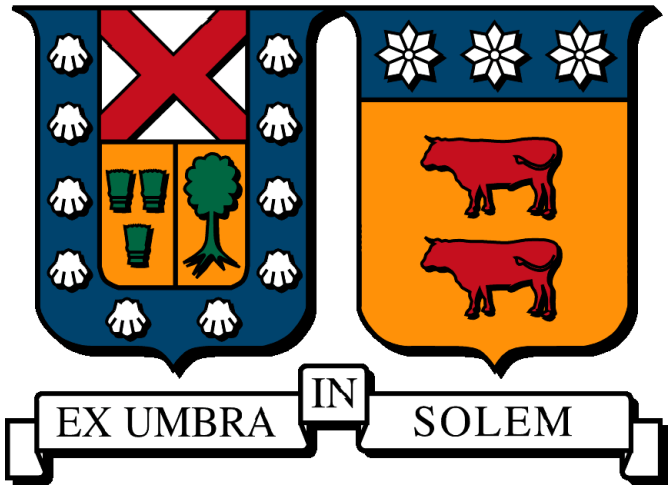
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



Evaluación del desempeño de mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo en ciclos Rankine de baja y media temperatura

Ricardo Jesús Torres Rodriguez

Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico

PROFESOR GUÍA : Ph.D. Ing. Rodrigo Barraza Vicencio
PROFESOR CORREFERENTE : Dr. Ing. Mauricio Osses Alvarado

Marzo 2019

Resumen

El Ciclo Rankine es una tecnología de conversión ampliamente usada en generación eléctrica. Antiguamente, las fuentes de calor utilizadas eran de alta temperatura (sobre 600°C), principalmente para efectuar el cambio de fase del fluido más utilizado: Agua. Actualmente, el Ciclo ha experimentado mejoras en pos de lograr generación eléctrica con fuentes de menor temperatura y diversificar las mismas. Aquí nace el Ciclo Rankine Orgánico, el cual reemplaza el agua por fluidos orgánicos, los cuales poseen una temperatura critica considerablemente menor (entre 100 y 300°C) y entalpías de vaporización/condensación menores en comparación al agua. Una de las últimas modificaciones realizadas al Ciclo consiste en la utilización de mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo, el motivo central es el aumento de eficiencia lograda con las mezclas y la regulación del volumen o masa de los componentes de la mezcla. En el siguiente trabajo se realizó una recopilación de información referente a las principales tecnologías de conversión de calor y fuentes de calor utilizadas en la actualidad. En el desarrollo de esta memoria se realizaron simulaciones de Ciclo Rankine Orgánico para evaluar el desempeño de la mezcla zeotrópica N-Pentano/N-Butano y los fluidos puros Amoníaco, N-Pentano, N-Butano y HCFC123. La situación consiste en un Ciclo Rankine Orgánico que genera 10 MW a partir de una fuente geotérmica, además posee intercambiadores de calor de placas utilizados como evaporador y condensador. Se varió la temperatura de agua geotérmica entre 80 y 137°C y se mantuvo constante la temperatura del agua de refrigeración en 30°C. Los parámetros utilizados como indicadores de desempeño fueron la eficiencia de primera ley, el área de intercambio de calor específica por unidad de potencia, la potencia neta generada y el flujo de masa de vapor generado a partir del aporte de calor geotérmico. Se obtuvo la mejor eficiencia con mezcla zeotrópica, llegando a un 14 %. En relación a la función objetivo combinada con eficiencia, se ubicó en segundo puesto con la magnitud de 40,855 $\frac{kW}{m^2}$. Se concluyó que, para que la aplicación de la mezcla sea considerada una mejora, las temperaturas del foco caliente deben ser superiores a 130°C.

Abstract

The Rankine Cycle is a conversion technology widely used in power generation. Formerly, the heat sources used were high temperature (about 600°C), mainly to effect the phase change of the most used fluid: Water. Currently, the Cycle has experienced improvements in order to achieve electricity generation with lower temperature sources and diversify them. Here the Organic Rankine Cycle is born, which replaces water with organic fluids, which have a considerably lower critical temperature (between 100 and 300°C) and lower vaporization/condensation enthalpies compared to water. One of the last modifications made to the Cycle is the use of zeotropic mixtures as working fluid, the central reason is the increase in efficiency achieved with the mixtures. In the following work a compilation of information referring to the main technologies of heat conversion and heat sources currently used was carried out. In the development of this memory Organic Rankine Cycle simulations were carried out to evaluate the performance of the zeotropic N-Pentane/N-Butane mixture and the pure fluids Ammonia, N-Pentane, N-Butane and HCFC123. The situation consists of an Organic Rankine Cycle that generates 10 MW from a geothermal source, in addition the cycle has plate heat exchangers used as evaporator and condenser. The temperature of geothermal water was varied between 80 and 137°C and the temperature of the cooling water was kept constant at 30°C. The parameters used as performance indicators were the first law efficiency, the specific heat exchange area per unit of power, the net power generated and the mass flow of steam generated from the geothermal heat input. The best efficiency was obtained with zeotropic mixture, reaching 14 %. In relation to the specific exchange area combined with efficiency, it ranked second with the magnitude of 40,855 $\frac{kW}{m^2}$. It was concluded that, for the application of the mixture to be considered an improvement, the temperatures of the hot source must be higher than 130°C.

Índice general

1. Antecedentes 4
   - 1.1. Energía geotérmica . . . 4
   - 1.2. Uso combinado de calor y electricidad a partir de biomasa . . . 8
   - 1.3. Plantas de energía solar . . . 8
   - 1.4. Recuperación de calor residual . . . 9
     - 1.4.1. Equipamiento mecánico y procesos industriales . . . 9
     - 1.4.2. Motores de combustión interna . . . 10
   - 1.5. Tecnologías de conversión de calor . . . 11
     - 1.5.1. Ciclo Rankine de Vapor de agua . . . 11
     - 1.5.2. Ciclo Rankine Orgánico . . . 12
     - 1.5.3. Ciclo Rankine Orgánico con mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo . . . 14
     - 1.5.4. Selección de fluidos de trabajo . . . 15

2. Estado del arte 22

3. Desarrollo modelo numérico 26
   - 3.1. Metodología . . . 27
   - 3.2. Intercambiadores de calor . . . 30
     - 3.2.1. Condensador . . . 30
     - 3.2.2. Evaporador . . . 31
   - 3.3. Simulación de componentes y cálculos específicos . . . 31
     - 3.3.1. Turbina y bomba . . . 32
     - 3.3.2. Intercambiadores de calor: Condensador y evaporador . . . 33
     - 3.3.3. Correlaciones utilizadas . . . 37
     - 3.3.4. Parámetros calculados en ambos intercambiadores . . . 38
     - 3.3.5. Parámetros globales calculados . . . 40
   - 3.4. Optimización . . . 40

4. Validación 42

5. Resultados y análisis 44
5.1. Eficiencia 45
5.2. Gamma 46
5.3. Eficiencia y Gamma 47
5.4. Potencia neta y flujo másico de agua del foco caliente 48

6. Conclusiones 49

A. Código EES 54

Índice de figuras

1.1. Esquemas de centrales geotérmicas de vapor seco y flash [4] 5
1.2. Esquema de una central geotérmica de ciclo binario [4] 7
1.3. Diagrama del principio de un Ciclo Rankine de Vapor de agua [17] 11
1.4. Diagrama T-S del agua y de otros fluidos de trabajo típicos [17] . . 12
1.5. Diagrama T-S de un CRO con un fluido puro (izquierda) y un CRO con fluidos de trabajo mezclados (derecha) [17] 15
1.6. Fluido de trabajo isentrópico [23] 17
1.7. Fluidos de trabajo húmedo (izquierda) y seco (derecha) [23] 17

3.1. Esquema de Ciclo Rankine Orgánico utilizado en la simulación [11] 27
3.2. Diagrama de flujo del procedimiento de simulación 29
3.3. Esquema general de un intercambiador de calor de placas y carcasa [1] 31
3.4. Perfil de temperatura para el condensador utilizando amoníaco como fluido de trabajo 34
3.5. Perfil de temperatura para el evaporador utilizando amoníaco como fluido de trabajo 34
3.6. Diagrama T-S general de Amoníaco (arriba) y con ambos perfiles de temperatura (abajo) 35

4.1. Relaciones entre eficiencia y temperatura de entrada a la turbina en la referencia 1 (naranjo) [11], referencia 2 (verde) [17] y este estudio (azul) 43

5.1. Relación entre eficiencia y diferencia de temperatura de los foco caliente y frío 45
5.2. Relación entre gamma y diferencia de temperatura de los foco caliente y frío 46

5.3. Relación entre el cociente de eficiencia y gamma, y la diferencia de temperatura de los foco caliente y frío 47
5.4. Relación entre el cociente de potencia neta y flujo de masa de agua geotérmica, y la diferencia de temperatura de los foco caliente y frío 48

A.1. Código EES 55
A.2. Código EES 56
A.3. Código EES 57
A.4. Código EES 58
A.5. Código EES 59

Índice de cuadros

1.1. Instalaciones típicas y los fluidos de trabajo que utilizan [23] 19
1.2. Aplicaciones de fluidos de trabajo recomendados por la literatura junto a sus parámetros de temperatura [23] 20

3.1. Especificaciones del ciclo Rankine Orgánico consideradas 30
3.2. Correlaciones de coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para agua 37
3.3. Correlaciones de coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para el fluido de trabajo 38

4.1. Validación de parámetros en comparación a la referencia 42

Glosario

- $\dot{m}$ – Flujo másico
- A – Área de transferencia de calor
- Arg – Argumento media logarítmica
- Bo – Número de Bond
- Boo – Número de Bond modificado
- C – Factor C
- D – Diámetro
- F – Factor de fricción
- FPX – Producto de factor de presión y número X
- G – Velocidad másica
- Gr – Número de Grashof
- H – Ratio del calor latente al sensible
- M – Masa molar
- N – Número
- Nu – Número de Nusselt
- P – Presión
- PP – Pinch Point
- PW – Pumping Power
- Pr – Número de Prandtl
- Q – Calor
- Re – Número de Reynolds
- T – Temperatura
- U – Coeficiente global de transferencia de calor

- UA – Producto de coeficiente global de transferencia de calor y área
- V – Velocidad
- W – Potencia
- X – Número adimensional
- cp – Calor específico
- f – Factor de presión
- g – Aceleración de gravedad
- h – Entalpía
- k – Conductividad
- l – Largo de placa
- p – Profundidad de estría
- qq – Flujo de calor por unidad de área
- s – Entropía
- t – Espesor de placa
- v – Volumen específico
- w – Ancho de placa
- x – Calidad

Símbolos griegos

- γ – Área de transferencia de calor específica por unidad de potencia (Función objetivo)
- λ – Cociente entre área de desobrecalentamiento y condensación
- β – Cociente entre calor de salida y entrada
- ϕ – Cociente entre flujo de masa de agua y número de placas del condensador

- θ – Cociente entre flujo de masa de agua y número de placas del evaporador
- α – Coeficiente de transferencia de calor
- ρ – Densidad
- Δ – Diferencia
- η – Eficiencia
- δ – Separación entre placas
- σ – Tensión superficial
- μ – Viscosidad cinemática
- ν – Viscosidad dinámica

Subscriptos

- 0 – Estado muerto
- C – Condensador
- CWI – Cold Water Inlet
- CWO – Cold Water Outlet
- E – Evaporador
- G – Generador
- $Gross$ – Bruta
- HWI – Hot Water Inlet
- HWO – Hot Water Outlet
- L – Estado líquido
- N – Neto
- P – Placa
- R – Rankine

- T – Total
- V – Estado vapor
- W – Water
- WF – Working fluid
- WFP – Working fluid pump
- WP – Water pump
- a – Atmosférica
- can – Canales
- con – Etapa de condensación, referente al condensador en punto intermedio
- des – Etapa de desobrecalentamiento
- eq – Equivalente
- eva – Referente al evaporador en punto intermedio
- in – Parámetro de entrada
- m – Medio
- out – Parámetro de salida
- pre – Etapa de precalentamiento
- tdc – Transferencia de calor
- vap – Etapa de vaporización
- x – Lado de fluido de trabajo
- y – Lado de agua

Acrónimos

- CRO – Ciclo Rankine Orgánico
- CRV – Ciclo Rankine de Vapor de agua
- ECS – Energía de concentración solar
- MCI – Motor de combustión interna

Introducción

La tendencia mundial actual es hacia la generación eléctrica con fuentes de baja temperatura, como por ejemplo, las energías renovables no convencionales. Dentro de estas fuentes destacan la energía solar, combustión de biomasa, depósitos geotérmicos y recuperación de calor residual proveniente de los procesos industriales. Uno de los objetivos a futuro es reemplazar las antiguas fuentes de calor que son clasificadas ”de alta temperatura”, como los combustibles fósiles por las nuevas fuentes. Ante la necesidad de diversificar las fuentes energéticas, se propone disminuir la intensidad de las plantas generadoras y apostar por una generación descentralizada utilizando todas las fuentes que hoy en día están disponibles y no están siendo utilizadas.

En el contexto chileno existe un potencial enorme de generación a partir de las fuentes antes mencionadas. Ejemplos como la fuerte irrupción de la energía solar o la construcción de la única planta latinoamericana de generación geotérmica por Ciclo Rankine lo confirman. Por consiguiente, se eligió la energía geotérmica como modelo de estudio para este trabajo. En el mundo la energía geotérmica es utilizada ampliamente; sin embargo, hay un rango de temperatura que no está siendo considerado. Los rangos habituales de uso del recurso son a partir de 220°C, en donde el vapor generado a partir del aporte de calor geotérmico se envía directamente a la turbina de operación. Se propone utilizar recursos de baja y media temperatura entre 70 y 130°C, los cuales están disponibles actualmente, utilizando la tecnología de ciclo binario.

Dentro de las tecnologías actuales para convertir calor en trabajo, se escogió el Ciclo Rankine por su robustez y las nuevas modificaciones que se han realizado. En los últimos años, ha crecido el interés en el cambio del fluido de trabajo, el cual antiguamente era Agua. Luego de haber seleccionado la fuente de calor, el siguiente paso es escoger el fluido de trabajo adecuado para el requerimiento. La selección de fluidos de trabajo es el aspecto central de esta memoria y para efectuarla existe una serie de criterios a considerar. El uso de fluidos orgánicos en el Ciclo Rankine dio origen al Ciclo Rankine Orgánico, tecnología madura actualmente por su vasta aplicación con energías

renovables, pero existen varios desafíos referentes al ciclo, como por ejemplo las bajas eficiencias logradas.

En el proceso de mejora del ciclo, se propuso testear computacionalmente el Ciclo Rankine Orgánico con mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo, el cual consiste en utilizar una mezcla de fluidos orgánicos que anteriormente operaban de forma pura. El principal motivo es que las mezclas presentan $glides$ o gradientes de temperatura durante el cambio de fase, los cuales mejoran el match de temperatura en intercambiadores de calor reduciendo las pérdidas de exergía del ciclo y por ende aumentando la eficiencia. Se ha probado también el uso de control dinámico de las mezclas para ajustar el $glide$ de temperatura según el clima y mejorar aún más la eficiencia. Para lograr el efecto se ajusta la composición de la mezcla para controlar el glide de temperatura durante la condensación con el fin de lograr menores temperaturas de condensación en los períodos más fríos del año [17].

