrientes	T_5 y T_4, P_5 y P_4	4
Temperatura de evaporación	T_{evap}	1
Temperatura de condensación	T_{cond}	1
Grado de sobrecalentamiento	ΔT_{sobre}	1
Potencia neta del sistema	W_{neta}	1
Pérdidas de calor en intercambiadores	Q_{perd}	3
Equipos adiabáticos	-	5
Pérdidas de carga	-	17
Ecuaciones de balance	-	65
Total		133

Tabla 9. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso ORC ideal.

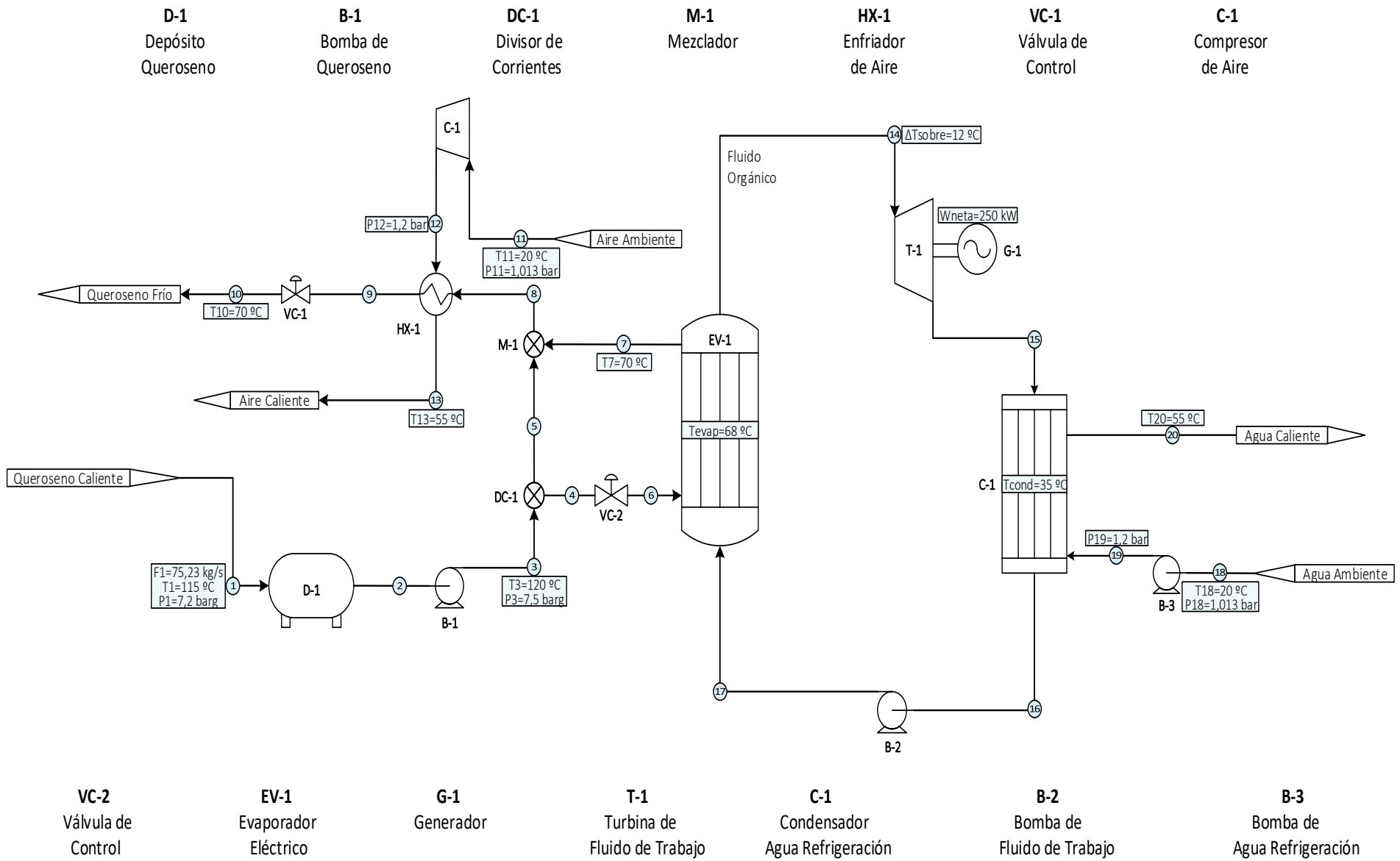


Figura 22. PSD caso ORC ideal.

• Análisis de grados de libertad del caso ORC regenerativo.

Número de compuestos, C	4
Número de corrientes, N_{CORR}	26
Número de equipos, N_{EQ}	17
Número de reacciones, N_R	0
Número de variables, N_V	173

Tabla 10. Conteo de las variables del caso ORC regenerativo.

Especificación	Variables involucradas	$N_{EB/ESP/RES}$
Corrientes de queroseno y aire puras	Composiciones	16
Condiciones de la corriente de queroseno caliente	F_1, T_1 y P_1	3
Condiciones de salida de la bomba	T_3 y P_3	2
Condiciones de la corriente de aire ambiente	T_6 y P_6	2
Temperaturas de corriente queroseno frío y aire caliente	T_5 y T_8	2
Compresor isentrópico con presión de operación	η_{is} y P_7	2
Turbina isentrópica con baja presión de operación	η_{is} y P_{15}	2
Bomba del fluido orgánico isentrópica con presión de operación	η_{is} y P_{17}	2
Bomba de agua isentrópica y con presión de operación	η_{is} y P_{19}	2
Condiciones del agua de refrigeración y temperatura de salida	T_{18} y $P_{18, T20}$	3
Divisor de corrientes	T_5 y T_4, P_5 y P_4	4
Temperatura de evaporación	T_{evap}	1
Temperatura de condensación	T_{cond}	1
Grado de sobrecalentamiento	ΔT_{sobre}	1
Potencia neta del sistema	W_{neta}	1
Relación de vapor a regeneración	Y_{REG}, T_{21} y T_{22}, P_{21} y P_{22}	5
Temperatura de saturación en el regenerador	T_{sat}	1
Presión tras mezclador es la de saturación en regenerador	P_{24}	1
Presión de la primera expansión mayor que la de la segunda	$P_{15} < P_{20}$	1
Turbina isentrópica con alta presión de operación	η_{is} y P_{20}	2
Pérdidas de calor en intercambiadores	Q_{perd}	4
Equipos adiabáticos	-	7
Pérdidas de carga	-	23
Ecuaciones de balance	-	85
Total		173

Tabla 11. Conteo de especificaciones, restricciones y ecuaciones de balance del caso ORC regenerativo.