Además de la recopilación de información referente a fuentes de baja y media temperatura, tecnologías de conversión de calor, selección de fluidos de trabajo, se desarrolló un modelo numérico para evaluar una mezcla zeotrópica en un eventual Ciclo Rankine que usa agua geotérmica como fuente de calor. El modelo se basa en el estudio del estado del arte realizado. Además de la mezcla, se analizaron fluidos puros para hacer una comparación entre ellos utilizando indicadores de desempeño adecuados. Finalmente se explica bajo qué condiciones es adecuado utilizar una mezcla zeotrópica.

Objetivos

Objetivo general

Evaluar el desempeño de mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo en ciclos Rankine de baja y media temperatura.

Objetivos específicos

Para cumplir con el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Analizar el estado del arte relacionado con la generación de energía mediante ciclo Rankine en condiciones de baja y media temperatura.
- Identificar los fluidos de trabajo más utilizados actualmente en aplicaciones de baja y media temperatura y evaluar sus parámetros termodinámicos que los hacen adecuado para los ciclos Rankine.
- Desarrollar un modelo numérico que simule un ciclo Rankine compatible con distintos fluidos de trabajo escogido.
- Identificar criterios para seleccionar el fluido de trabajo adecuado al ciclo y utilizarlos para definir mezclas zeotrópicas de interés.
- Evaluar las mezclas zeotrópicas seleccionadas como fluido de trabajo e identificar bajo qué condiciones es una alternativa adecuada para ser utilizada en estos ciclos.

Capítulo 1

Antecedentes

1.1. Energía geotérmica

Las fuentes geotérmicas varían en temperatura de los 70 a los $350°$C y pueden ser secas, mayormente de vapor, una mezcla de vapor y agua, o solamente agua líquida. La temperatura del recurso es el mayor determinante del tipo de tecnología requerida para extraer el calor. Generalmente, los depósitos de alta temperatura ($> 220°$C) son los únicos apropiados para la producción comercial de electricidad. Sistemas de vapor seco y flash son ampliamente usados para producir electricidad a partir de recursos de alta temperatura, sus esquemas se presentan en la figura 1.1. Los sistemas secos usan el vapor directamente de los depósitos y lo conducen a través de la unidad turbina-generador para producir electricidad. Las plantas de vapor flash son los tipos más comunes de plantas de generación geotérmica en operación hoy en día. En las plantas de vapor flash, el agua caliente a alta presión es súbitamente liberada a una presión mucho menor, permitiendo que parte del agua se evapore, la cual es usada para accionar la turbina.

Las fuentes de media temperatura, donde las temperaturas están típicamente en el rango de $100 - 220°$C, son por lejos las más comúnmente disponibles. Las plantas de energía de ciclos binarios son la tecnología más común para utilizar tales recursos en generación eléctrica. Existen numerosas variaciones de plantas de energía binarias incluyendo el Ciclo Rankine Orgánico y los ciclos Kalina. [11]

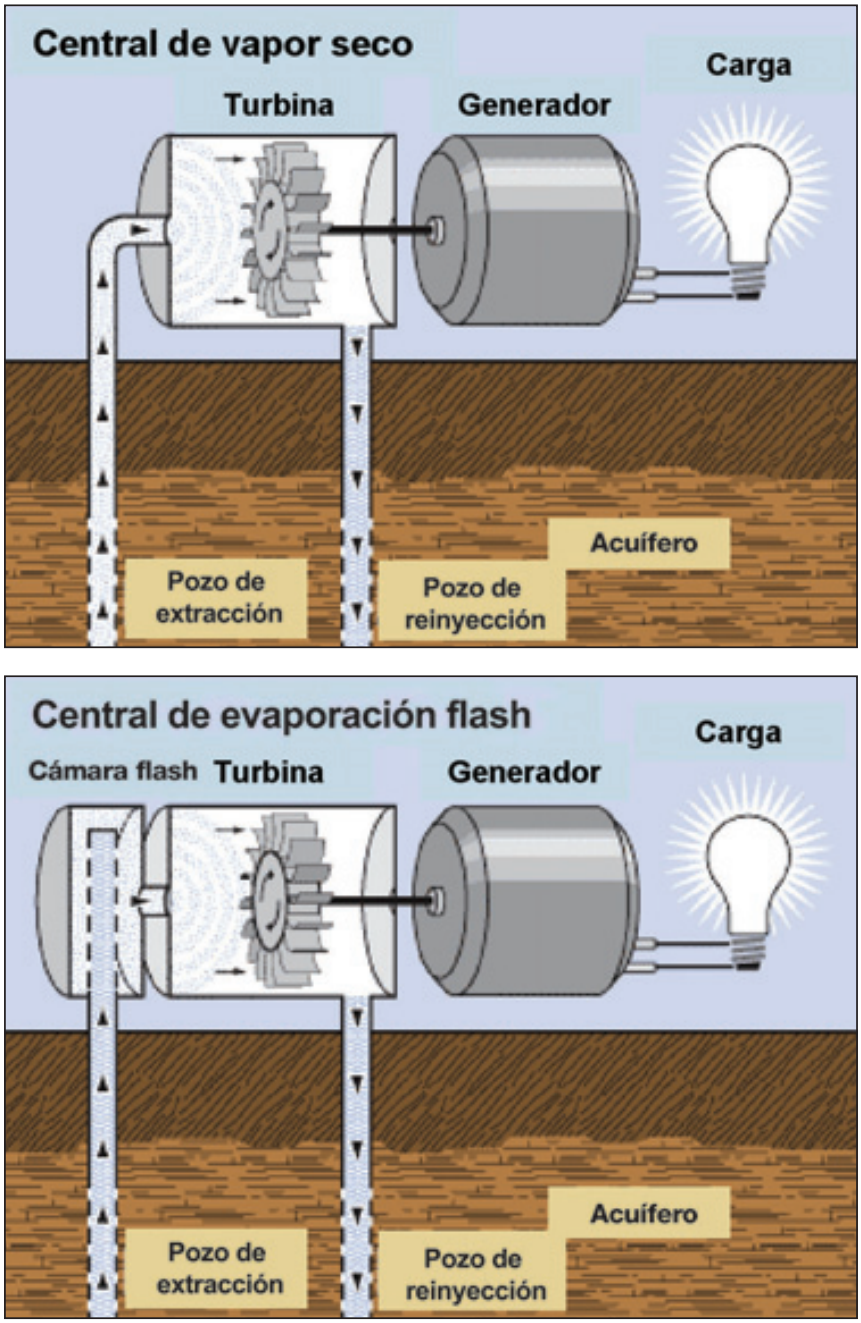


Figura 1.1: **Esquemas de centrales geotérmicas de vapor seco y flash [4]**

En el caso de temperaturas geotérmicas bajo $150°C$ se prefieren los ciclos binarios, en los cuales la potencia térmica de entrada, caracterizada en el ciclo de inyección del vapor generado a partir del aporte de calor geotérmico, es acoplada con un segundo ciclo de tipo termodinámico que consta de un fluido de trabajo de menor temperatura crítica que el agua y adecuado para estas fuentes. El vapor de agua cede su calor al

fluido de trabajo y este se vaporiza accionando la turbina para producir energía. [10].

Los ciclos binarios de generación geotérmica, cuyo esquema se presenta en la figura 1.2, difieren de los sistemas seco y flash en que el agua o vapor proveniente del depósito geotérmico nunca hace contacto con las unidades turbina/generador. En los sistemas binarios, el agua del depósito geotérmico es usada para calentar un fluido secundario el cual es vaporizado y usado para accionar las unidades turbina/generador. El agua geotérmica y el fluido de trabajo están cada uno confinado en sistemas de circulación separados y jamás hacen contacto uno con otro. A pesar de que los sistemas binarios son generalmente más costosos de construir que las plantas accionadas por vapor, tienen una serie de ventajas. El fluido de trabajo ebulle y vaporiza a una menor temperatura que el agua, entonces la electricidad puede ser generada a partir de depósitos de menores temperaturas. Esto incrementa el número de depósitos geotérmicos en el mundo con potencial de generación eléctrica. Ya que el agua geotérmica y el fluido de trabajo viajan a través de sistemas cerrados, las plantas de potencia binarias virtualmente no tienen emisiones a la atmósfera [11].

Las fuentes de media temperatura ($> 150°$C) permiten también combinar uso de calor y generación de electricidad: la temperatura de condensación es ajustada a un nivel mayor (por ejemplo, $60°$C), permitiendo que el agua de refrigeración sea utilizada para calefacción urbana. En este caso, la eficiencia total se incrementa, pero a expensas de una menor eficiencia eléctrica [23].

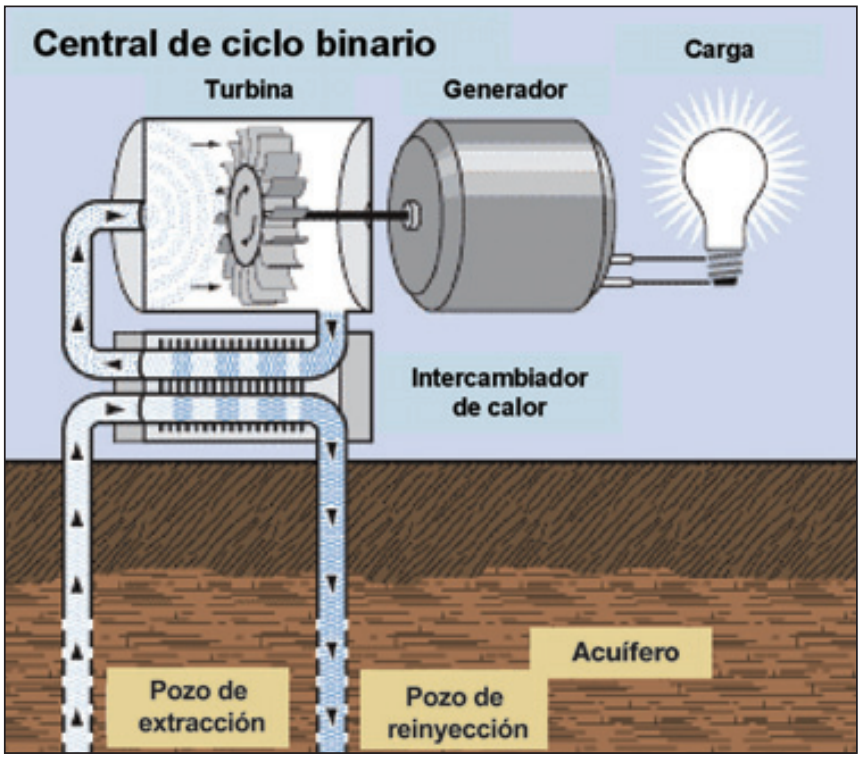


Figura 1.2: **Esquema de una central geotérmica de ciclo binario [4]**

Actualmente el potencial de generación eléctrica usando recursos de baja temperatura (especialmente en el rango de $70 - 100°$C) se ha pasado por alto. La extensión de la tecnología de ciclo binario para utilizar fuentes de baja temperatura ha recibido mayor atención. Ya que la diferencia de temperatura es menor, la eficiencia del ciclo (la que varía entre $5 - 9\,\%$) es mucho menor que la obtenida al utilizar fuentes de media temperatura (la que varía entre $10 - 15\,\%$). Más allá, en sistemas de baja temperatura, grandes áreas de intercambio de calor se requieren para extraer la misma cantidad de calor comparada con los sistemas de media temperatura. Estos factores imponen límites en la explotación de los recursos de baja temperatura y enfatizan la necesidad de diseños de plantas binarias óptimos y de bajo costo [11]. El actual límite tecnológico inferior para la generación de potencia es alrededor de $80°$C, bajo esta temperatura la eficiencia de conversión se torna muy baja y las plantas geotérmicas no son económicas [23].

1.2. Uso combinado de calor y electricidad a partir de biomasa

La biomasa está ampliamente disponible en procesos agrícolas e industriales tales como la industria de la madera o desechos agrícolas. Entre otros medios, esta puede ser convertida en electricidad por combustión que produce el calor de suministro, el cual es convertido en electricidad a través de un ciclo termodinámico. El costo de la biomasa es significativamente menor que los combustibles fósiles. Según Drescher et.al el uso combinado de calor de cogeneración y potencia eléctrica a partir de biomasa sólida es una de las más interesantes opciones de suministro energético confiable y sustentable debido a su alta disponibilidad [7].

A pesar de todo, la inversión necesaria para lograr combustión limpia de biomasa es más importante para las calderas clásicas. Para unidades pequeñas descentralizadas, el costo de generación de electricidad no es competitiva y se requiere combinar con calor y generación de potencia para asegurar la rentabilidad de la inversión. Por tanto, en miras a lograr alta eficiencia en la conversión de energía, las plantas de biomasa de uso combinado son usualmente manejadas por la demanda de calor antes que por la demanda eléctrica.

La posibilidad de usar calor como subproducto es un importante activo de los Ciclos Rankine Orgánicos (CRO) de biomasa, destacando la importancia de una demanda local de calor, la cual puede ser realizada, por ejemplo, por procesos industriales (tales como el secado de madera) o calefacción de espacios (usualmente calefacción urbana). Ya que el calor es relativamente difícil de transportar a través de largas distancias, las plantas de biomasa de uso combinado son en su mayoría limitadas entre $6 - 10$ MW de potencia térmica, correspondientes a $1 - 2$ MW de potencia eléctrica. Esto excluye a los Ciclos Rankine de Vapor de agua (CRV) que no son económicos en este rango de potencia [23].

1.3. Plantas de energía solar

La energía de concentración solar (ECS) es una tecnología bien probada: el sol es rastreado y su radiación es reflejada sobre un colector linear o puntual, transfiriendo calor a un fluido a alta temperatura. Este calor es luego usado en un ciclo de potencia para generar electricidad. Las 3 principales tecnologías de concentración solar son el disco parabólico, la torre solar y el cilindro parabólico. Los discos parabólicos y torres

solares son tecnologías de concentración puntual, conduciendo a mayores factores de concentración y a mayores temperaturas. Los ciclos de potencia más apropiados para estas tecnologías son el motor Stirling (para plantas de baja escala) y el Ciclo Rankine de Vapor de agua (CRV), o incluso el ciclo combinado (para torres solares).

Los cilindros parabólicos trabajan a una menor temperatura ($300 - 400°$C) que los sistemas ECS enfocados en un punto. Hasta ahora, fueron principalmente acoplados a un CRV tradicional para generación de energía. Ellos están sujetos a las mismas limitaciones que una planta geotérmica o de biomasa: Los CRV requieren altas temperaturas, altas presiones, y por lo tanto mayores potencias instaladas para ser rentables.

Los Ciclos Rankine Orgánicos (CRO) son una tecnología promisoria para disminuir los costos de inversión a pequeña escala: Estos pueden funcionar a menores temperaturas, y el total de la potencia instalada puede ser reducido a escala de kWs. Tecnologías tales como los concentradores lineales Fresner son particularmente adecuados para los CRO solares, ya que requieren menor costo de inversión, pero funcionan a menor temperatura.

Hasta ahora, pocas plantas que usan CRO están disponibles en el mercado:

- Una planta CRO de concentración solar de 1 MWe fue completada en 2006 en Arizona. El modulo CRO usa n-pentano como fluido de trabajo y presenta una eficiencia de $20\,\%$. La eficiencia global solar a electricidad es $12,1\,\%$ en el punto de diseño.

- Una planta de 100 kWe fue encargada en 2009 en Hawaii por Electratherm. El fluido de transferencia de calor en los colectores es de alrededor de $120°$C.

- Algunos sistemas de muy pequeña escala han sido estudiados para aplicaciones remotas off-grid, tales como la prueba de concepto del sistema kWe desarrollado para electrificación rural en Lesotho por “STG International” [23].

1.4. Recuperación de calor residual

1.4.1. Equipamiento mecánico y procesos industriales

Muchas aplicaciones en la industria rechazan calor a una temperatura con potencial de aprovechamiento térmico. En plantas de gran escala, este calor es usualmente sobreabundante y a menudo no puede ser reusado por completo en el sitio o usado para calefacción urbana. Por consiguiente, es rechazado a la atmósfera.

Recuperar este calor residual permitiría generar electricidad para ser consumida en el sitio o alimentar de regreso la red. En tal sistema, el calor residual es usualmente recuperado por un circuito intermedio de transferencia que evapora el fluido de trabajo de un Ciclo Rankine Orgánico (CRO). Se estima que existe un potencial de 750 MWe de generación por calor residual industrial en Estados Unidos, 500 en Alemania y 3000 MWe en Europa.

Algunas industrias que poseen alto potencial de recuperación de calor residual son la industria del cemento: $40\,\%$ del calor disponible es rechazado en los gases de escape, con temperaturas que varían entre los 215 y 315°C. Las emisiones de CO_2 de esta industria representan un $5\,\%$ de las emisiones totales de efecto invernadero del mundo, y la mitad es debido a la combustión de combustibles fósiles en los hornos, industria del metal y acero: $10\,\%$ de las emisiones de efecto invernadero en China, refinerías e industria química.

1.4.2. Motores de combustión interna

Un motor de combustión interna (MCI) solo convierte alrededor de un tercio de la energía del combustible en potencia mecánica en los típicos ciclos de conducción: una típica ignición de un MCI Spark, con una eficiencia térmica entre 15 y $32\,\%$ libera $1{,}7$-45 kW de calor a través del radiador (a una temperatura cercana a $80 - 100$°C) y $4{,}6 - 120$ kW vía gases de escape ($400 - 900$°C). El sistema de recuperación de calor de Ciclo Rankine (tanto orgánico como a base de vapor de agua) es un medio eficiente para recuperar calor (en comparación con otras tecnologías como la termo electricidad y el ciclo de absorción de aire acondicionado [23]). El concepto de aplicar un Ciclo Rankine a un MCI no es nuevo y los primeros desarrollos técnicos aparecieron después de la crisis energética de 1970. Los sistemas desarrollados hoy difieren de los diseños propuestos en 1970 debido a los avances en el desarrollo de dispositivos de expansión y la más amplia selección de fluidos de trabajo. Sin embargo, actualmente, no hay soluciones de ciclo Rankine disponibles en el mercado. La mayoría de los sistemas en desarrollo recuperan calor de los gases de escape y del circuito de enfriamiento. Otra potencial fuente de calor es la recirculación de gases de escape y los enfriadores de aire de carga, los cuales disipan montos no despreciables de calor. El desempeño de unos prototipos de ciclo Rankine recientemente desarrollados por Honda muestran una máxima eficiencia térmica de $13\,\%$. A 100 km/h, esto rinde una salida del ciclo de $2{,}5$ kW (para una salida de motor de $19{,}2$ kW) y representa un incremento en la eficiencia térmica del motor de $28{,}9\,\%$ a $32{,}7\,\%$. La electricidad generada mediante

el ciclo Rankine es utilizada para recargar baterías de respaldo o bien apoyar varios componentes eléctricos del vehículo. [23].

1.5. Tecnologías de conversión de calor

1.5.1. Ciclo Rankine de Vapor de agua

El Ciclo Rankine de Vapor de agua (CRV) es quizás el más conocido de todos los sistemas de máquinas térmicas, habiendo conducido la revolución industrial, es aún el ciclo más usado para producir electricidad en el mundo, por ejemplo, a partir de combustibles fósiles y nucleares. El CRV es un ciclo termodinámico cerrado para conversión de calor en potencia, y es elaborado por 4 principales componentes de procesos esbozados en la figura 1.3. El proceso es también ilustrado en un diagrama temperatura-entropía, el cual muestra los cambios de estados del fluido de trabajo durante un proceso ideal. La potencia es generada transfiriendo calor de una fuente de calor al agua sometida a alta presión que luego se vaporiza en una caldera/evaporador (2-3), y expande el vapor a través de un expansor (3-4). El expansor es conectado a un generador eléctrico que convierte la energía mecánica en electricidad. Después del proceso de expansión, la energía está aún presente en el vapor en forma de calor de bajo grado, el cual es rechazado al sumidero de calor por el condensador (4-1). El agua es luego bombeada de regreso a alta presión (1-2), y en la caldera se completa el ciclo [17].

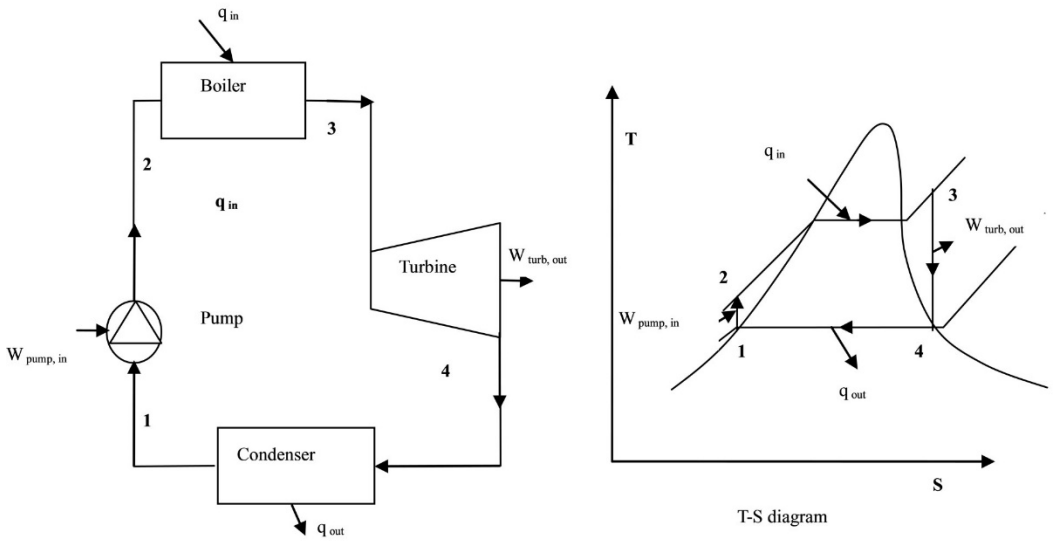


Figura 1.3: **Diagrama del principio de un Ciclo Rankine de Vapor de agua [17]**

Debido a las propiedades del agua, el CRV es adecuado para fuentes de temperatura sobre los $450°C$. El agua es la primera opción de fluido de trabajo por varias razones, incluyendo inflamabilidad, bajo índice de potencial de calentamiento global (cuya sigla en inglés es GWP) y precio, como también la alta estabilidad química. Sin embargo, varias propiedades hacen al agua inadecuada para la recuperación de calor de baja y media temperatura. El agua se considera como un fluido "húmedo", lo cual significa que la pendiente de su curva de saturación en la región de vapor es negativa, como se muestra en la figura 1.4. Como resultado, el sobrecalentamiento es requerido para evitar la expansión en la región de dos fases, la cual reduce significativamente la eficiencia del ciclo en la recuperación de calor con fuentes de baja y media temperatura. Más allá, los CRV típicamente requieren algunos sistemas adicionales auxiliares tales como agua de reposición y los requerimientos de mantenimiento son altos. Esto hace al CRV inadecuado para plantas de baja capacidad (unos pocos MW de salida eléctrica). Tampoco podría operarse a distancia el sistema. [17].

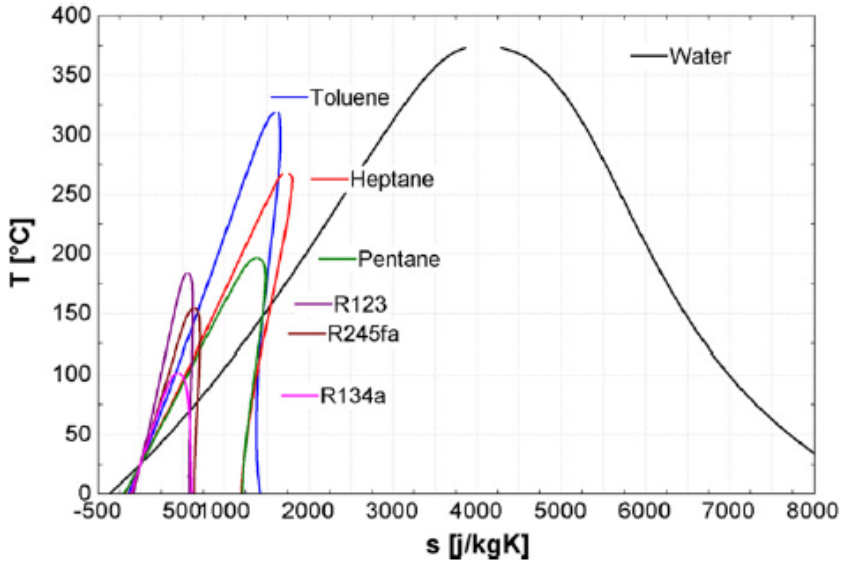


Figura 1.4: **Diagrama T-S del agua y de otros fluidos de trabajo típicos [17]**

1.5.2. Ciclo Rankine Orgánico

Conceptualmente, el Ciclo Rankine Orgánico, abreviado como CRO, es similar a un Ciclo Rankine de Vapor de agua, este se basa en la vaporización de un líquido a alta presión, el cual es expandido a una menor presión consiguiendo trabajo mecánico, luego el ciclo se completa por la condensación del vapor a baja presión y bombeándolo

nuevamente a alta presión. Por esto, el CRO involucra los mismos componentes que un CRV convencional (una caldera, un dispositivo expansor que produzca trabajo, un condensador y una bomba). Sin embargo, el fluido de trabajo es un compuesto orgánico caracterizado por un menor punto de ebullición que el agua y permitiendo la generación de potencia a partir de fuentes de baja temperatura [23]. Los fluidos de trabajo típicamente usados son "secos" o "isentrópicos", lo cual significa que las curvas de saturación en la región de vapor son positivas o nulas, por ejemplo, pentano (seco) o R134a (isentrópico), lo que se puede observar en las figuras 1.6 y 1.7. Se observa también que las temperaturas críticas son menores que el agua como se ha descrito con anterioridad. Tales fluidos eliminan la necesidad de sobrecalentamiento, presión de condensación sub-atmosférica y necesidad de sistemas auxiliares. Esto, combinado con menores requisitos de mantención que los CRV, hacen al CRO aplicable para plantas descentralizadas y de pequeña escala con potencias eléctricas tan bajas como 5 kW. El ciclo también puede ser usado en plantas de alta capacidad con potencias de salida de hasta varios MW [17].

En el marco bastante nuevo de conversión descentralizada de calor de baja temperatura en electricidad, la tecnología de CRO ofrece una interesante alternativa, la cual es en parte explicada por su característica modular: Un sistema CRO puede ser usado, con pequeñas modificaciones, en conjunto con varias fuentes de calor. Además, a diferencia de los ciclos de potencia convencionales, esta tecnología permite la generación de energía descentralizada y de baja escala. Estas características hacen a la tecnología CRO más adaptada que el CRV a la conversión de fuentes de energía renovable cuya disponibilidad es generalmente más localizada que los combustibles fósiles, y cuyas temperaturas (por ejemplo, en un colector solar o en un pozo geotérmico) es menor que los combustibles tradicionales [23] .

El CRO es ampliamente comercializado, y es la tecnología más madura para recuperación de calor de baja y media temperatura. Sin embargo, existen varios desafíos con el CRO, incluyendo baja eficiencia del ciclo, alto back work ratio (fracción del trabajo generado por el expansor consumido por la bomba de alimentación), como también la inflamabilidad y alto índice de potencial de calentamiento global (GWP en inglés) de los fluidos de trabajo. Se han sugerido diferentes modificaciones al ciclo para incrementar su desempeño, estas típicamente introducen nuevos componentes o fluidos de trabajo para reducir las pérdidas de exergía del ciclo e incrementar el trabajo de salida. El ciclo puede parecer teóricamente similar, pero requiere diferentes layouts del proceso y complejidad, la cual impacta en los costos del ciclo y factibilidad [17]. Se

puede concluir que actualmente el Ciclo Rankine Orgánico es una tecnología de vanguardia [10].

1.5.3. Ciclo Rankine Orgánico con mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo

Dentro de las tecnologías de CRO, existe la posibilidad de utilizar mezclas zeotrópicas como fluido de trabajo, el esquema de esta configuración se ilustra en la figura 1.5. Las mezclas zeotrópicas se caracterizan por presentar gradientes de temperatura durante la evaporación y condensación. Los gradientes de temperatura son creados por las diferentes temperaturas de ebullición de los fluidos que componen la mezcla, y pueden mejorar el $match$ de temperatura en los intercambiadores de calor. Contrariamente al ciclo transcrítico y otras tecnologías con gradientes de temperatura durante la absorción de calor, las mezclas reducen las pérdidas de exergía tanto en el condensador como en el evaporador. Además, para mejorar la eficiencia anual de los CRO con temperatura del ambiente (o sumidero de calor) variable se puede usar el control dinámico de la composición de la mezcla. Cambiando la composición de la mezcla se controla el gradiente de temperatura durante la condensación, y puede ser ajustada para, por ejemplo, permitir menores temperaturas de condensación en períodos fríos. Esto ha mostrado que, por ejemplo, mejoraría la eficiencia térmica anual promedio a un $23\,\%$ teniendo como referencia del cálculo la eficiencia de un CRO convencional con una fuente de calor de $100°$C. CROs con mezclas zeotrópicas pueden requerir áreas de intercambiadores de calor ligeramente mayores que los CROs básicos, ambos debido a las reducidas diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor y menores coeficientes de transferencia de calor. Otro desafío es el limitado conocimiento de la transferencia de calor y caídas de presión en mezclas zeotrópicas. Además, hay disponibilidad limitada de investigación experimental con el uso de mezclas [17].