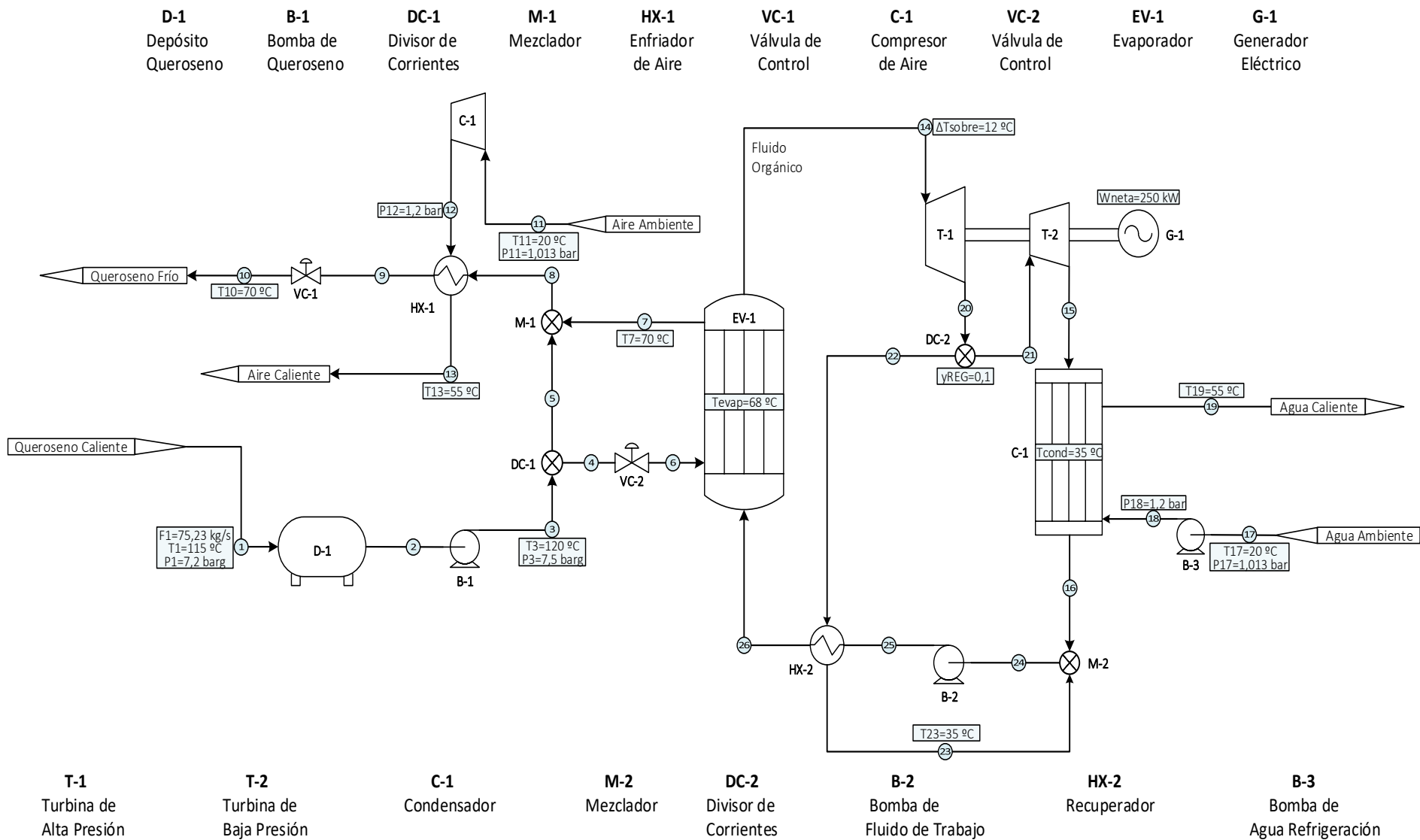


Figura 23. PSD caso ORC regenerativo.

4.1.2. Ecuaciones de Balance

De modo general, se desarrollarán las ecuaciones de balance de materia y energía que regirán el modelo termodinámico. Su resolución en régimen permanente aportará la información necesaria para dimensionar los equipos y realizar un análisis tecno-económico posterior. Los equipos principales que tendrán un impacto considerable en el precio de adquisición de los sistemas ORC planteados son los intercambiadores de calor y los equipos de impulsión, descritos a continuación.

Por otro lado, en los equipos adiabáticos se cumplirán las ecuaciones de balances de materia convencionales (masa total de entrada coincide con la masa total de salida), y sus balances de energía se obviarán en todos los equipos menos en los mezcladores de corrientes, cuyas condiciones de salida no quedaron especificadas anteriormente. Asumiendo que la variación en las capacidades caloríficas con la temperatura es despreciable para todos los compuestos del proceso, se calcularán las temperaturas a las salidas de los mezcladores T_{mez} , simplificando el balance de energía al utilizar la media ponderada, en base al caudal total F_{mez} , entre cada corriente a mezclar F_j y su temperatura correspondiente T_j :

$$T_{mez} = \frac{\sum_j^n F_j \cdot T_j}{F_{mez}} \quad \text{Ecuación (12)}$$

• Equipos de intercambio de calor:

Se considerará para cada intercambiador un volumen de control, como se muestra en la *Figura 24*, en el que intervienen dos flujos en contracorriente sin mezclarse entre sí, por lo que se cumplen las *Expresiones (13) y (14)* referidas a los balances de materia en estos equipos:

$$F_{C,entra} = F_{C,sale} \quad \text{Ecuación (13)}$$

$$F_{F,entra} = F_{F,sale} \quad \text{Ecuación (14)}$$

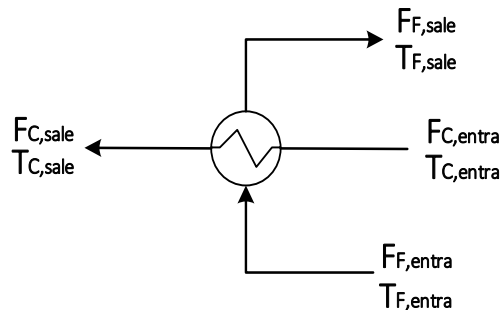


Figura 24. Esquema de un intercambiador de calor

Según si se dan cambios de fase (cálculo de entalpías saturadas) o no (cálculo de entalpías a temperatura y presión), se procederá a modelar un comportamiento distinto en los procesos de enfriamiento y calentamiento, distinguiendo:

- o Transferencias de energía sin cambios de fase a presión constante, se utilizará la *Ecuación (15)* para el cálculo de la energía que desprende el fluido caliente y la *Ecuación (16)* para la que absorbe el frío:

$$Q = F_C \cdot (h_{C,entra} - h_{C,sale}) \quad \text{Ecuación (15)}$$

$$Q = F_F \cdot (h_{F,sale} - h_{F,entra}) \quad \text{Ecuación (16)}$$

- o Transferencias de energía con cambios de fase a temperatura de saturación constante, este cálculo se realizará fraccionando el volumen de control en cuestión en varias zonas, las cuales dependerán de si la sustancia que cambia de fase se encuentra en el punto de saturación:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad \text{Ecuación (17)}$$

1. Por debajo del punto de saturación, se considerará un precalentamiento o subenfriamiento a presión constante utilizando la ecuación:

$$Q_1 = F_{C/F} \cdot (h_{Lsat} - h_{entra/sale}) \quad \text{Ecuación (18)}$$

2. En el punto de saturación, se asumirá una evaporación o condensación a temperatura de saturación constante, cuya energía absorbida o desprendida se calculará con:

$$Q_2 = F_{C/F} \cdot (h_{Vsat} - h_{Lsat}) \quad \text{Ecuación (19)}$$

3. Por encima del punto de saturación, se considerará un sobrecalentamiento o enfriamiento hasta vapor saturado, lo que equivale a una cantidad de energía:

$$Q_3 = F_{C/F} \cdot (h_{sale/entra} - h_{Vsat}) \quad \text{Ecuación (20)}$$

• Equipos de impulsión:

Los compresores, turbinas y bombas son los equipos que más influirán en los costes de operación de la instalación, para su balance de materia se procederá análogamente como los intercambiadores particularizando para una única corriente de entrada F_{entra} y salida F_{sale} , quedando simplificado a:

$$F_{entra} = F_{sale} \quad \text{Ecuación (21)}$$

Para conocer el consumo de la máquina de impulsión que trabaja con las condiciones genéricas reflejadas en la *Figura 25*, se planteará un balance de energía sobre este volumen de control y respecto al fluido que lo atraviesa. Asumiendo que la energía cinética se conserva ($v_1=v_2$) y las cotas son similares en la entrada y la salida ($z_1=z_2$) al equipo, la energía necesaria W para impulsar al fluido se reduce a la diferencia de entalpías entre el estado inicial h_1 hasta el final h_2 :

$$W = F_{entra} \cdot \left[\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \right] \approx F_{entra} \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{Ecuación (22)}$$

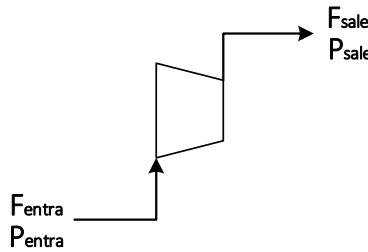


Figura 25. Esquema de una máquina impulsión.

Según se trate de compresión o expansión, existirán trabajos realizados por ($W<0$) o sobre ($W>0$) los fluidos, los cuales se asumirán compresibles (con variación de sus densidades conforme avance el flujo). Las irreversibilidades se corregirán con las eficiencias isentrópicas especificadas anteriormente, las cuales permiten relacionar los saltos de entalpías en operación real del equipo con la reversible o isentrópica: [22]

$$\text{TURBINA:} \quad \eta_{is} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1} \quad \text{Ecuación (23)}$$

$$\text{COMPRESOR:} \quad \eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Ecuación (24)}$$

El programa EES de simulación de procesos determinará las propiedades termodinámicas de los fluidos a la entrada de estos equipos (h_1 y s_1). Para calcular la entalpía a la salida h_2 se utiliza la eficiencia isentrópica, siendo necesario el cálculo previo de la entalpía a la salida para la compresión o expansión reversible (isentrópica) h_{2is} . Considerando el sistema más complejo en cuanto a número de equipos se refiere, el balance neto de trabajos realizados por y sobre los fluidos que lo constituyen queda:

$$W_{Neta} = W_{Turbinas} - W_{Compresor} - W_{Bombas} \quad \text{Ecuación (25)}$$

4.2. Modelo Económico

Con el objetivo de realizar una comparación entre los flujos de caja de cada situación, conocer el rendimiento de la inversión y su período de reembolso, en el siguiente apartado se describirá el procedimiento seguido para valorar económicamente el proyecto.

4.2.1. Dimensionamiento

Sin entrar en detalles dentro de la geometría de los equipos (como número de tubos de intercambiadores, diseño óptimo de álabes de turbinas...), sus tamaños serán determinados en base al área total de transferencia para cambiadores de calor y en base al consumo/generación de potencia para los equipos de impulsión/expansión (estas variables suelen correlacionarse con parámetros característicos a la familia del equipo como se expondrá en el cálculo de costes).