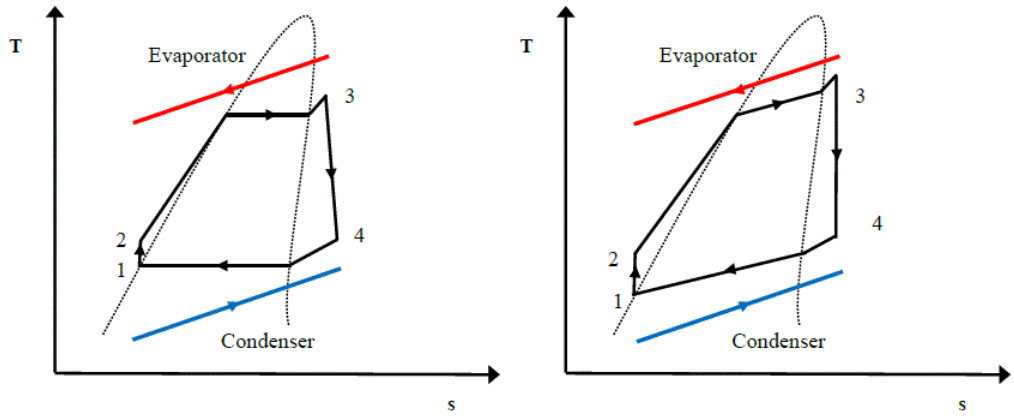


Figura 1.5: **Diagrama T-S de un CRO con un fluido puro (izquierda) y un CRO con fluidos de trabajo mezclados (derecha) [17]**

1.5.4. Selección de fluidos de trabajo

A priori, la elección del fluido de trabajo tiene una influencia importante en la eficiencia [10]. Sin embargo, la selección de fluidos de trabajo ha sido tratada en un gran número de publicaciones científicas con distintos enfoques. En muchos casos, estos estudios presentan una comparación entre un listado de candidatos a fluido de trabajo en términos de desempeño termodinámico y basados en un modelo termodinámico del ciclo. Cuando se selecciona el fluido de trabajo más apropiado, los siguientes lineamientos e indicadores deben ser tomados en cuenta:

1. Desempeño termodinámico: La eficiencia y/o potencia de salida debe ser tan alta como sea posible para una fuente de calor y sumidero de calor especificados. Este desempeño depende de un número de propiedades termodinámicas interdependientes del fluido de trabajo: punto crítico, factor acéntrico, calor específico y densidad. No es sencillo establecer un óptimo para cada propiedad termodinámica específica independientemente. El enfoque más común consiste en simular el ciclo con un modelo termodinámico mientras se comparan los diferentes candidatos a fluidos de trabajo y se extraen conclusiones.

2. Curva de saturación de vapor positiva o isentrópica: Como se detalló previamente en el caso del agua, una curva de saturación negativa (fluido “húmedo”) conduce a gotas en las etapas posteriores de la expansión. El vapor debe, por tanto, ser sobrecalentado al ingreso de la turbina para evitar daños en esta. En el caso de una curva de saturación positiva (fluido “seco”), se puede instalar un

recuperador al término de la expansión del fluido para incrementar la eficiencia del ciclo. Los distintos tipos de fluidos de trabajo se ilustran en las figuras 1.6 y 1.7 donde se muestra isopentano (seco), R11 (isentrópico) y R22 (húmedo).

3. Alta densidad de vapor: Este parámetro es de importancia, especialmente para fluidos que muestran una muy baja presión de condensación (por ejemplo, aceites de silicona). Una baja densidad conduce a mayores flujos volumétricos: los tamaños de los intercambiadores de calor deben ser incrementados para limitar las caídas de presión. Esto tiene un impacto no despreciable en el costo del sistema. Sin embargo, puede ser notado que flujos volumétricos mayores pueden permitir un diseño más simple en el caso de turboexpansores, para los cuales el tamaño no es un parámetro crucial.

4. Baja viscosidad: Baja viscosidad en ambas fases, líquida y vapor, resultan en altos coeficientes de transferencia de calor y bajas pérdidas de fricción en los intercambiadores de calor.

5. Alta conductividad es relacionada con altos coeficientes de transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

6. Presión de evaporación aceptable: Como se ha discutido para el caso del agua como fluido de trabajo, altas presiones usualmente conducen a mayores costos de inversión y mayor complejidad.

7. Presión manométrica de condensación positiva: La baja presión debe ser mayor que la presión atmosférica a fin de evitar infiltración de aire en el ciclo.

8. Alta estabilidad térmica: A diferencia del agua, los fluidos orgánicos usualmente sufren deterioro químico y descomposición a altas temperaturas. La máxima temperatura de la fuente de calor es limitada por la estabilidad química del fluido de trabajo.

9. El punto de congelamiento debe ser menor que la menor temperatura ambiente del año para evitar el congelamiento del fluido de trabajo.

10. Alto nivel de seguridad: La seguridad involucra dos parámetros principales: Toxicidad e inflamabilidad. El standard ASHRAE 34 clasifica los refrigerantes en grupos de seguridad y pueden ser usados para la evaluación de un fluido de trabajo particular.

11. Bajo potencial de agotamiento de ozono (ODP): el agotamiento de ozono potencial es 11, expresado en términos de ODP del R11, ajustado a la unidad. El ODP de los actuales refrigerantes es nulo o muy cercano a cero, ya que los fluidos con ODP no nulos han sido eliminados progresivamente bajo el protocolo de Monreal.

12. Bajo potencial de efecto invernadero (GWP): El GWP es medido con respecto a GWP de CO_2, escogido como la unidad. A pesar de que algunos refrigerantes pueden alcanzar un valor de GWP tan alto como 1000, actualmente no hay legislación directa en la restricción del uso de fluidos con alto valor de GWP.

13. Buena disponibilidad y bajo costo: Los fluidos ya usados en refrigeración o en la industria química son más fáciles de obtener y menos costosos.

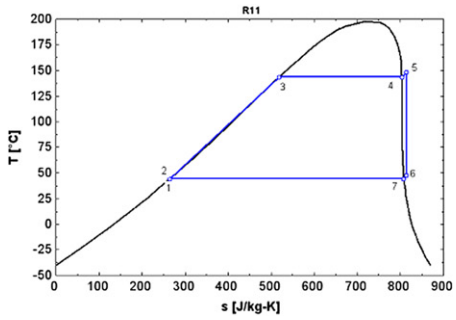


Figura 1.6: **Fluido de trabajo isentrópico [23]**

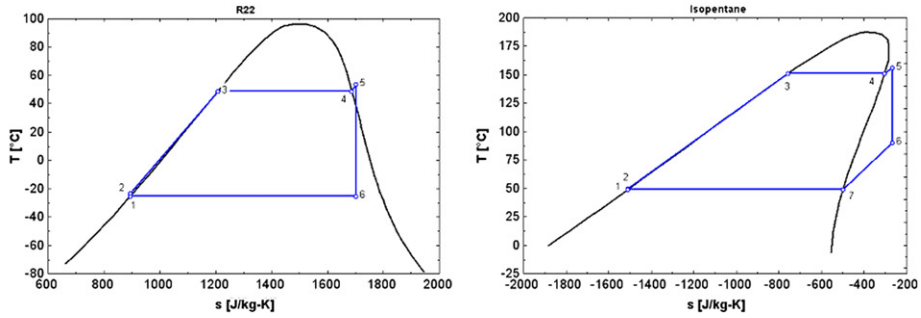


Figura 1.7: **Fluidos de trabajo húmedo (izquierda) y seco (derecha) [23]**

Mientras los estudios de la selección de fluidos cubren un amplio rango de fluidos de trabajo, solo unos pocos fluidos están ahora siendo utilizados en plantas comerciales CRO. Estos fluidos se resumen en el cuadro 1.1, clasificados en términos de temperatura crítica.

En general, el fluido seleccionado exhibe una temperatura crítica ligeramente superior que la temperatura de evaporación objetivo: si la temperatura de evaporación es mucho mayor que la crítica, por ejemplo si el tolueno ($T_C = 319°$C) es evaporada a $100°$C, las densidades de vapor se vuelven excesivamente bajas en ambas líneas de presión alta y baja.

El cuadro 1.2 resume la literatura en el campo de la selección de fluidos de trabajo para sistemas CRO. Para comparar las diferentes publicaciones, se toman en cuenta tres características: la aplicación objetivo y los rangos de temperatura de condensación/evaporación. Las publicaciones que comparan el desempeño del fluido de trabajo como una función de la presión de ingreso a la turbina y no de la temperatura se excluyen porque la principal limitación en la tecnología CRO es la temperatura de la fuente de calor y no la alta presión.

Del cuadro 1.2 se vuelve aparente que, a pesar de la multiplicidad de estudios de fluidos de trabajo, ningún fluido individual ha sido identificado como óptimo para el CRO. Esto es debido a las diferentes hipótesis usadas para realizar las comparaciones entre fluidos:

- Algunos autores consideran el impacto ambiental (ODP, GWP), la inflamabilidad, y la toxicidad del fluido de trabajo, mientras que otros autores no.
- Supuesto de condiciones de trabajo diferentes (por ejemplo, rangos de temperatura considerados), conduciendo a diferentes fluidos de trabajo óptimos.
- Las funciones objetivo en la optimización dependen de la aplicación objetivo: En aplicaciones de biomasa o solares la eficiencia del ciclo es usualmente maximizada, mientras que en recuperación de calor residual, la potencia de salida suele ser maximizada.

Se sigue que, ya que ningún fluido de trabajo puede ser marcado como óptimo, el estudio de los candidatos a fluido de trabajo debe ser integrado dentro del proceso de diseño de cualquier sistema CRO.

Muchos estudios recomiendan el fluido con la más alta temperatura crítica, lo cual podría sugerir que la eficiencia de la planta podría ser mejorada aún más seleccionando fluidos de trabajo con puntos críticos incluso mayores. Sin embargo, como se citó anteriormente, una temperatura crítica alta también implica trabajar a densidades de vapor menores, lo que conduce a un mayor costo del sistema.

Por lo tanto, puede concluirse que la eficiencia termodinámica en solitario no puede ser considerada como el único criterio para la selección de fluidos de trabajo. Se

deben considerar enfoques más globales. Sin embargo, muy pocos estudios incluyen parámetros adicionales que tomen en cuenta el diseño práctico del sistema CRO, principalmente por la dificultad de definir una función apropiada para una optimización multi-objetivo del ciclo. Existen publicaciones donde se ha aplicado el concepto anterior, donde se proporciona una selección de fluidos toma en cuenta la requerida área de intercambio de calor, tamaño de turbina, costo del sistema y riesgo. Estos estudios revelan que tomando la economía en consideración se puede orientar a muy diferentes condiciones óptimas de operación y fluidos de trabajo. Estos métodos deben, por tanto, ser preferidos que la comparación termodinámica de candidatos a fluidos de trabajo [23].

Fluido	**Instalación**
HFC-134a	Usado en plantas de potencia geotérmica o en recuperación de calor residual de temperatura muy baja
HFC-245fa	Fluido de trabajo de baja temperatura, principalmente usado en recuperación de calor residual
N-pentano	Usado en la única planta comercial solar CRO en Nevada. Otras aplicaciones incluyen recuperación de calor residual y geotermia de media temperatura
Solkatherm	Recuperación de calor residual
OMTS	Plantas de uso combinado de calor y electricidad a partir de biomasa
Tolueno	Recuperación de calor residual

Cuadro 1.1: **Instalaciones típicas y los fluidos de trabajo que utilizan [23]**

Aplicación	T de Cond. [C]	T de Evap. [C]	Fluidos recomendados
Recuperación de calor residual	30-50	120	R113
	30	150-200	HCFC-123, benceno, tolueno
	35	60-100	HCFC-123, n-pentano
	25	100-210	R113
	25	145	R236EA
	40	120	Tolueno, benceno
	50	80-220	R113, HCFC-123
	27-87	327	R11, R141b, R113, HCFC-123, HFC-245fa, R245ca
Gases de escape MCI	55	60-150	Agua, R245ca e isopentano
	35	96-221	Benceno
Uso combinado de calor y electricidad	90	250-350	Butilbenceno
	50	170	Etanol
Geotermia	30	70-90	Amoníaco
	30	100	HCFC-123, n-pentano
	25	80-115	Propileno, R227ea, HFC-245fa
Solar	35	60-100	R152a, R600, R290
	45	120-230	n-dodecano
	30	150	R245fa, SES36

Cuadro 1.2: **Aplicaciones de fluidos de trabajo recomendados por la literatura junto a sus parámetros de temperatura [23]**

En general, tomando en consideración todos los criterios presentados anteriormente, existe otro conjunto de restricciones, las cuales se asocian a las condiciones de trabajo iniciales del diseño. Las restricciones también incidirán en la opción de fluido escogido. Estas restricciones se relacionan con el tipo de aplicación y sus requerimientos. Las formas constatadas con que se selecciona el tipo de fluido en la literatura son, a grandes rasgos:

- Escoger un grupo de fluidos utilizados anteriormente en otra aplicación afín. Esto con el fin de proponer una nueva condición y escoger la opción óptima
- Determinar condiciones iniciales. Luego, mediante un procedimiento someter fluidos a ajustarse a tales condiciones

- Según criterio definido por el encargado del trabajo, seleccionar el fluido que cumpla de mejor manera el criterio

Capítulo 2

Estado del arte

Hettiarachchi et.al [11] realizaron una publicación sobre criterio óptimo de diseño para ciclos Rankine orgánicos usando fuentes geotérmicas de baja temperatura. El estudio proporciona la relación entre área total de transferencia de calor requerida y potencia neta generada, la cual es la función objetivo del código y se considera una buena medida para el costo total de la planta. Utilizando esta relación como función objetivo determinó cual es el fluido más apto para la aplicación. El estudio se realizó a 4 fluidos, los cuales se escogieron porque son aptos para ciclos binarios. Entre las características de estos fluidos destaca el bajo punto de ebullición en comparación al fluido más típico, agua. Se menciona que se desea que los fluidos sean seguros (estables, no tóxicos y no inflamables), sin embargo, no todos cumplen a cabalidad esos requerimientos. El procedimiento de simulación minimiza la función objetivo de cada uno de los fluidos estudiados. Los parámetros que se variaron en el proceso de optimización fueron temperaturas de evaporación y condensación, y velocidades de agua geotérmica y de refrigeración. Las condiciones iniciales de trabajo fueron: Potencia 10 MW, temperatura fuente de calor $70 - 90°$C, temperatura agua de refrigeración $30°$C. Los resultados entregados fueron: Función objetivo, eficiencia térmica, utilización de agua geotérmica y finalmente eficiencia exergética. El fluido preferido fue amoníaco, seguido por HCFC123, N-Pentano y PF5050.

Drescher et.al [7] realizaron un procedimiento para calcular eficiencia de un CRO. El método se utilizó para encontrar fluidos apropiados para plantas de biomasa. Se utilizaron ecuaciones termodinámicas para modelar el ciclo para todos los posibles candidatos a fluido de trabajo. Para seleccionar el fluido primero se definieron las restricciones del sistema. Los principales parámetros a analizar fueron las temperaturas y presiones máximas y mínimas. El análisis se realizó centrándose en la eficiencia térmi-

ca. Los resultados arrojaron que la eficiencia se correlaciona con mínima temperatura baja, alta temperatura de vaporización y una alta entalpía de vaporización de entrada.

Heberle et.al [10] desarrollaron simulaciones detalladas para ciclo Rankine orgánico con fuentes de baja entalpía, en las cuales se consideraron las mezclas zeotrópicas isopentano/isobutano y R227ea/R245fa como fluidos de trabajo. Para evaluar la conversión de energía se utilizó principalmente la eficiencia de segunda ley. Por otra parte, los parámetros que se variaron fueron: Composición de la mezcla, temperatura de fuente de calor y diferencia de temperatura del agua de refrigeración. El uso de mezclas condujo a un aumento de eficiencia en comparación a fluidos puros, principalmente debido a los match de temperatura en el condensador y evaporador. Por ejemplo, para fuentes bajo $120°$C la eficiencia aumentó a $15\,\%$. En el caso de fluidos puros, ocurre un aumento significativo en la eficiencia cuando se alcanza la presión máxima y el pinch point cambia a la entrada del precalentador. El efecto anterior reaparece para el fluido de trabajo R227ea utilizado en estado puro a $120°$C de fuente de calor y para isobutano en estado puro a $170°$C de fuente de calor. En caso de ser requerido, el comportamiento descrito puede ajustarse para que suceda a mayores temperaturas añadiendo a la mezcla más cantidad del componente menos volátil.

Amat [1] desarrolló un modelo de Ciclo Rankine orgánico con el objetivo de evaluar fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero. El criterio utilizado por Amat fue definir una serie de indicadores de desempeño (potencia, rendimiento, flujo másico, entre otros) y analizar su comportamiento en base a la variación de otros parámetros claves del ciclo (Temperatura del foco caliente y frío). Finalmente, se concluyó que no se puede establecer un fluido exclusivo como óptimo, ya que según cada requerimiento impuesto en los indicadores de desempeño, será el fluido que se seleccione. Además, se deben tener en cuenta aspectos prácticos como las presiones de operación o la clasificación de seguridad de los fluidos de trabajo.

Quoilin et.al [23] publicaron un profundo estudio técnico-económico sobre los ciclos Rankine orgánicos. En el estudio se explicaron las principales aplicaciones de los ciclos, se describieron los fabricantes y el mercado actual de la tecnología, se realizó una comparación con el ciclo Rankine de vapor, se mostraron criterios de selección de fluidos y se analizaron cada uno de los componentes que integran el ciclo. Finalmente se explicó las tendencias actuales de la tecnología en términos de investigación y desarrollo.

Chen et.al [5] realizaron una comparación entre ciclo Rankine orgánico usando R123 como fluido de trabajo y el ciclo transcrítico que utiliza dióxido de carbono como

fluido de trabajo, en términos de eficiencia de primera ley y potencia de salida del ciclo. La fuente de calor utilizada en el ciclo fue calor residual de industria. El motivo del aumento en la eficiencia del ciclo transcrítico fue la mejora del $match$ de temperatura. Por otra parte, no existió problemas de pinch point en el ciclo transcrítico.

Hung et.al [12] investigó los fluidos de trabajo Benceno, Tolueno, p-Xileno, R113 y R123. Analizó el comportamiento de la eficiencia y las irreversibilidades comparando varias fuentes de calor. Finalmente seleccionó el mejor fluido según los criterios mencionados.

Saborío-González et.al [24] estudiaron la mezcla de limoneno (extracto de la cáscara de naranja) con el hidrocarburo n-pentano. Se analizó el comportamiento de los ratios de evaporación y entalpías de vaporización en función de la fracción másica de cada componente. La condición de operación es una planta geotérmica binaria de Costa Rica (pentano, 26 % eficiencia de Carnot). Las mezclas que contenían 20 % de limoneno mostraron eficiencias globales de carnot de 22 % (con pentano) y de 24 % (con isopentano). En este estudio, el cálculo de la volatilidad y eficiencia de Carnot fueron utilizados como un indicador de prefactibilidad con el objetivo de realizar un estudio termodinámico más profundo posteriormente. La eficiencia consideró como parámetros la temperatura más alta (entregada por la fuente de calor asumida) y la más baja (la temperatura crítica de la mezcla calculada mediante procedimiento propuesto en el estudio).

Galanis et.al [9] describieron prototipos y configuraciones de plantas de potencia (fluidos de trabajo puros, uso de mezclas y ciclos supercríticos) con fuentes renovables. Además, resumieron parte de la literatura técnica referida al tema. Se realizó una análisis de primera y segunda ley para mostrar los límites operacionales y de desempeño de las plantas.

Chamorro [4] realizó un estudio técnico referido a la energía geotérmica, en el cual describe las principales tecnologías para el uso de la fuente de calor y su proyección para el futuro. Luego, se hizo una revisión del estado actual a nivel mundial, poniendo énfasis en el despegue actual del uso de la energía en Alemania. El despegue de la geotermia en Alemania se distingue por sus plantas de energía instaladas que van desde los 0,25 MWe hasta los 3,8 MWe utilizando tecnologías de CRO y Kalina, los más de 200 proyectos en desarrollo y la larga tradición en la utilización de recursos geotérmicos para la calefacción urbana. Finalmente, se destacó la importancia de las fuentes de calor de baja y media temperatura para la producción de energía eléctrica geotérmica mundial.

Para comprender mejor el funcionamiento de los intercambiadores de calor analizados en este trabajo, se utilizaron las referencias de Nakaoka et.al [14] [15] quienes analizaron el desempeño de un condensador y evaporador de placas y carcasa para conversión de energía térmica del océano. Se utilizó Freon 22 como fluido de trabajo. Se propusieron correlaciones empíricas para predecir el coeficiente de transferencia de calor promedio de condensación del fluido de trabajo y del lado del agua de refrigeración. Además, se calculó la caída de presión y el factor de fricción en el intercambiador. Finalmente, se utilizó el trabajo de Uehara et.al [25] quienes analizaron nuevamente un evaporador de placas y carcasa comparándolo con el estudio anterior citado en este trabajo y reportando adicionalmente la caída de presión del agua del sistema de enfriamiento.

Nishikawa et.al [18] derivaron una ecuación generalizada para evaporación nucleada, la expresión correlaciona propiedades independientes de la presión. Más allá, se indica que la correlación es aplicable para convección forzada saturada o evaporación superficial. La ecuación de correlación propuesta fue teóricamente buscada por el análisis de procesos elementales del fenómeno, aunque no está basada en análisis dimensional.

Finalmente, se tomaron ideas referente a los trabajos de Caldiño-Herrera et.al [3], Peris et.al [19], Peris et.al [20], Esbri et.al [8] y Peris et.al [21].

Capítulo 3

Desarrollo modelo numérico

El código generado en EES [13] tiene como objetivo entregar los datos necesarios que permitan seleccionar el fluido de trabajo adecuado para la situación hipotética de estudio. La situación consiste en una planta geotérmica basada en el Ciclo Rankine Orgánico, en donde se pretende seleccionar el fluido de trabajo que operará en el ciclo. Se analizaron 5 fluidos de trabajo: Amoníaco, N-Pentano, HCFC-123, N-Butano y la mezcla zeotrópica N-Butano/ N-Pentano. La figura 3.1 muestra el esquema del ciclo y sus componentes. El modelo desarrollado de ciclo Rankine calcula las condiciones óptimas de operación, y en base a estas, calcula los parámetros necesarios para efectuar la selección. El parámetro minimizado en la optimización es el área de intercambio de calor específica por unidad de potencia, ecuación 3.1, el cual representa el tamaño de los intercambiadores de calor, cuya magnitud es fundamental en términos de costo total de planta [11]

$$\gamma = \frac{A_T}{\dot{W}_N} \tag{3.1}$$

Las condiciones de operación, que se calculan en base al parámetro optimizado, son temperatura de evaporación y condensación, y velocidades de agua en la fuente de calor y en el sistema de enfriamiento.

A modo de resumen, se calcularon los siguientes indicadores del modelo: Rendimiento térmico, flujo de masa de los fluidos que transfieren calor en los intercambiadores, temperaturas de salida de los fluidos que transfieren calor en los intercambiadores, área total de intercambio de calor especifica, caídas de presión de los fluidos que transfieren calor en los intercambiadores y potencia neta generada.

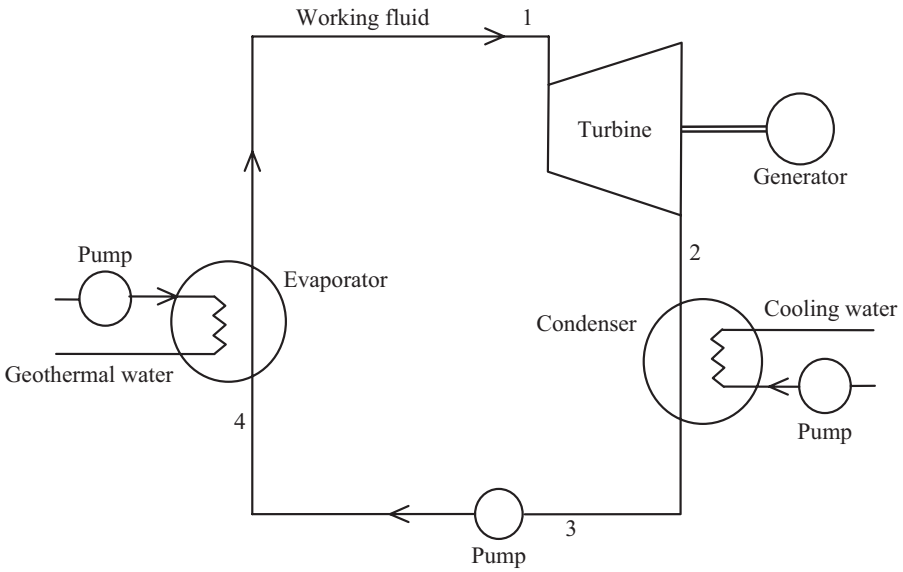


Figura 3.1: **Esquema de Ciclo Rankine Orgánico utilizado en la simulación [11]**

3.1. Metodología

En principio se trabaja con datos de entrada del ciclo Rankine Orgánico, cuadro 3.1. Las especificaciones de los intercambiadores de calor se consideran como los primeros datos del ciclo, seguido de las temperaturas de entrada de los focos caliente y frío, la potencia bruta del ciclo y las eficiencias mecánicas de los componentes. Por otro lado, asumen los siguientes supuestos:

- Cada componente del ciclo es analizado como un volumen de control en estado estacionario
- El fluido de trabajo pasa a través del evaporador y el condensador a presión constante
- Los efectos de la energía potencial y cinética son despreciables
- Las bombas y turbinas son isentrópicas

Luego, se entregan parámetros de entrada guías: temperaturas de evaporación y condensación, y velocidades de agua de la fuente de calor y del sistema de enfriamiento, con estos datos se generan los puntos de estado del ciclo termodinámico. Cada punto de estado consta de valores de presión, temperatura, entropía, entalpía, etc. Los datos

de entrada escogidos definen las presiones de operación del ciclo y la potencia consumida por las bombas para llevar a cabo el trabajo requerido, por tanto su importancia en el modelo es fundamental, es por esto que se asignaron como grados de libertad en la simulación. La figura 3.2 muestra el diagrama de flujo del procedimiento de cálculo que resume lo expuesto anteriormente:

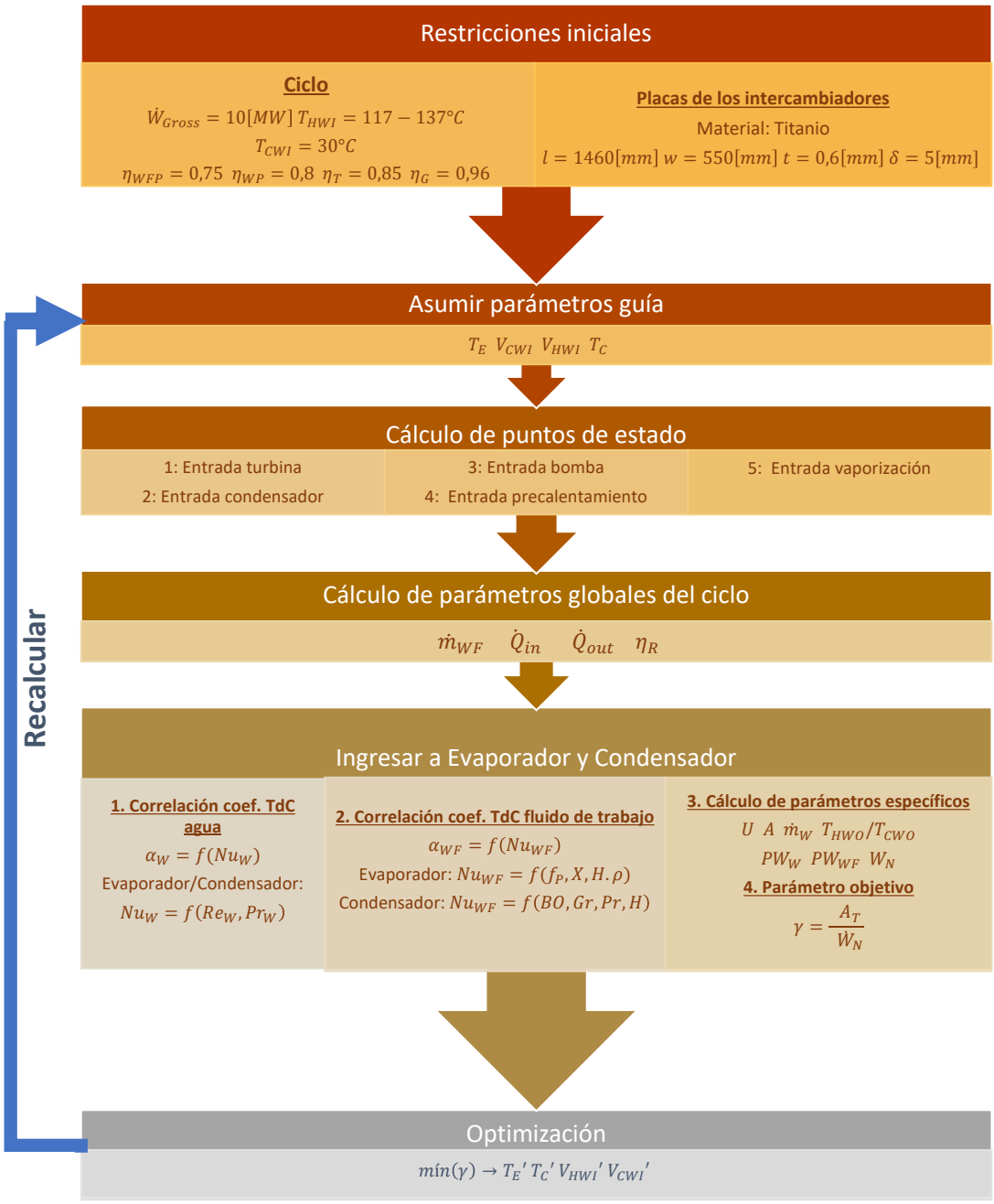


Figura 3.2: **Diagrama de flujo del procedimiento de simulación**

Especificaciones	
Fluido de trabajo	Amoníaco, N-Pentano, R123 N-Butano, N-Pentano/N-Butano
Potencia Bruta	10 (MWe)
Condensador y evaporador	Tipo placas y carcasa
	Material placas: Titanio
	$l = 1460$ mm, $w = 550$ mm $t = 0,6$ mm, $dx = 5$ mm, $dy = 5$ mm
Temperatura agua de fuente de calor	$117 - 137°C$
Eficiencia de bomba de agua geotérmica y de refrigeración	0,8
Eficiencia de bomba de fluido de trabajo	0,75
Temperatura agua de sistema de enfriamiento	$30°C$
Eficiencia de turbina	0,85
Eficiencia de generador	0,96

Cuadro 3.1: **Especificaciones del ciclo Rankine Orgánico consideradas**

3.2. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor simulados fueron el Condensador y Evaporador. El objetivo es hallar el área de transferencia de calor requerida por los equipos para cumplir con los requerimientos impuestos al principio.