• Diseño de intercambiadores:

Conociendo la cantidad total de energía cedida Q desde el fluido caliente hasta el frío con los balances de materia y energía anteriores, la ecuación de transferencia ofrecerá una buena estimación de la superficie total A_T (debido a que se consideraron capacidades caloríficas constantes), cuya extensión no tendrá variaciones de los gradientes de temperaturas:

$$Q = F \cdot A_T \cdot U \cdot DTLM \quad \text{Ecuación (26)}$$

Donde:

- F : es un factor de corrección que depende de la disposición de flujos, concretamente, relaciona los productos entre caudales y capacidades caloríficas para cada corriente. Al asumir que los fluidos no se mezclan mientras intercambian calor, podrá asumirse un flujo contracorriente puro siendo el valor del factor de corrección la unidad.
- $DTLM$ (K): es la media logarítmica de las fuerzas impulsoras, en estos equipos son las diferencias de temperaturas y como en este caso operan con perfiles de temperatura-entalpía lineales, se cumple:

$$DTLM = \frac{(T_{C_{entra}} - T_{F_{sale}}) - (T_{C_{sale}} - T_{F_{entra}})}{\ln\left(\frac{T_{C_{entra}} - T_{F_{sale}}}{T_{C_{sale}} - T_{F_{entra}}}\right)} \quad \text{Ecuación (27)}$$

- U (kW/m²·K): es el coeficiente global de transferencia, como no se trabajará con la geometría se estimará en base a valores característicos encontrados en la literatura en función de la naturaleza del fluido y el tipo de intercambiador, estos quedan resumidos en la *Tabla 12*. para los intercambiadores requeridos.

INTERCAMBIADOR	Fluidos en Contacto	U (Btu/°F·ft ² ·h)	U (kW/m ² ·K)
Evaporador	Queroseno - Fluido Orgánico	150	851,74
Condensador	Agua - Fluido Orgánico	265	1504,74
Regenerador	Fluido Orgánico	70	397,48

Tabla 12. Valores seleccionados para los coeficientes de transferencia. [23]

• Diseño de equipos de impulsión:

Se considerará un rendimiento mecánico del 95% y rendimiento eléctrico del 98% tanto para equipos de impulsión como de las turbinas.

4.2.2. Cálculo de Costes

• Cálculo del coste de adquisición de la planta

Se estimarán los costes de los equipos en función de su capacidad **A** mediante la siguiente correlación, la cual permite calcular el precio base de un equipo C_i^o de acero al carbono que funciona a presión ambiental:

$$\log_{10}(C_i^o) = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A) + K_3 \cdot \log_{10}(A)^2 \quad \text{Ecuación (28)}$$

Los parámetros K_i son característicos de cada equipo, se recogen en la *Tabla 13* los requeridos para los sistemas ORC expuestos junto a su capacidad. Además, estos precios base deberán ajustarse en función del material (F_M) y presión de operación (F_P) multiplicándolos por el factor de corrección F_{BM} , cuya expresión depende de las variables B_i :

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad \text{Ecuación (29)}$$

A su vez, el factor de corrección de la presión se define en función de esta condición de operación en bares y otros coeficientes C_k para el equipo en cuestión:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad \text{Ecuación (30)}$$

EQUIPO	Capacidad (uds)	K_1	K_2	K_3	B_1	B_2	C_1	C_2	C_3
Turbinas	Potencia generada (kW)	2,2476	1,4965	-0,1618	-	-	-	-	-
Evaporador	Área de transferencia (m ²)	4,3247	-0,303	0,1634	1,63	1,66	0,03881	-0,11272	0,08183
Bombas	Consumo de potencia (kW)	3,3892	0,0536	0,1538	1,89	1,35	-0,3935	0,3957	-0,00226
Condensador	Área de transferencia (m ²)	4,0336	0,2341	0,0497	0,96	1,21	-0,125	0,15361	-0,02861
Regenerador	Área de transferencia (m ²)	4,3247	-0,303	0,1634	1,63	1,66	0,03881	-0,11272	0,08183

Tabla 13. Valores tabulados por el Grupo de Tecnología Química DIQUIMA en 2006. [24]

Una vez calculados los precios de adquisición corregidos C_i , con la *Ecuación (31)* serán actualizados para el año actual con los Índices de Costos de Plantas de Ingeniería Química (CEPCI) en base al año en el que fueron estimados los valores de la *Tabla 13*. Los índices escogidos han sido 499,6 y 580 para los años 2006 y 2020 respectivamente [25], [26] y [27].

$$C_{i(2020)} = C_{i(2006)} \cdot \frac{CEPCI_{2020}}{CEPCI_{2006}} \quad \text{Ecuación (31)}$$

Por último, se tendrán en cuenta los costos de instalación y transporte incrementando el coste total de adquisición de la unidad ORC al multiplicarse por el factor de Lang:

$$CI = 2,2 \cdot \left(\sum C_{i(2020)} + C_{WF} \right) \quad \text{Ecuación (32)}$$

Al sumatorio anterior se ha añadido el coste neto de la masa total de fluido orgánico ($C_{WF} = 25.000$ €), este importe está basado en el coste unitario del R245a (no se ha encontrado documentación sobre otros fluidos ni instalaciones similares para escalar) en 2016 (25 €/kg) mientras que la masa total se ha determinado en proporción a una unidad ORC de 1 MW, la cual requiere 4000 kg. [28]

• Cálculo de costes operacionales e ingresos

Para estimar los costes de operación se considerarán el consumo eléctrico y otros gastos por mantenimiento y gestión. Tomando como referencia aplicaciones similares de procesos de recuperación de calor residual, se ha determinado que supondrán unos 0,03 €/kWh mantener funcionando una unidad ORC típica [29]. Por otro lado, partiendo de los presupuestos publicados por Refining NZ en 2013 y considerando una inflación del 3%, el precio unitario de la electricidad para ambas situaciones se ha fijado en 0,15088 €/kWh [30].

Las siguientes ecuaciones reflejan los anteriores gastos en base anual, teniendo en cuenta que ambas situaciones funcionarán con un factor de operación t_{OP} de 8760 horas al año

$$C_{OP_{elec}} = 0,15088 \cdot W_{Neta} \cdot t_{OP} \quad \text{Ecuación (33)}$$

$$C_{OP_{man}} = 0,03 \cdot W_{Neta} \cdot t_{OP} \quad \text{Ecuación (34)}$$

Estas expresiones se particularizarán para cada caso a la hora de evaluar la viabilidad económica del proyecto. De esta manera, no se supondrán ingresos ni costes por mantenimiento en el caso inicial (solo existirá el consumo eléctrico como gasto anual), mientras que el sistema ORC regenerativo embolsará la cantidad equivalente a la producción de potencia neta especificada contrarrestando el coste total de inversión y los de mantenimiento.

4.2.3. Evaluación Económica

El régimen permanente especificado anteriormente para plantear las ecuaciones de balance, permite la obtención de un consumo eléctrico o generación de potencia que son independientes del tiempo, además de obviar fluctuaciones y cambios en los caudales de operación; por lo que las salidas y entradas netas de dinero serán constantes para los dos sistemas a comparar.

Se comenzarán calculando los flujos de caja del caso de partida durante un período de 11 años (para que, al utilizar criterios de evaluación posteriores, la inversión tenga en cuenta que la unidad ORC se construye en el año 0 e inicie su arranque en el año siguiente, siendo la vida útil del proyecto 10 años). Estarán constituidos por los costes de operación eléctricos como única salida de dinero:

$$CF_i^o = C_{OP_{elec}} \quad \text{Ecuación (35)}$$

A continuación, serán evaluados los flujos de caja de la situación final teniendo en cuenta el valor temporal del dinero a invertir, para así comprobar la viabilidad económica desde el punto de vista de la rentabilidad (con Valor Actual Neto y Tasa Interna de Rentabilidad). Desde la perspectiva de la liquidez, se determinará el Payback; y con el Coste Específico de Inversión se obtendrán conclusiones para la relación coste-eficiencia.