3.2.1. Condensador

El funcionamiento del condensador se muestra en la figura 3.3. Se aprecia que las placas responsables de la transferencia de calor entre los fluidos están soldadas en sus extremos. En este caso, el fluido de trabajo ingresa en estado vapor por el extremo superior y deja el condensador como estado líquido. El fluido de trabajo y el agua de refrigeración circulan por canales distintos, los cuales son cada lado de la placa. A partir de esta configuración se denomina el "lado de fluido de trabajo" y "lado de agua"

de refrigeración. Por otra parte, el agua de refrigeración ingresa por el costado inferior lateral del equipo y sale por el costado superior lateral contrario.

Para comenzar la simulación se utilizan los siguientes parámetros de entrada del condensador: temperatura de fluido de trabajo y de agua, los cuales se derivan de las temperaturas del fluido de trabajo en evaporación y la temperatura de entrada del foco frío. Se calculan las propiedades termofísicas tanto del fluido de trabajo como del agua de refrigeración.

3.2.2. Evaporador

El funcionamiento del evaporador simulado se muestra en la figura 3.3, el cual es análogo al del condensador, salvo que el sentido del fluido de trabajo se invierte. El ingreso del agua geotérmica se produce por el lado contrario en comparación al condensador. Respecto a los canales que circulan ambos fluidos, se mantiene la misma designación que en el condensador.

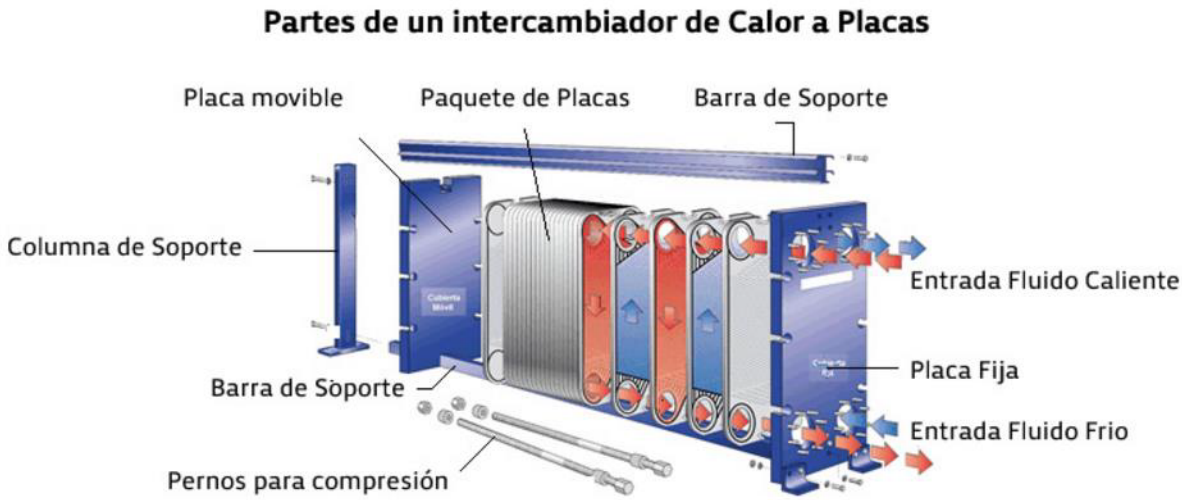


Figura 3.3: **Esquema general de un intercambiador de calor de placas y carcasa [1]**

3.3. Simulación de componentes y cálculos específicos

Luego de calcular los puntos de estado, se pueden determinar los parámetros globales iniciales: $\dot{m}_{WF}$, $\dot{Q}_{in}$, $\dot{Q}_{out}$ y η_R. Las ecuaciones utilizadas se muestran a continuación:

$$\dot{m}_{WF} = \frac{\dot{W}_{Gross}}{(h_1 - h_2)\eta_T \cdot \eta_G} \tag{3.2}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{WF}(h_1 - h_4) \tag{3.3}$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{WF}(h_2 - h_3) \tag{3.4}$$

$$\eta_R = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \tag{3.5}$$

Donde:

- $\dot{m}_{WF}$: Flujo de masa del fluido de trabajo.
- $\dot{W}_{Gross}$: Potencia bruta del ciclo requerida.
- h: Entalpía específica en cada punto de estado.
- η_T: Eficiencia de la turbina.
- η_G: Eficiencia del generador.
- $\dot{Q}_{in}$: Calor de entrada al ciclo captado en el evaporador y proporcionado por el agua proveniente del pozo geotermal.
- $\dot{Q}_{out}$: Calor rechazado del ciclo en el condensador y absorbido por el agua del sistema de refrigeración.

3.3.1. Turbina y bomba

Las ecuaciones de la turbina y la bomba:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \tag{3.6}$$

$$\eta_P = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} \tag{3.7}$$

Donde:

- $h_1 - h_2$: Trabajo real efectuado por la turbina.

- $h_1 - h_{2s}$: Trabajo teóricamente disponible que puede realizar la turbina.
- $h_3 - h_{4s}$: Trabajo teóricamente consumido por la bomba.
- $h_3 - h_4$: Trabajo real consumido por la bomba.

3.3.2. Intercambiadores de calor: Condensador y evaporador

Respecto a los intercambiadores de calor, se escogieron de placas y carcasa debido a su compacidad, su esquema general se presenta en la figura 3.3 . Las especificaciones de los equipos considerados se muestran en el cuadro 3.1.

Los parámetros calculados en la sección previa sirven como base para realizar el análisis de intercambiadores de calor. El método utilizado en el cálculo fue el de la diferencia de temperatura media logarítmica. Según la forma de la curva de saturación del fluido de trabajo, se asumió que el intercambiador de calor se divide por tramos. En el caso del condensador: Desobrecalentamiento y condensación. En el evaporador: Precalentamiento, vaporización y sobrecalentamiento. Cabe destacar que dependiendo del fluido de trabajo en ocasiones no se requeriría alguna de las etapas adicionales, como por ejemplo el sobrecalentamiento cuando el fluido de trabajo es de tipo seco.

Para comprender de mejor forma el comportamiento de los equipos se analizaron los perfiles de temperatura.

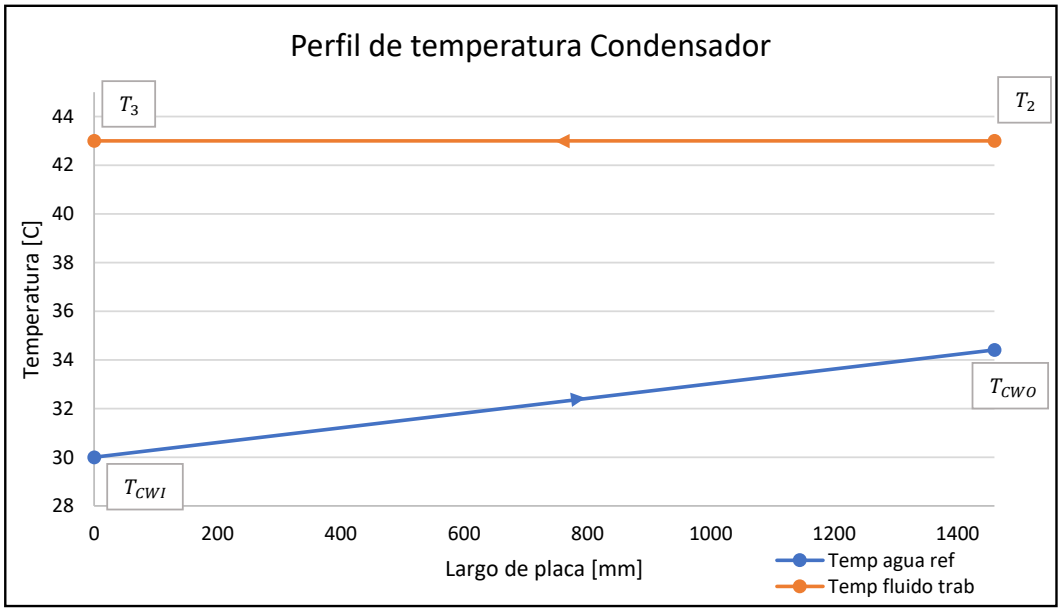


Figura 3.4: **Perfil de temperatura para el condensador utilizando amoníaco como fluido de trabajo**

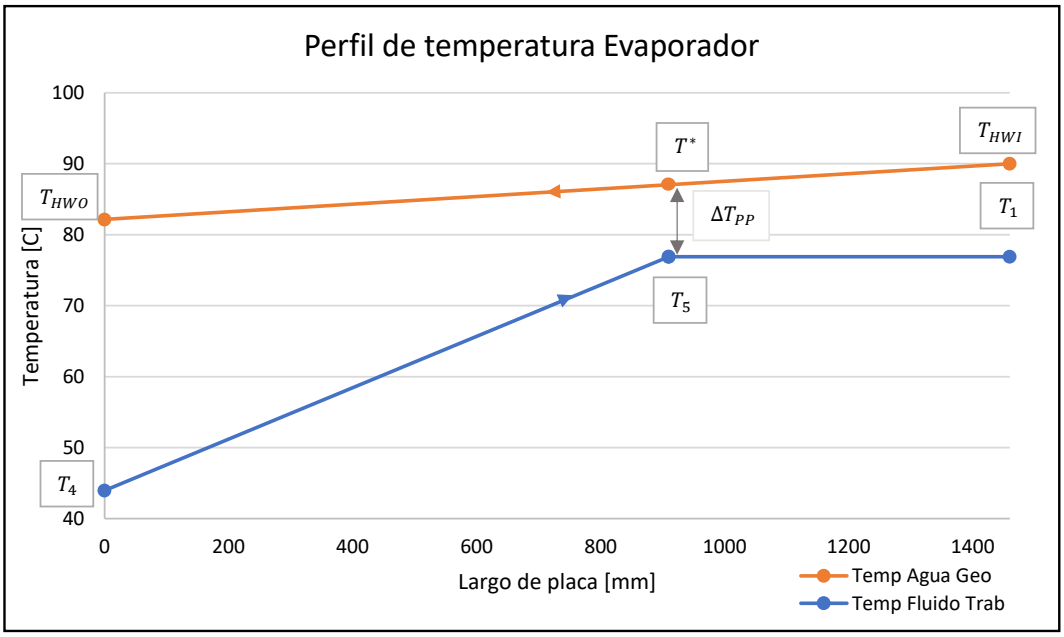


Figura 3.5: **Perfil de temperatura para el evaporador utilizando amoníaco como fluido de trabajo**

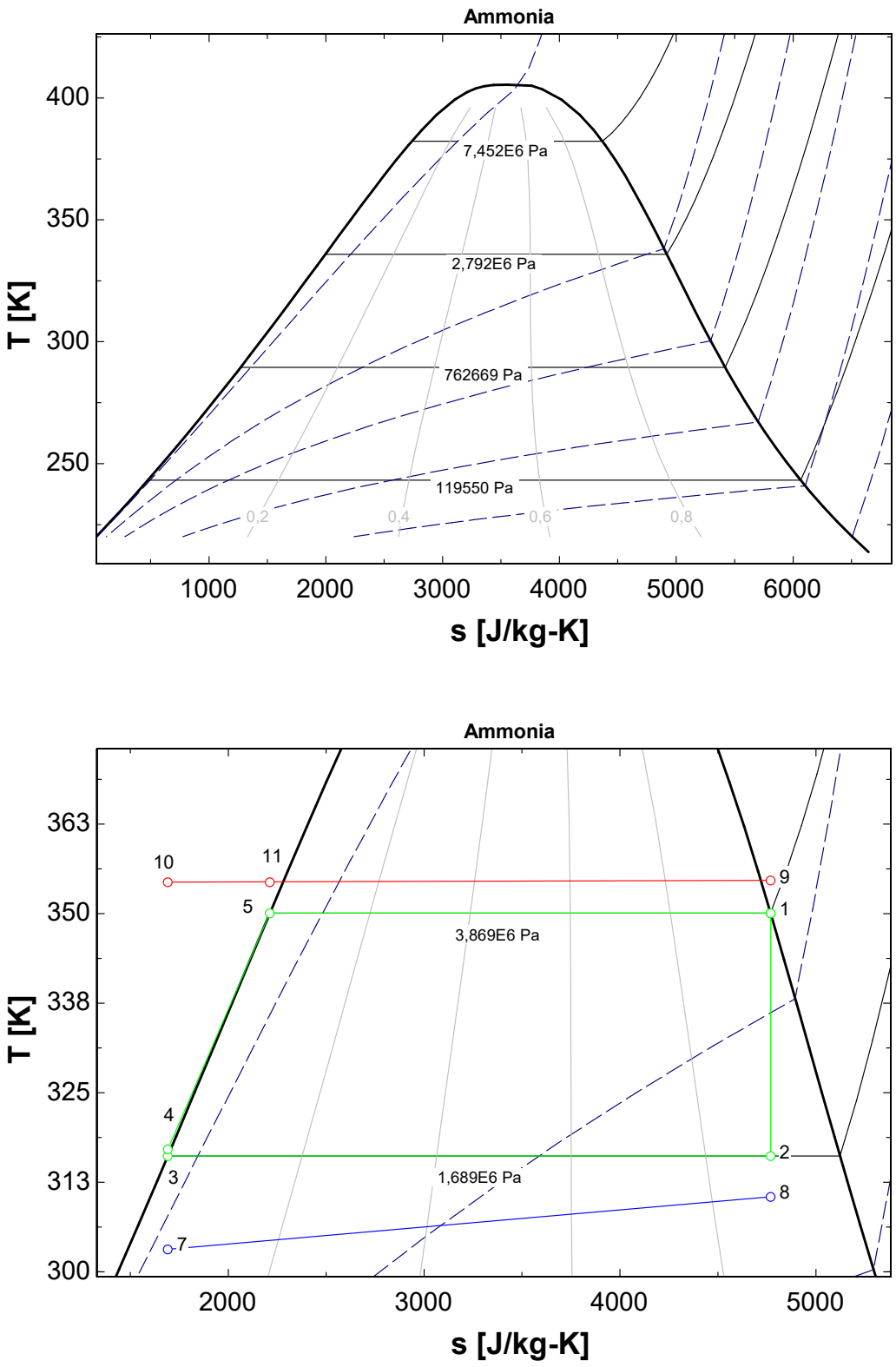


Figura 3.6: **Diagrama T-S general de Amoníaco (arriba) y con ambos perfiles de temperatura (abajo)**

Las figuras 3.4, 3.5 y 3.6 son importantes en el cálculo de los parámetros requeridos, ya que muestran la viabilidad del diseño del intercambiador de calor. En el caso del fluido de trabajo, los puntos son extraídos del diagrama T-S. En el caso del agua de la fuente de calor y del sistema de enfriamiento, las temperaturas de salida son calculadas mediante ecuaciones de balance de energía, como por ejemplo:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{W,E} \cdot c_{P,W,C} \cdot (T_{CWO} - T_{CWI}) \tag{3.8}$$

En la figura 3.4 se observan las temperaturas T_{CWO} y T_{CWI} en el perfil del agua del sistema de enfriamiento. El calor absorbido es el cedido por el fluido de trabajo mientras cambia de fase.

Luego, en la figura 3.5 se observa que existe una diferencia de temperatura Pinch Point, ecuación 3.9, el cual es un parámetro que refiere al grado de aproximación entre los perfiles de temperatura de los fluidos. Esta diferencia de temperatura informa la factibilidad del diseño del intercambiador. Un ejemplo de cálculo de pinch point:
En este caso se asume que:

$$\Delta T_{PP} = T^* - T_5 \tag{3.9}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{PRE} + \dot{Q}_{LAT} \tag{3.10}$$

Donde Q_E es el calor captado por el evaporador que se subdivide en dos porciones: Q_{PRE} y Q_{LAT}, precalentamiento y vaporización (o latente) respectivamente.

En la figura 3.5 se observan las temperaturas T^* y T_{HWO}, en el lado derecho del perfil. Por tanto, el calor captado en el evaporador proveniente del agua de la fuente de calor en la fase de precalentamiento Q_{PRE} se expresa como:

$$\dot{Q}_{PRE} = \dot{m}_W \cdot c_{P,W,E} \cdot (T^* - T_{HWO}) \tag{3.11}$$

Finalmente, el calor captado en el evaporador de la fase de vaporización Q_{LAT} se aprecia nuevamente en la figura 3.5 en el lado izquierdo del perfil, el cual se expresa como sigue:

$$\dot{Q}_{LAT} = \dot{m}_W \cdot c_{P,W,E} \cdot (T_{HWI} - T^*) \tag{3.12}$$

El uso de este tipo de expresiones permite calcular los parámetros requeridos, ya sea temperatura, flujo de masa y/o calor suministrado o absorbido.

3.3.3. Correlaciones utilizadas

El parámetro clave que se busca calcular es el coeficiente de transferencia de calor. Con respecto a las correlaciones utilizadas en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, se calcularon en el lado del agua y del fluido de trabajo. También se calcula la caída de presión para ambos fluidos.
El cuadro 3.2 resume las correlaciones utilizadas para agua y el cuadro 3.3 las del fluido de trabajo usadas en este estudio:

Correlaciones	
Coeficiente	Agua
Condensador	$Nu_W = 0,047 \cdot Re_W^{0,8} \cdot Pr_W^{1/3}$ $Re_W = \frac{V_W (D_{eq})_W}{\nu_W}$ $Pr_W = \frac{(c_P)_W \mu_W}{k_W}$ [11]
Evaporador	
Caída de presión en ambos equipos	$\Delta P_W = F \frac{\rho_W V_W^2 l}{2(D_{eq})_W}$ [11] F obtenido a partir de [16]

Cuadro 3.2: **Correlaciones de coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para agua**

Correlaciones		
Coef.	Fluido de trabajo 1 fase	Fluido de trabajo bifase
Cond.	$Nu_{WF} = 0,023 Re_{WF}^{0,8} Pr_{WF}^{0,3}$ [2] $Re_{WF} = \frac{V_{WF}(D_{eq})_{WF}}{\nu_{WF}}$ $Pr_{WF} = \frac{(c_P)_{WF}\mu_{WF}}{k_{WF}}$ [11]	$Nu_{WF} = 1,77 Boo^{-0,1}(\frac{Gr \cdot Pr}{H})^{1/4}$ $Boo = Bo \cdot \frac{p}{l_{tdc}} \cdot \frac{p}{d}$ $Bo = \frac{g \cdot \rho_L \cdot p^2}{\sigma}$ $Gr = (\frac{g \cdot l_{tdc}^3}{\nu^2}) \cdot \frac{(\rho_L - \rho_V)}{\rho_L}$ $Pr_{WF} = \frac{(c_P)_L \mu_L}{k_L}$ [11]
Evap.	$Nu_{WF} = 0,023 Re_{WF}^{0,8} Pr_{WF}^{0,4}$ [2] $Re_{WF} = \frac{V_{WF}(D_{eq})_{WF}}{\nu_{WF}}$ $Pr_{WF} = \frac{(c_P)_{WF}\mu_{WF}}{k_{WF}}$ [11]	$Nu_{WF} = C(f_P X)^{0,919} H^{-0,834}(\frac{\rho_L}{\rho_V})^{-0,448}$ $f_P = \frac{P}{P_a}$ $X = (\frac{(c_P)_L \rho_L^2 g}{P_0 M^2 k_L \sigma L \rho_V})^{0,5}(D_{eq})_E^{3/2} q_E$ $P_0 = 1,976W$ $M = 900m^{-1}$ [11]
ΔP	Obtenidas de [6]	

Cuadro 3.3: **Correlaciones de coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para el fluido de trabajo**

La expresión del número de Nusselt para todos los casos es:

$$Nu = \frac{h(D_{eq})}{k} \tag{3.13}$$

3.3.4. Parámetros calculados en ambos intercambiadores

A partir del análisis de los intercambiadores de calor expuestos anteriormente se calculan los parámetros necesarios para obtener área de transferencia de calor y potencia neta producida por el ciclo. Las ecuaciones utilizadas:

Coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_W} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{WF}} \tag{3.14}$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, h el coeficiente de transferencia de calor, t el espesor de las placas de los intercambiadores y k la conductividad térmica del material de las placas.

Velocidad de masa de agua de del sistema de enfriamiento (o de la fuente de calor) que pasa por el condensador (o evaporador):

$$G_{WF,C} = \frac{\dot{m}_{WF}}{N_{can,C} \cdot \delta_x \cdot w} \tag{3.15}$$

Donde G es la velocidad másica del fluido, $\dot{m}$ el flujo másico, N el número de canales del intercambiador, δ la separación entre las placas y w el ancho de las placas.

Temperatura de salida de agua del sistema de enfriamiento (o de la fuente de calor):

$$Q_C = (\dot{m})_W \cdot (c_P)_W \cdot (T_{CWO} - T_{CWI}) \tag{3.16}$$

Donde Q es el calor transferido o absorbido por el fluido, $\dot{m}$ el flujo másico, (c_P) el calor específico, T_{CWO} y T_{CWI} las temperaturas del fluido.

Área de transferencia de calor:

$$A = \frac{Q}{\Delta T_m} \tag{3.17}$$

Donde A es el área de transferencia de calor calculada, Q el calor utilizado en el equipo y ΔT_m es la diferencia de media logarítmica en el equipo.

Número total de placas requeridas para la transferencia de calor:

$$N_T = \frac{A}{A_P} \tag{3.18}$$

Donde N es el número de placas, A el área total requerida y A_P el área de cada una de las placas.

Caída de presión para el agua:

$$\Delta P_{W,C} = \frac{F_{W,C} \cdot \rho_{W,C} \cdot V_{W,C}^2 \cdot l}{2 \cdot D_{eq,W}} \tag{3.19}$$

Donde ΔP es la caída de presión del agua en el equipo, F el factor de fricción, ρ la densidad, V la velocidad, l el largo de la placa y (D_{eq}) el diámetro equivalente por donde circula el fluido.

Potencia de bombeo de agua:

$$PW_{W,C} = \frac{\dot{m}_{W,C} \cdot \Delta P_{W,C}}{\rho_W \cdot \eta_{WP}} \tag{3.20}$$

Donde PW es la potencia consumida por la bomba de agua enlazada al equipo, $\dot{m}$ el flujo másico de agua, ΔP la caída de presión, ρ la densidad y η la eficiencia de la bomba.

Potencia de bombeo de fluido de trabajo:

$$PW_{WF} = \dot{m}_{WF} \cdot \frac{(P_1 - P_2) + \Delta P_{WF,C} + \Delta P_{WF,E}}{\rho_{WF} \cdot \eta_{WFP}} \tag{3.21}$$

Donde PW es la potencia consumida por la bomba del fluido de trabajo en el ciclo, $\dot{m}$ el flujo másico del fluido de trabajo, P las presiones de operación de la bomba, ΔP las caídas de presión del fluido de trabajo, ρ la densidad y η la eficiencia de la bomba.

3.3.5. Parámetros globales calculados

Considerando los parámetros obtenidos en el análisis anterior, se procede a calcular los valores de área total de intercambio de calor y potencia neta generada.

$$A_T = A_C + A_E \tag{3.22}$$

$$\dot{W}_N = \dot{W}_{Gross} - (PW_{WF} + (PW_W)_E + (PW_W)_C) \tag{3.23}$$

Donde A_T es el área total requerida compuesta de las áreas del condensador y evaporador, $\dot{W}_N$ la potencia neta obtenida como la diferencia entre la potencia bruta $\dot{W}_{Gross}$ y la suma de las potencias de bombeo de cada una de las bombas del ciclo. Finalmente, con las ecuaciones anteriores se calcula el parámetro de área total de intercambio de calor específica por unidad de potencia, función objetivo expuesta en la ecuación 3.1.

3.4. Optimización

Una vez realizada en su totalidad la estructura del código se procedió a optimizar. Los grados de libertad escogidos fueron: Temperatura de evaporación y condensación, y velocidades de agua geotérmica y de refrigeración. El método escogido para optimizar fue el Variable Metric Method [22] con un máximo de 800 llamadas y una tolerancia de 0,0001. La variable a minimizar fue el area de intercambio de calor específica por unidad de potencia del ciclo. Luego de hallar el valor mínimo se registraron los

parámetros correspondientes a esa condición mínima, los cuales se se analizaron posteriormente.

Capítulo 4

Validación

Se realizó una comparación entre los datos obtenidos y los de la publicación de referencia [11]. La validación inicial fue hecha para el Amoníaco y los siguientes parámetros:

Parámetro	**Referencia [11]**	**Este estudio**	**Diferencia**
P_E (MPa)	3,83	3,869	1 %
P_C (MPa)	1,7	1,689	1 %
T_{HWO} (°C)	81,45	85,83	5 %
T_{CWO} (°C)	37,41	36,25	3 %
$\dot{W}_N$ (kW)	7766	8348	7 %
$\alpha_{W,C}$ $(\frac{kW}{m^2K})$	15,5	14,75	5 %
$\alpha_{W,E}$ $(\frac{kW}{m^2K})$	21,9	22,25	2 %
η_R $(-)$	8,9	8,956	1 %

Cuadro 4.1: **Validación de parámetros en comparación a la referencia**

Donde P refiere a las presiones de evaporación y condensación, T a las temperaturas de salida calculadas del evaporador y condensador, $\dot{W}$ la potencia neta producida por el ciclo, α los coeficientes de transferencia de calor y η la eficiencia del ciclo.

En la publicación de referencia se analizó el siguiente gráfico que relaciona eficiencia y temperatura de entrada a la turbina utilizando HCFC123 como fluido de trabajo, el cual se replicó en este trabajo:

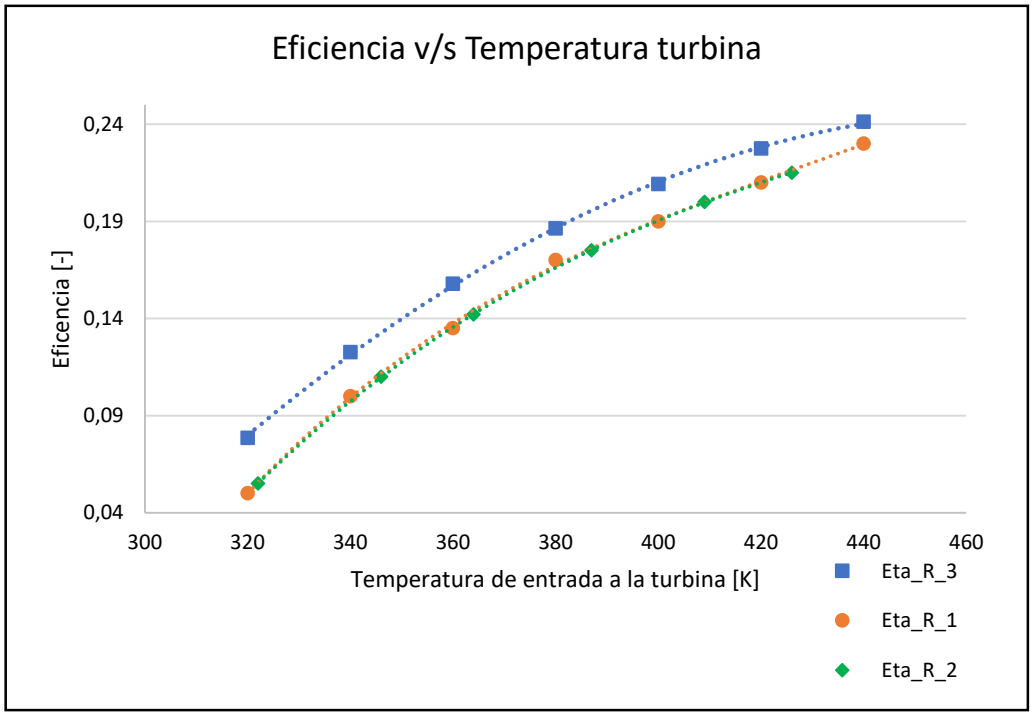


Figura 4.1: **Relaciones entre eficiencia y temperatura de entrada a la turbina en la referencia 1 (naranjo) [11], referencia 2 (verde) [17] y este estudio (azul)**

Se puede observar que la eficiencia de este estudio es mayor que las referencias. Por tanto, se deduce que el modelo realizado es válido para simular los fluidos de trabajo escogidos

Capítulo 5

Resultados y análisis

Para efectuar el análisis, se varió la temperatura de entrada del foco caliente y en cada condición se calculó el punto óptimo de operación y sus respectivos parámetros característicos. Además, se presenta la relación de cada uno de los parámetros con la diferencia de temperatura entre el foco caliente y frío. Cabe señalar que la temperatura del foco frío se mantuvo constante.