• Valor Actual Neto

Este indicador permitirá conocer el valor generado por el proyecto al cabo de los diez años de vida para la empresa inversora, la cual esperará una tasa de descuento **int** del 10% para su inversión. Para simplificar los cálculos tampoco se considerarán los impuestos, ni por tanto la depreciación a la que están sometidos los activos materiales. Sí se tendrá en cuenta el incremento en el valor del dinero continuo en el tiempo, de modo que el tipo de interés **int** pasa a ser el interés efectivo **k**, quedando corregido gracias a una tasa de inflación **inf** del 5% como se detalla en la siguiente fórmula:

$$1 + k = \frac{1 + inf}{1 + int} \quad \text{Ecuación (36)}$$

La siguiente expresión permitirá conocer el valor del **VAN**, el cual representa el beneficio o la pérdida que se obtendrá al cumplir los 10 años de **Vida** desde que se decida empezar a construir la unidad ORC, momento en el que la empresa desembolsará el coste total de inversión o coste inicial **CI**:

$$VAN = \sum_{i=1}^{Vida} \frac{CF_i}{(1 + k)^i} - CI \quad \text{Ecuación (37)}$$

Todos los valores de los flujos de caja finales **CF_i** no actualizados correspondientes al año *i* también coinciden, y pueden obtenerse para este caso acorde a la particularización realizada en el cálculo de costes de operación:

$$CF_i = C_{OP_{elec}} - C_{OP_{man}} \quad \text{Ecuación (38)}$$

• Tasa Interna de Rentabilidad

Otro criterio que sirve de guía para el usuario a la hora de conocer si le interesa llevar a cabo la inversión es la **TIR**, definida matemáticamente como la tasa que anula la ecuación anterior del VAN. De este modo, convendrá aceptar el proyecto siempre y cuando su relación entre ganancias y pérdidas supere a la demandada por la empresa.

$$0 = \sum_{i=1}^{Vida} \frac{CF_i}{(1 + TIR)^i} - CI \quad \text{Ecuación (39)}$$

• Período de Recuperación

Este método se utilizará para determinar la rapidez con la que la empresa recuperará su capital invertido. Teniendo en cuenta el valor del dinero en el futuro, puede calcularse con la distribución acumulada de los flujos de caja anteriores (se empezará a obtener ingresos en el año *i* que cumpla $CF_i \geq 0$). Suponiendo la instalación genera un beneficio constante anual **CF_i** (independiente del valor actual del dinero) pueden calcularse los años **PB** necesarios para recuperar todo el desembolso inicial **CI**:

$$PB = \frac{CI}{CF_i} \quad \text{Ecuación (40)}$$

• Coste Específico de Inversión

Se trata de un ratio que indica el coste de producir un kilovatio de energía, relación entre el precio total de la planta y la potencia neta producida:

$$SIC_{inst} = \frac{CI}{W_{Neta}} \quad \text{Ecuación (41)}$$

Es comúnmente utilizado en los procesos de optimización económica con sistemas ORC, como no entra en el alcance de este proyecto, únicamente se realizará un análisis de sensibilidad de este parámetro respecto a la fracción de queroseno introducida al evaporador.

4.3. Procedimiento de resolución de modelos

El esquema de la *Figura 26* muestra un diagrama de flujo para resumir cómo se irán obteniendo los distintos resultados, para agilizar los cálculos se ha programado un código con la aplicación EES cuyo número de variables de entrada y salida a compilar queda en función de la situación a analizar. La información obtenida se recogerá en las tablas y gráficas del siguiente apartado de acuerdo con el orden que se explica a continuación:

1. **Caso inicial:** fijando las condiciones de diseño más desfavorables para el proceso de destilación, todas las corrientes consideradas quedan definidas en la *Tabla 14* haciendo uso del modelo termodinámico. A partir de los consumos eléctricos obtenidos con los balances se evalúan los flujos de caja con el código económico, estos se encuentran en la *Tabla 15*.
2. **Caso ORC ideal:** se utilizarán solo las ecuaciones de balance y energía con el objetivo de elegir el fluido adecuado para la aplicación en cuestión. Previamente, tendrán que seleccionarse las condiciones aptas (temperatura de evaporación menor a la crítica) para operar con cada compuesto respetando las siguientes restricciones: [31]

- La temperatura de evaporación debe superar a la de condensación, y la presión de condensación debe ser inferior a la de expansión en la turbina.
- La temperatura de evaporación del fluido de trabajo en cuestión no puede superar a la de la fuente caliente T_E evitando los cruzamientos con la corriente de queroseno.

$$PINCH_{reg} = T_E - T_{evap} \quad \text{Ecuación (42)}$$

- La temperatura de condensación del fluido de trabajo en cuestión debe ser mayor a la de la fuente fría T_C para impedir que haya cruzamientos en este equipo.

$$PINCH_{reg} = T_{cond} - T_C \quad \text{Ecuación (43)}$$

Para comprobar que el modelo termodinámico aporta resultados coherentes, tanto los caudales como los PINCH points calculados deben ser positivos. Para facilitar la interpretación, estos resultados se muestran en los diagramas temperatura-entropía de las *Figuras 27-29* junto a la *Tabla 16* que los resume. Se seleccionará el mejor fluido de trabajo en base al menor consumo obtenido.

3. **Caso ORC regenerativo :** compilando el modelo termodinámico con el sistema regenerativo se tendrán en cuenta dos restricciones más:

- La presión de expansión de la turbina de alta debe ser mayor a la de expansión de la turbina de baja.
- La temperatura de condensación del fluido de trabajo en el regenerador debe superar a la máxima de la corriente de líquido a calentar T_R :

$$PINCH_{reg} = T_{sat} - T_R \quad \text{Ecuación (44)}$$

Se recogen en la *Tabla 17* los balances de materia y energía para cada corriente. El dimensionamiento y cálculo de costes iniciales y flujos de caja se encuentra en las *Tablas 18, 19 y 20*, respectivamente. Por último, el resultado de la evaluación económica con todos los criterios explicados se agrupa en la *Tabla 21*

4. **Comparación:** una vez comprobada la viabilidad económica del proyecto, se analizarán las variaciones con los flujos de caja obtenidos con la *Figura 30*. Seguidamente, se comparará gracias a la *Figura 31 y 32*, la influencia de las condiciones de operación del proceso de destilación sobre el SIC y PB de la instalación. Por último, en base a la gráfica de la *Figura 33*, se justificará su viabilidad técnica respecto al caso ORC ideal estudiando los efectos de variar la fracción de queroseno al evaporador en la potencia neta generada

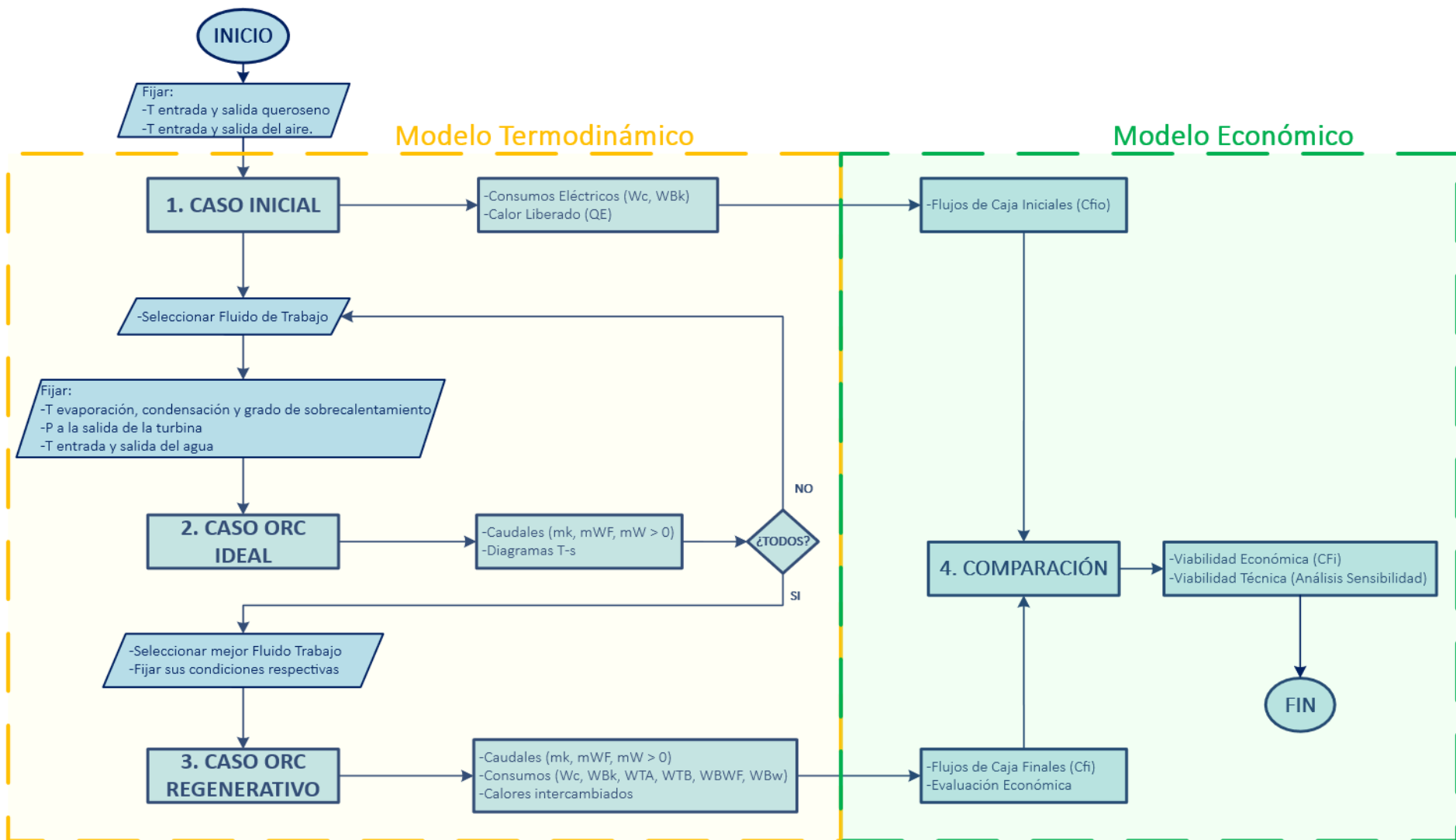


Figura 26. Diagrama de flujo del procedimiento de resolución de los modelos.

5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. Caso inicial

En la siguiente tabla puede observarse el caudal másico de todas las corrientes junto a sus condiciones de temperatura, presión y entalpía. El caudal de aire requerido para enfriar la corriente de queroseno es una de las variables más críticas junto con la temperatura del ambiente. Si se fija el caudal de aire y hay un incremento en la temperatura del ambiente podría impedir que el aerorefrigerador alcanzase la carga para la que está diseñado y el proceso de destilación resultaría problemático (la temperatura de la corriente de queroseno utilizada para controlar el enfriamiento de la torre aumentaría). El compresor trataría de compensar el incremento en la temperatura de entrada del aire al enfriador, aumentando el caudal. Es significativo el gran consumo del compresor, mostrado en la *Tabla 15*, resultando el balance económico negativo en esta zona de la unidad de vacío de la refinería.

CORRIENTE	F_i (kg/s)	Comp. Másicas		T_i (°C)	P_i (bar)	h_i (kJ/kg)
		Queroseno	Aire			
[1]	69,44	1	0	115	6,187	227,9
[2]	69,44	1	0	115	6,187	227,9
[3]	69,44	1	0	115,5	7,387	228,9
[4]	69,44	1	0	70	7,387	134
[5]	69,44	1	0	70	7,387	134
[6]	115,2	0	1	20	1,013	293,4
[7]	115,2	0	1	28,22	1,1	301,7
[8]	115,2	0	1	85	1,1	358,9

Tabla 14. Resultados del modelo termodinámico en el caso inicial.

Consumo de la bomba de queroseno, W_{Bk} (kW)	77,82
Consumo del compresor, W_c (kW)	1021
Calor liberado en aerorefrigerador, Q_{lib} (kW)	6593
Coste operacional eléctrico, C_{OPelec} (€/año)	1.452.320
Flujos de caja iniciales, CF^p (€/año)	-1.452.320

Tabla 15. Resultados del modelo económico en el caso inicial.

5.2. Caso ORC ideal

La comparación se realizará fijando similares condiciones en el evaporador y condensador (aptas para todos los fluidos), tanto el grado de sobrecalentamiento como la presión en la turbina quedarán en función del fluido utilizado, como se muestra a continuación en las gráficas correspondientes.

En primer lugar, se analizarán los resultados individualmente empezando por los hidrocarburos como fluidos de trabajo para el ORC. La *Figura 27*, muestra la simulación del sistema con pentano. Este fluido es el que mayor temperatura crítica tiene, por lo que los cambios de fase se dan en la zona baja de la campana de saturación. Por esta razón, se obtienen los mínimos caudales de operación con este fluido, siendo el que se integre en la opción regenerativa.

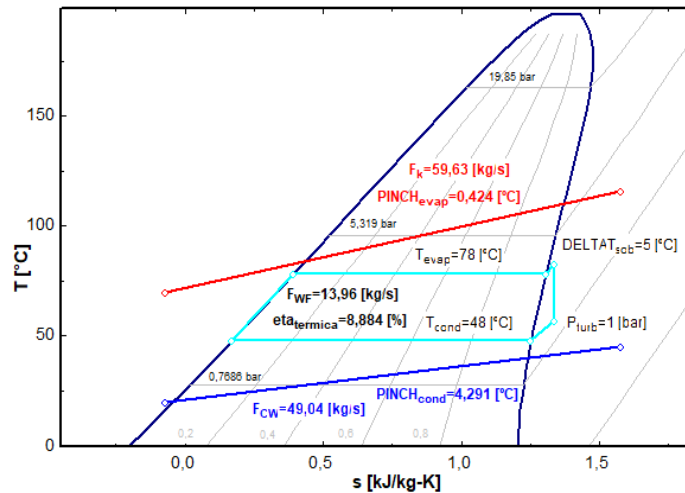


Figura 27. Diagrama T-s del caso ORC ideal con pentano.

Los siguientes diagramas recogen los casos ideales con isobutano y butano. Ambos fluidos ofrecen resultados similares en cuanto a caudales se refiere. Al tener menor punto crítico que el pentano, por un lado, requerirán más caudal de fluido de trabajo en el ciclo, pero por otro, su presión de saturación es mayor para la misma temperatura de evaporación, por lo que la turbina podrá trabajar con mayor relación de expansión, resultando más beneficiosos desde el punto de vista de la generación de potencia.

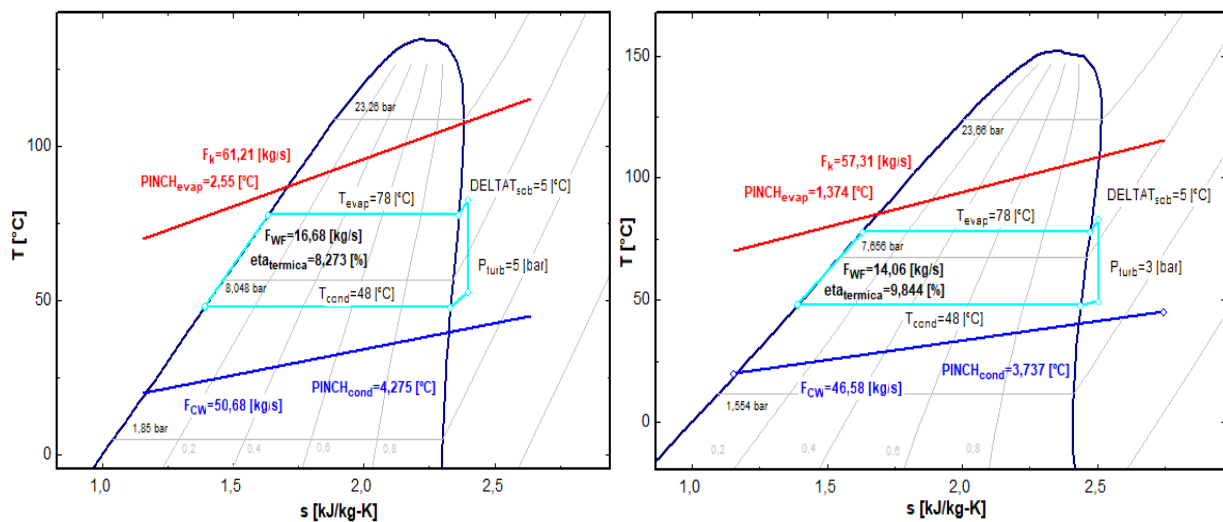


Figura 28. Diagrama T-s de los casos ORC ideales con hidrocarburos isobutano (izquierda) y butano (derecha).

Teniendo en cuenta que el sistema planteado es a pequeña escala, el pentano sigue siendo más favorable que el isobutano y butano en términos de rentabilidad (menor tamaño de la turbina y caudal de fluido de trabajo necesario), un factor preferible antes que eficiencia a la hora de implantar nuevas instalaciones de esta tipología. [32]

Por último, se comparan los resultados anteriores con los diagramas de los refrigerantes, mostrados en la *Figura 29*. El R134a es el fluido que más desembolso inicial supondría, debido a la gran relación de presión necesaria para operar en la turbina. Además es un fluido húmedo y requiere un área extra en el sobrecalentador para proteger los álabes del expansor, por lo que se considerará como opción más desfavorable.

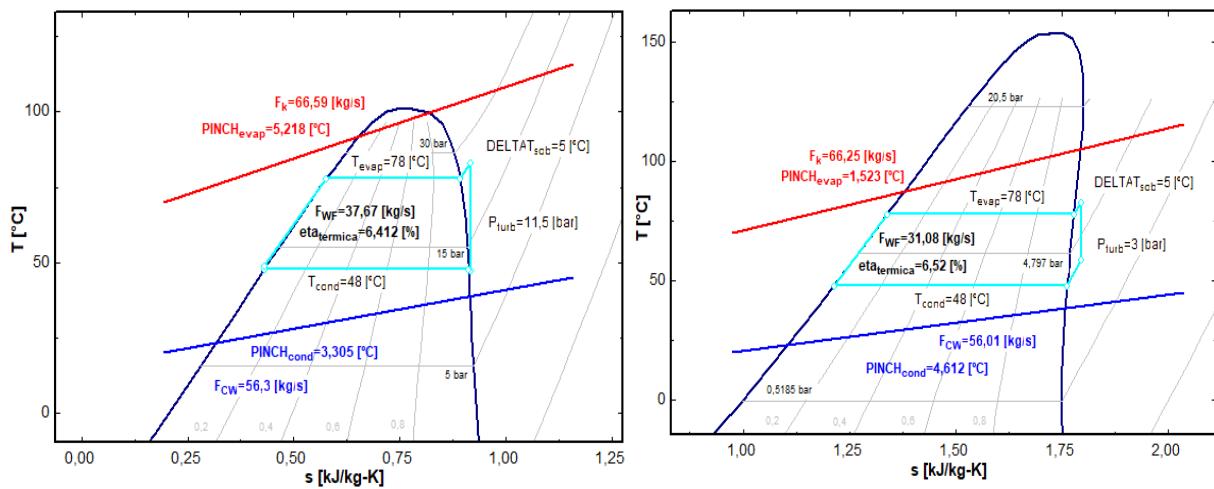


Figura 29. Diagrama T-s de los casos ORC ideales con refrigerantes R134a (izquierda) y R245fa (derecha).

Por otro lado, el R245fa tampoco conseguirá superar la rentabilidad del pentano debido a su diferencia en los puntos críticos. En el contexto de la eficiencia este fluido podría hacer frente al butano, pero entraría en el campo de la optimización y como se comprobará en los resultados siguientes, la regeneración consigue mejorar la baja eficiencia obtenida con el pentano.

VARIABLES	Pentano	Isobutano	Butano	R134a	R245fa
Presión de operación en la turbina, P_{turb} (atm)	1	5	3	11,5	3
Calor liberado en aerorefrigerador, Q_{lib} (kW)	931,4	781,4	1152	271,3	303,1
Caudal de aire necesario, F_{ai} (kg/s)	16,27	13,65	20,12	4,73	5,29
Fracción de queroseno a ORC, y (g/g)	0,85	0,88	0,82	0,95	0,95
Caudal de queroseno a recuperador, F_k (kg/s)	59,63	61,21	57,31	66,59	66,25
Caudal de fluido de trabajo, F_{WF} (kg/s)	13,96	16,68	14,06	37,67	31,08
Caudal de agua refrigeración, F_W (kg/s)	49,04	50,68	46,58	56,3	56,01
Rendimiento térmico del ORC, $\eta_{térmico}$ (%)	8,88	2,87	9,84	6,412	6,52

Tabla 16. Resumen de resultados obtenidos para la selección del fluido de trabajo.

Por último, se resume el comportamiento de los fluidos analizados con la *Tabla 16*. En referencia al compuesto elegido con el que se continuará el estudio, el **pentano** es él que necesitará equipos más pequeños y sencillos. Este hecho se justifica con los menores valores obtenidos en variables como la presión en la turbina y de caudal de fluido de trabajo, necesarios para obtener una las mayores eficiencias de entre todos los fluidos comparados.

5.3. Caso ORC regenerativo

A continuación, se recogen en la siguiente tabla los resultados del balance de materia y energía para el ORC regenerativo integrado en la unidad de la refinería usando pentano como fluido del ciclo. Respecto al ORC ideal con pentano, se verifica que el ciclo regenerativo solo requiere una alimentación de 56,44 kg/s de queroseno (en relación con los 59,63 kg/s) para lograr producir los 250 kW de potencia neta. Este hecho se analizará posteriormente para conocer cuál es la potencia máxima que ofrece cada ciclo.

CORRIENTE	F _i (kg/s)	Composiciones Másicas				T _i (°C)	P _i (bar)	x (% vapor)	h _i (kJ/kg)
		Queroseno	Aire	Fluido Trabajo	Agua				
[1]	69,44	1	0	0	0	115	6,187	-	227,9
[2]	69,44	1	0	0	0	115	6,187	-	227,9
[3]	69,44	1	0	0	0	115,5	7,387	-	228,9
[4]	56,44	1	0	0	0	115,5	7,387	-	228,9
[5]	13	1	0	0	0	115,5	7,387	-	228,9
[6]	56,44	1	0	0	0	115,5	7,387	-	228,9
[7]	56,44	1	0	0	0	70	7,387	-	134
[8]	69,44	1	0	0	0	78,52	7,387	-	151,8
[9]	69,44	1	0	0	0	70	7,387	-	134
[10]	69,44	1	0	0	0	70	7,387	-	134
[11]	21,56	0	1	0	0	20	1,013	-	293,4
[12]	21,56	0	1	0	0	28,22	1,1	-	301,7
[13]	21,56	0	1	0	0	85	1,1	-	358,9
[14]	13,34	0	0	1	0	83	3,49	1	458,3
[15]	13,2	0	0	1	0	53,99	1	1	413,8
[16]	13,2	0	0	1	0	48	1,502	0	52,49
[17]	45,69	0	0	0	1	20	1,013	-	83,93
[18]	45,69	0	0	0	1	20,03	6	-	84,52
[19]	45,69	0	0	0	1	45	6	-	188,9
[20]	13,34	0	0	1	0	58,79	1,1	1	422,1
[21]	13,2	0	0	1	0	58,79	1,1	1	422,1
[22]	0,13	0	0	1	0	58,79	1,1	1	422,1
[23]	0,13	0	0	1	0	55	1,857	0	69,64
[24]	13,34	0	0	1	0	48,07	1,857	0	52,68
[25]	13,34	0	0	1	0	48,15	3,49	0	53,01
[26]	13,34	0	0	1	0	49,59	3,49	0	56,53

Tabla 17. Resultados del modelo termodinámico en el caso ORC regenerativo.

Respecto a la situación inicial, puede comprobarse la reducción en el caudal de aire requerido, con el consecuente ahorro tanto en consumo eléctrico por parte del compresor como de emisiones a la atmósfera por parte del calor del enfriador, esto se refleja también en la *Tabla 18*.

Consumo de la bomba de queroseno, W_{Bk} (kW)	77,820
Consumo del compresor, W_c (kW)	191,1
Consumo de la bomba del ORC, W_{Bwf} (kW)	4,605
Consumo de la bomba de agua W_{Bw} (kW)	28,840
Generación de la turbina de alta, W_{TA} (kW)	552,4
Generación de la turbina de baja, W_{TB} (kW)	102,9
Generación neta, W_{Neta} (kW)	250
Calor liberado en aerorefrigerador, Q_{lib} (kW)	1.234
Calor Intercambiado en evaporador, Q_{evap} (kW)	5.359
Calor Intercambiado en condensador Q_{cond} (kW)	4.770
Calor Intercambiado en regenerador, Q_{reg} (kW)	47,01
PINCH del evaporador (°C)	0,087
PINCH del condensador (°C)	3,935
PINCH del regenerador (°C)	5,441
Área del evaporador (m ²)	154,9
Área del condensador (m ²)	189,6
Área del regenerador (m ²)	0,213

Tabla 18. Resultados del dimensionamiento en el caso ORC regenerativo .

El dimensionado anterior aporta la información necesaria para valorizar los equipos con la *Tabla 19*, la cual muestra cómo se han ido obteniendo los costes iniciales en base a la capacidad del equipo. Estos se corrigieron en función de la presión, material y tiempo con los factores tomados en apartados anteriores.

El regenerador posee un coste de los más altos, y se debe a las condiciones desfavorables asumidas en el proceso de destilación (las bajas condiciones de la fuente caliente provocan que el punto de saturación en el evaporador sea fácilmente alcanzable reciclando solo 0,13 kg/s de vapor al regenerador). Por otro lado, la turbina de vapor de alta presión supone un 30% del coste total de los equipos (trabaja todo el caudal de un vapor sobrecalentado que destaca por ser muy energético), y tanto el evaporador como el condensador se encuentran en el 15% (integran cambios de fase donde se transfiere gran cantidad de energía).

Equipo	A	P (barg)	C_p (€)	F_{BM}	F_M	F_P	$C_i(2006)$ (€)	$C_i(2020)$ (€)
Evaporador	154,9	4,503	27.850,56	3,290	1	1,00	91.638,35	106.385,60
Turbina de Alta	552,4	2,113	136.349,60	1,500	-	-	204.524,40	237.438,25
Turbina de Baja	102,9	2,013	40.171,63	1,500	-	-	60.257,44	69.954,60
Condensador	189,6	2,515	66.790,20	2,072	-	0,92	138.363,09	160.629,69
Bomba Fluido Orgánico	4,605	4,503	3.107,43	2,217	1,6	0,54	6.888,77	7.997,37
Bomba Agua Refrigeración	28,84	7,013	6.241,57	2,175	1,6	0,53	13.574,74	15.759,31
Regenerador	0,213	2,87	39.985,86	2,748	1	1,02	109.898,45	127.584,27
TOTAL			320.496,39					725.749,07

Tabla 19. Resultados de los costes iniciales de los equipos.

Aplicando la *Ecuación (32)* propuesta en el modelo económico, la adquisición de la instalación ORC regenerativa con el transporte de los equipos y su instalación, incluyendo el precio del fluido de trabajo asciende a la siguiente cantidad:

$$CI = 1.651.647,96 \text{ €}$$

La tasa de descuento impuesta junto a las simplificaciones realizadas a la hora de evaluar económicamente el proyecto (sin prima de riesgo, depreciación ni ahorro fiscal de impuestos), permiten actualizar los flujos de caja finales según el transcurso de los años, estos se recogen en la *Tabla 20*.

AÑO	CF _i (M€)	CF _i actualizados (M€)	CF _i acumulados (M€)
0	0,000	-1,652	-1,652
1	0,265	0,2527	-1,399
2	0,265	0,2412	-1,158
3	0,265	0,2302	-0,928
4	0,265	0,2198	-0,708
5	0,265	0,2098	-0,498
6	0,265	0,2003	-0,298
7	0,265	0,1912	-0,107
8	0,265	0,1825	0,076
9	0,265	0,1742	0,250
10	0,265	0,1663	0,416

Tabla 20. Evolución de los flujos de caja del ORC regenerativo.

En esta se observa que los CF_i actualizados pasan a ser positivos a partir del octavo año desde que comienza la inversión, es en dicho período cuando empezará a generar beneficios y a ser viable. Estas conclusiones junto a otras pueden obtenerse de la *Tabla 21*, la cual resume los resultados obtenidos desde el punto de vista de la viabilidad económica y los parámetros financieros considerados.

Costes iniciales, CI (M€)	1,652
Gastos anuales, GA (M€/año)	0,066
Ingresos anuales, IA (M€/año)	0,330
Tasa de descuento, k (%)	4,762
Valor Presente Neto, VAN (M€)	0,416
Tasa Interna Rentabilidad, TIR (%)	5,9
Payback, PB (años)	6,239
Coste Específico de Inversión, SIC (€/kW)	6.606,59

Tabla 21. Parámetros y resultados de evaluación económica.

Los flujos de caja acumulados indican que la instalación saldría rentable al cabo de los ocho años, además la TIR justifica que a la empresa (con dicha tasa de descuento asumida) le convendría acometer la inversión. Por lo que el proyecto es viable económicamente desde el punto de vista de la rentabilidad.

En el contexto de la liquidez y eficiencia no resultaría adecuado; por un lado, tardará más de la mitad de la vida del proyecto en recuperar el capital social de la inversión; por otro, el SIC obtenido no se encuentra en el rango típico para los sistemas ORC competitivos en el mercado [33]. Esto es consecuencia de utilizar el pentano (con elevado punto crítico) como fluido de trabajo para un ciclo con las condiciones de la fuente caliente desfavorables, será discutido a continuación.

5.4. Comparación y Discusión

5.4.1. Viabilidad Económica

Primeramente, puede observarse con la gráfica de la *Figura 30* el incremento cada vez mayor en los flujos de caja inicial-final, lo que justifica un retrofiting favorable.

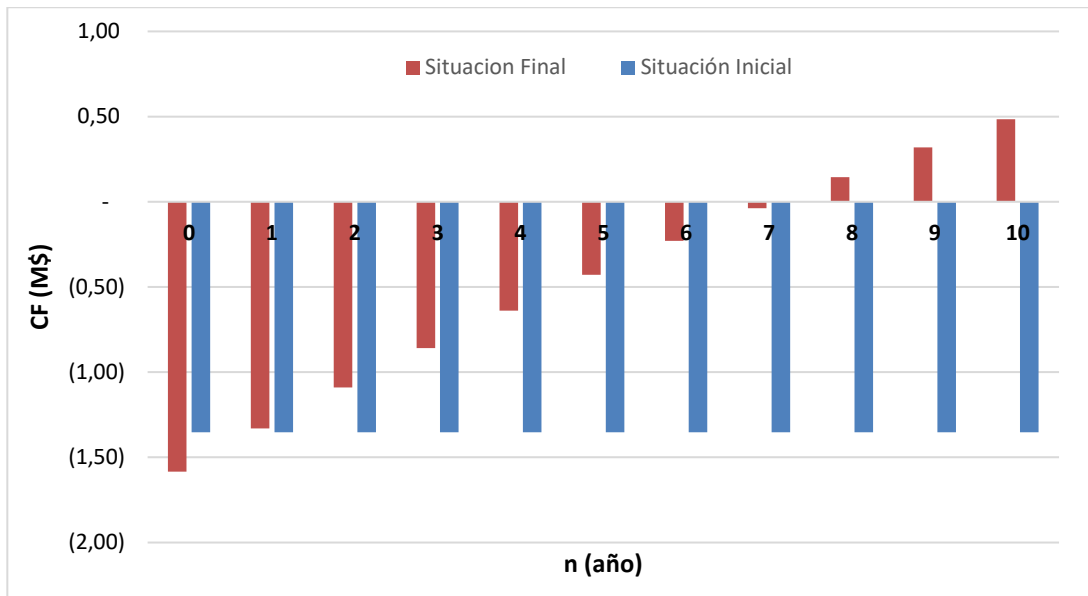


Figura 30. Representación de los flujos de caja finales respecto iniciales.

En relación con los criterios económicos que resultaron desfavorables se ha realizado la gráfica de la *Figura 31*, la forma de sus curvas indica cómo disminuye el precio del kW generado en la instalación ORC de acuerdo con el aumento de la fracción de queroseno al evaporador (se debe a la gran variación en la energía neta producida respecto al similar precio de inversión).

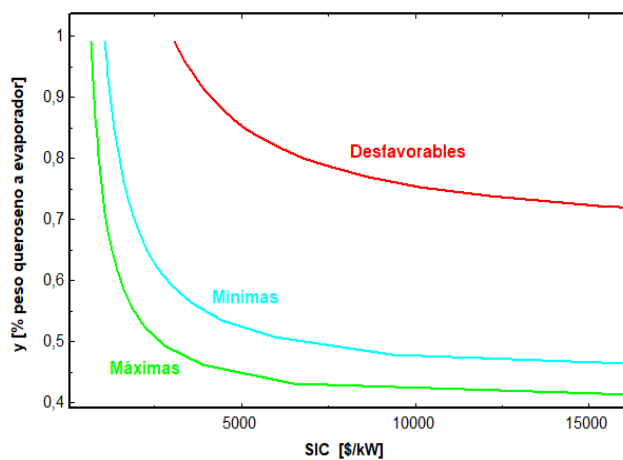


Figura 31. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – SIC.

Por otro lado, se han diferenciado las condiciones desfavorables con las impuestas en el proceso de destilación real, estas curvas se vuelven asintóticas conforme las condiciones de la fuente caliente son más severas. En las zonas donde las pendientes de estas curvas sean menores, se obtendrán costes específicos de inversión relativos en caso de fluctuación sobre caudal de queroseno al evaporador. Por lo que será favorable desde el punto de vista del proceso operar con fracciones entre 0,65-0,50, obteniéndose buena viabilidad económica desde el punto de vista de la eficiencia.

De forma similar a la anterior se ha elaborado la *Figura 32*, la diferencia es que ahora representa la disminución en el período de reembolso respecto a la fracción de entrada de queroseno. Puede observarse una inversión bastante líquida en la zona anterior de condiciones normales de operación de la columna, mientras que con las condiciones desfavorables también convendría acometerla siempre y cuando se introduzcan fracciones mayores al 90% del total.

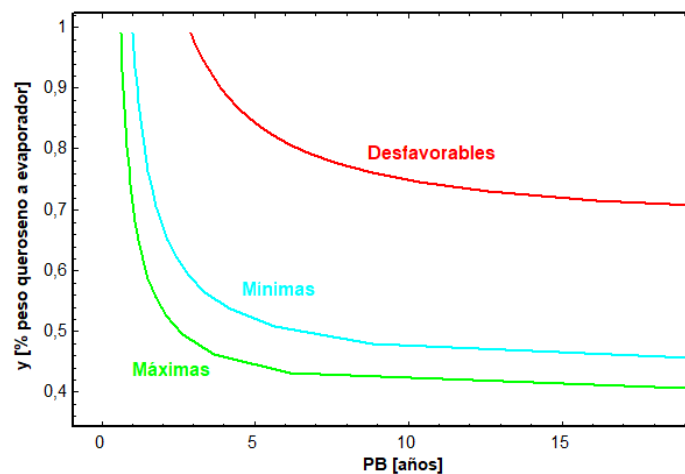


Figura 32. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – Payback.

5.4.2. Viabilidad Técnica

Finalmente, se comparan las limitaciones del sistema ORC regenerativo respecto al ORC ideal. Al suprimir el grado de libertad de la potencia neta generada y fijar la fracción de queroseno alimentado al ciclo, es posible predecir su comportamiento para todo el rango de caudales posibles. Así, utilizando el pentano como fluido de trabajo, resultaron 456,1 kW correspondientes al ciclo ideal frente a 544 kW del regenerativo, energía generada para el máximo caudal de queroseno alimentado.

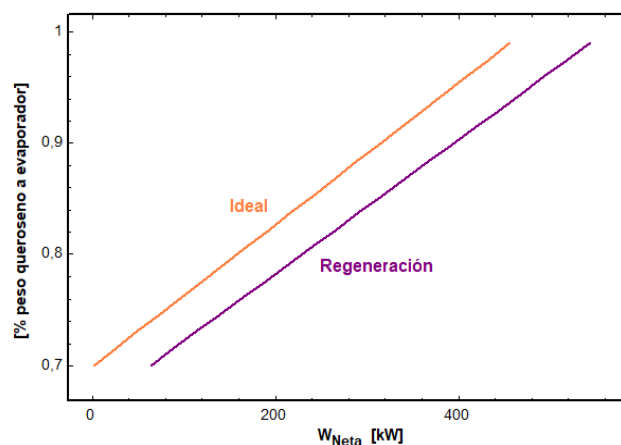


Figura 33. Análisis de sensibilidad entre Fracción de queroseno a ciclo – Potencia generada.

5.5. Conclusiones

Los resultados obtenidos justifican que la técnica de ciclo orgánico de Rankine regenerativa es apta para la recuperación de calor residual a baja/media temperatura en una unidad de destilación a vacío, y también le otorgan bastante aplicabilidad en cuanto al tipo de fluido de trabajo y las condiciones de operación requeridas.

La elaboración de un modelo de simulación con el programa EES ha permitido comprobar que un ORC regenerativo posibilita un 18% más de generación de potencia neta que en el caso ORC ideal, para el mismo caudal de queroseno en el evaporador y utilizando pentano como fluido de trabajo. La evaluación económica del ORC regenerativo indica que el proyecto tiene una TIR del 5,9%, un payback de 8 años y un coste específico de la inversión de 6.606 €/kW para el caso más desfavorable.

Para la elección del compuesto idóneo se han comparado cinco fluidos orgánicos (pentano, butano, isobutano, R234fa, R134a) como fluidos de trabajo en un ORC ideal, en términos de aprovechamiento de calor a baja temperatura para posteriormente tener en cuenta un coste de inversión favorable. El pentano ha resultado el fluido que necesita menos caudal y presiones en la turbina para conseguir una de las eficiencias más altas entre los fluidos estudiados. Esto se debe dos factores anteriormente explicados:

- Alta temperatura crítica para generar la suficiente energía.
- Alta complejidad y peso molecular para un funcionamiento favorable en la turbina.

Con la realización de este proyecto, se ha justificado la viabilidad técnico-económica de la integración de un ciclo orgánico de Rankine (ORC) regenerativo de producción de 250kWe, en una unidad de destilación a vacío en base a una refinería situada en Nueva Zelanda.

Integrar técnicas como la expuesta en las industrias actuales donde sea liberado calor residual en gran medida contribuye de forma beneficiosa al desarrollo sostenible. Dado que, por un lado, su función principal es la de transformar estas cantidades de energía en potencia útil para autoabastecimiento, por otro, también puede afirmarse la reducción en la temperatura del calor finalmente emitido por la fuente fría del ciclo ORC. Estas dos conclusiones cobran sentido dentro del marco europeo de actuación en materia del clima y energía propuesto para el año 2030, pues interviene favorablemente en dos de sus metas (mejorar la eficiencia energética en un 32,5% y reducir emisiones de gases efecto invernadero en un 40% [34]) garantizando una economía baja en carbono extendida al territorio en cuestión. Así, es posible constituir un sistema energético basado en:

- Diversidad energética de fácil alcance para el consumidor.
- Independencia en las importaciones de energía.
- Seguridad de suministro energético.
- Nuevas oportunidades de crecimiento y empleo.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Xiao Xia Xia, Zhi Qi Wang, Nai Jun Zhou, Yan Hua Hu. Jian Ping Zhang, Yin Chen, «Working fluid selection of dual-loop organic Rankine cycle using multi-objective optimization and improved grey relational analysis,» *ScienceDirect*, vol. 171, nº 115028, 2020.
- [2] Ehsan Amiri Rad, Saeed Mohammadi, Edris Tayyeban, «Simultaneous optimization of working fluid and boiler pressure in an organic Rankine cycle for different heat source temperatures,» *ScienceDirect*, vol. 194, nº 116856, 2020.
- [3] «BP,» Energy Outlook, 2020. [En línea]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/images-jpg-png/energy-economics/energy-outlook/primary-energy-consumption-by-fuel-eo19-p78-l.png.img.750.medium.png>.
- [4] «BP,» Energy Outlook, 2020. [En línea]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/images-jpg-png/energy-economics/energy-outlook/shares-of-primary-energy-eo19-p78-r.png.img.750.medium.png>.
- [5] «BP,» Energy Outlook, 2020. [En línea]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/images-jpg-png/energy-economics/energy-outlook/nuclear-eo19-p108-l.png.img.750.medium.png>.
- [6] «BP,» Energy Outlook, 2020. [En línea]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/images-jpg-png/energy-economics/energy-outlook/renewables-share-of-power-generation-by-region-eo19-p104-r.png.img.750.medium.png>.
- [7] «BP,» Energy Outlook, 2020. [En línea]. Available: <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/energy-outlook/demand-by-fuel/natural-gas.html>.
- [8] Moran, M.J. y Shapiro, H.N, Fundamentos de termodinámica técnica, Reverté, 1996.
- [9] *Aplicación del Ciclo Orgánico de Rankine para el aprovechamiento de calor residual en una refinería*, 2012.
- [10] Ennio Macchi, Marco Astolfi, de *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, Woodhead Publishing, 2016.
- [11] S. Liu, J. He, D. Lu, J. Sun, «Optimal integration of methanol-to-gasoline process with organic Rankine cycle,» *ScienceDirect*, vol. 154, p. 4, 2020.
- [12] Mario J. Molina & F. S. Rowland , «Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone,» *Nature*, vol. 249, nº 810-812, 1974.
- [13] Ministerio del Medio Ambiente, de *Guía de las MTD en España del sector refino de petróleo*, 2004.
- [14] H.C. Jung, Susan Krumdieck, Tony Vranjes, «Feasibility assessment of refinery waste heat-to-power conversion using an organic Rankine cycle,» *ScienceDirect*, vol. 77, 2014.

- [15] «FSC 432: Petroleum Processing - Atmospheric and Vacuum Distillation Units,» [En línea]. Available: <https://www.e-education.psu.edu/fsc432/content/atmospheric-and-vacuum-distillation-units>.
- [16] CEPESA, «La torre de destilacion,» [En línea]. Available: https://www.cepsa.es/stfls/corporativo/INFOGRAFIAS/Infografia_Torre_DEF.pdf.
- [17] Refining NZ, «Your Energy Hive – Energy Key Facts,» 2007. [En línea]. Available: <https://www.refiningnz.com/media/key-facts/>.
- [18] Heather Wansbrough, John Packer, John Robertson, «Refining Crude Oil,» *NZ Institute of Chemistry*, p. 2, 2017.
- [19] R. N. Zealand, «Annual Report 2019,» p. 19.
- [20] Dr. Qaiser Muslim Abid Ali Al-Assady, «Characterization of petroleum fractions,» *Iraqi journal of mechanical and material engineering*, vol. 9, p. 229, 2009.
- [21] Marco Astolfi, Matteo C. Romano, Paola Bombarda, Ennio Macchi, «Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part A: Thermodynamic optimization,» *ScienceDirect*, vol. 66, p. 9, 2014.
- [22] R. Smith, «Pumping and Compression,» de *Chemical Process: Design and Integration*, John Wiley & Sons, 2005, pp. 356-369.
- [23] Robert H. Perry, James G. Knudsen, «Tomo III: Transmisión de Calor - Diseño Térmico de Equipos para Transferencia de Calor,» de *Manual del Ingeniero Químico*, McGraw-Hill, 1994, p. 1131.
- [24] DIQUIMA Grupo de Tecnología Química, «Anexo I. Datos para la estimación de costes,» 2005-2006, pp. 3-4.
- [25] «Chemical Engineering Plant Cost Index (averaged over year),» [En línea]. Available: http://folk.ntnu.no/magnehi/cepci_2011_py.pdf.
- [26] Chemical Engineering essentials for the global - CPI, «2019 Plant Cost Index Annual Average,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/>.
- [27] Chemical Engineering essentials for the global - CPI, «2020 CEPCI Updates February Prelim and January Final,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.chemengonline.com/2020-cepci-updates-february-prelim-and-january-final/>.
- [28] P. Collings, Z. Yu, E. Wang, «A dynamic ORC using a zeotropic mixture as the working fluid with composition tuning to match changing ambient conditions,» *ScienceDirect*, vol. 171, p. 9, 2016.
- [29] G. David, F. Michel, L. Sanchez, «Waste heat recovery projects using Organic Rankine Cycle technology – Examples,» *Geneva*, p. 7, 2011.
- [30] «GlobalPetrolPrices,» 2019. [En línea]. Available: https://www.globalpetrolprices.com/Australia/electricity_prices/.

- [31] X. Huang, P. Lu, X. Luo, J. Chen, Z. Yang, Y. Liang, C. Wang, Y. Chen, «Synthesis and simultaneous MINLP optimization of heat exchanger network, steam Rankine cycle, and organic Rankine cycle,» *ScienceDirect*, vol. 195, nº 116922, p. 5, 2020.
- [32] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche, V. Lemort, «Economic Optimization of Small Scale Organic Rankine,» *ScienceDirect*, vol. 31, p. 7, 2011.
- [33] Bernardo Peris Pérez, «Specific Investment Cost,» de *Thermo-economic assessment of small-scale ORC for low-grade industrial waste heat recovery based on an experimental application*, Universitat Jaume I, 2017, p. 69.
- [34] Comisión Europea, «Marco sobre clima y energía para 2030,» [En línea]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_es.