5.1. Eficiencia

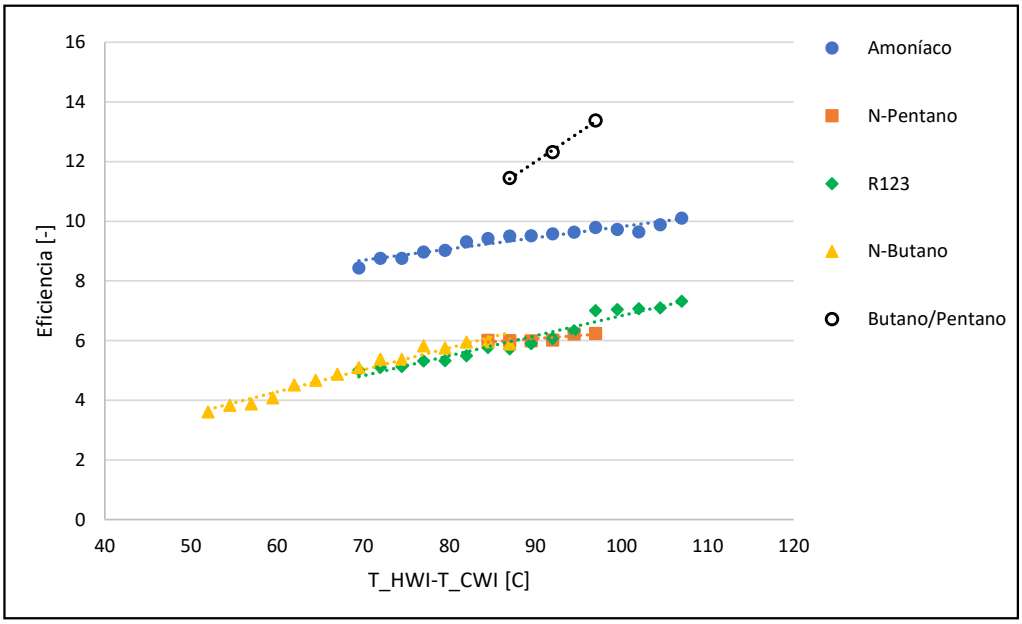


Figura 5.1: **Relación entre eficiencia y diferencia de temperatura de los foco caliente y frío**

En la figura 5.1, se observa que los comportamientos de las eficiencias de todos los fluidos tienden a ser lineales crecientes a medida que la temperatura del foco caliente se incrementa. Esto es congruente, ya que al incrementar la fuente caliente permite obtener temperaturas más elevadas de evaporación en el ciclo termodinámico, por ende la eficiencia debe incrementarse. La explicación de las diferencias de magnitud de eficiencia se asocia a los parámetros termodinámicos de cada fluido, por ejemplo, densidad, viscosidades, conductividad y todo el resto de propiedades. Estos parámetros definen el coeficiente de transferencia de calor, luego el área de transferencia que requerirán y finalmente la condición óptima de operación para cada punto. En el caso de la mezcla zeotrópica Butano/Pentano existe un factor adicional que incide en la eficiencia del ciclo, el gradiente de temperatura propio del fluido, el cual favorece a tener mayores eficiencias ya que aumenta la temperatura al final del cambio de fase y por ende su entalpía. Esta misma situación se repite en condensación, pero disminuyendo la temperatura y entalpía al finalizar el cambio de fase. La mezcla zeotrópica obtuvo la mejor curva de eficiencia como se esperaba.

5.2. Gamma

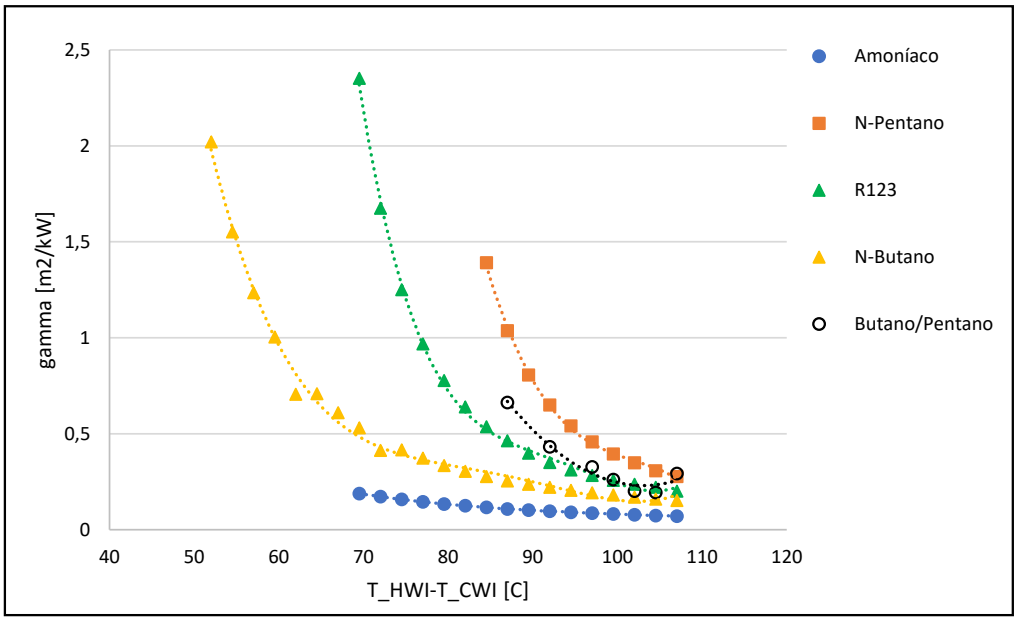


Figura 5.2: **Relación entre gamma y diferencia de temperatura de los foco caliente y frío**

En la figura 5.2 se muestran los comportamientos de las curvas para gamma, los cuales son de tipo potencial para todos los fluidos estudiados, esto es lógico debido a las variables que componen gamma. Se observa que a mayor temperatura de foco caliente la función gamma es menor y en general tienden a equipararse a valores cercanos a cero. Esta función indica la relación entre área y potencia neta, por tanto se evidencian dos comportamientos.

Cuando el foco caliente se incrementa permite obtener coeficientes de transferencia de calor mayores y por ende áreas menores de transferencia. La potencia neta disminuye con el aumento del foco caliente debido a que las presiones de operación son más altas y las bombas consumen más potencia al ciclo. Se constató que existe un rango de puntos, $100 - 110$, en el eje X donde las funciones gamma comparten valores, entre 0 y $0,5$.

Análogamente, cuando el foco caliente disminuye, las áreas de transferencia aumentan abruptamente y el trabajo neto aumenta ligeramente por la disminución de las presiones de operación. En este caso se observa claramente que el Amoníaco posee un comportamiento más estable en comparación al resto, además de sus bajas magnitudes

de gamma, lo cual es explicado por sus elevados coeficientes de transferencia de calor. Estas características lo ubican como el mejor fluido según la función objetivo.

5.3. Eficiencia y Gamma

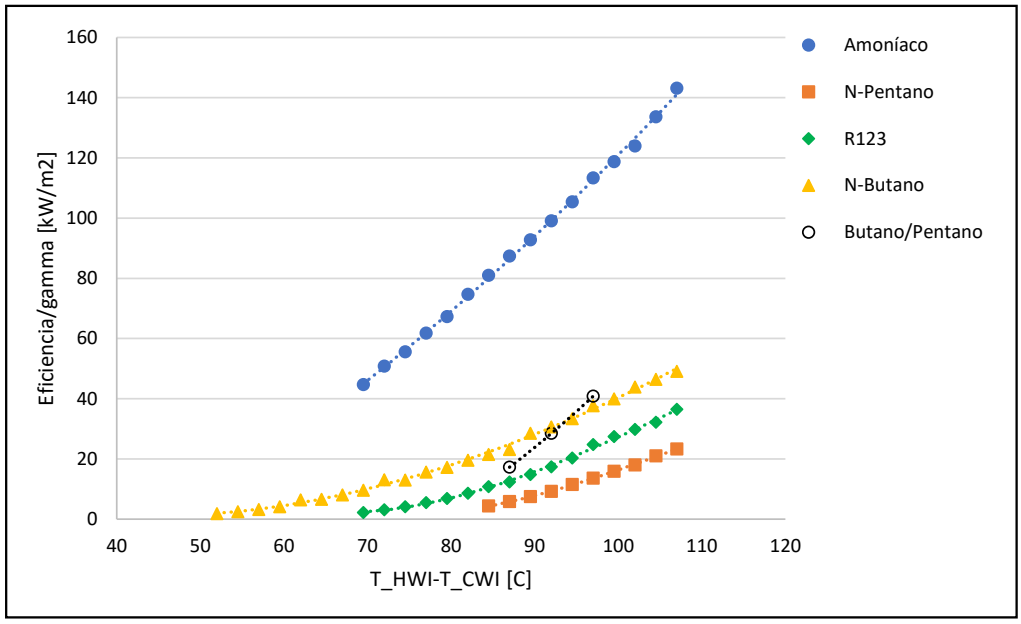


Figura 5.3: **Relación entre el cociente de eficiencia y gamma, y la diferencia de temperatura de los foco caliente y frío**

La figura 5.3 tiene como objetivo mostrar cómo varían simultáneamente los dos indicadores analizados anteriormente. En este gráfico se puede apreciar que el Amoníaco posee una mejor relación que el resto de los fluidos evaluados en todo el rango escogido, seguido de la curva de la mezcla zeotrópica. Esta relación organiza los indicadores analizados anteriormente al invertir la función matemática. Se constata que al aumentar el foco caliente mayor es la relación y viceversa. Este comportamiento se deduce de los dos anteriores, puesto que a mayor foco caliente la eficiencia es mayor y gamma es menor.

5.4. Potencia neta y flujo másico de agua del foco caliente

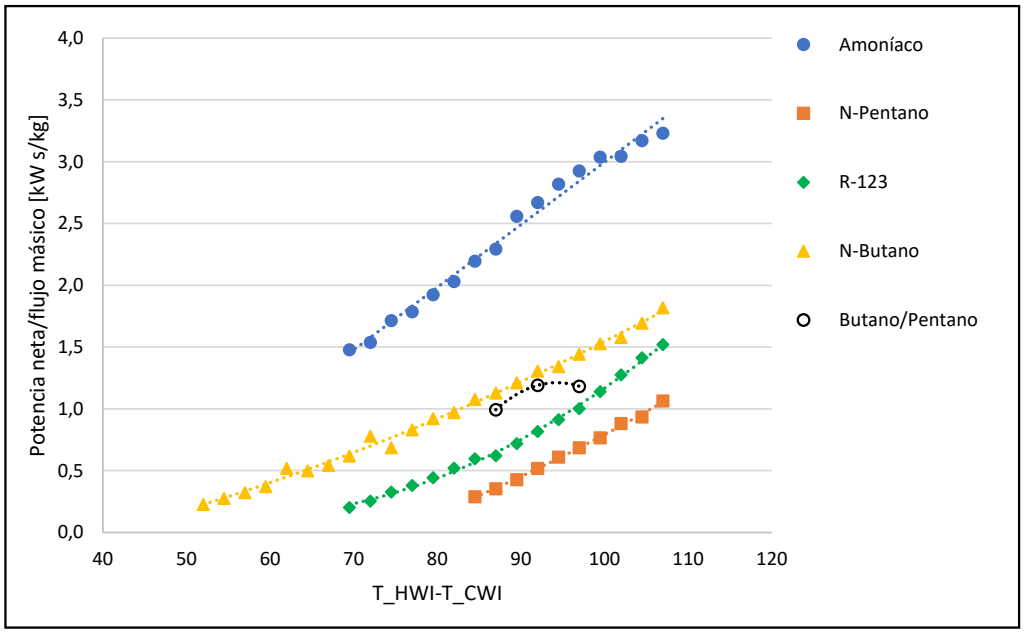


Figura 5.4: **Relación entre el cociente de potencia neta y flujo de masa de agua geotérmica, y la diferencia de temperatura de los foco caliente y frío**

La figura 5.4 es el último gráfico y relaciona potencia neta y flujo másico del foco caliente. Ya se expuso que la potencia neta disminuía con el aumento del foco caliente y viceversa. Por otro lado, en el caso del flujo de agua del foco caliente, a mayor temperatura de foco caliente menor será el flujo de masa requerido para lograr la transferencia de calor requerida. Esta última dependencia sucede ya que a mayor temperatura las áreas serán menores, como se explicó anteriormente, por ende el tamaño del equipo será menor y el flujo de masa que circulará por él también. En este gráfico se aprecia que el Amoníaco es el que mejor comportamiento presenta, seguido de N-Butano y la mezcla zeotrópica.

Capítulo 6

Conclusiones

Al inicio del trabajo se analizaron los principales antecedentes referentes al contexto del tema. Para esto, se realizó una revisión de la situación energética actual del mundo y las tendencias en cuanto a tecnologías de generación de electricidad. Una vez conocidas las condiciones actuales globales, se seleccionó al Ciclo Rankine como tecnología de estudio debido a su importancia histórica y su impacto hasta el día de hoy.

Uno de los desafíos en la aplicación de la tecnología es seleccionar el fluido de trabajo, en la memoria de título se identificó que el principal aspecto a considerar es su coeficiente de transferencia de calor en cambio de fase. Este parámetro se calcula a partir de las propiedades termofísicas de cada fluido, como la densidad, viscosidades, conductividad, entre otras. Este parámetro define finalmente el tamaño del intercambiador de calor. Además, se introdujo el nuevo concepto de evaluar una mezcla zeotrópica basándose en el estudio del estado del arte, por ejemplo el trabajo de Herberle et.al. [10]

Para corroborar la información recopilada se desarrolló un modelo numérico basado en el estudio de Hettiarachi et. al. [11] en el cual se simula una planta geotérmica y se analizan varios fluidos de trabajo y se selecciona el más apto. Además, se analizaron distintos escenarios de la fuente de energía geotérmica en las cuales se desearía que la planta funcione. Esta característica es típica de las condiciones de baja y media temperatura.

En lo que respecta a la selección de fluidos, tal como se expuso anteriormente, existe una variedad de criterios para escoger un fluido de trabajo según el contexto. Para la memoria de título se escogieron criterios termodinámicos, los cuales son eficiencia de primera ley, la función objetivo gamma que relaciona tamaño de intercambiadores de calor y potencia neta producida por el ciclo y magnitud del flujo másico de agua geotérmica requerido. En base a este criterio se evaluaron 4 fluidos de traba-

jo: Amoníaco, N-Pentano, N-Butano y HCFC-123. Posteriormente, se decidió mezclar dos fluidos anteriormente probados con éxito y la mezcla zeotrópica elegida fue N-Pentano/N-Butano.

El desempeño de la mezcla zeotrópica fue exitoso en términos de eficiencia de primera ley. Este resultado se explica por el gradiente de temperatura característico de estos fluidos. Se obtuvo eficiencias entre 10 y $14\,\%$, magnitudes que superan las eficiencias de todos los demás fluidos puros estudiados. Estos valores se consiguieron cuando se ajustó la temperatura de la fuente de calor sobre los $110°$C. Respecto a la función gamma relacionada con eficiencia, la mezcla se ubicó en segundo puesto cuando la temperatura de la fuente de calor se ajustó sobre $130°$C. En relación con el flujo de masa de agua proveniente de la fuente de calor, se deduce que la mezcla se ubica en tercer lugar, presentando un comportamiento estable cuando se ajustó la temperatura de la fuente de calor sobre los $120°$C. De lo anterior se concluye que el desempeño de la mezcla zeotrópica es adecuado a partir de temperaturas medias de fuente de calor, sobre $130°$C. En cuanto a los fluidos puros estudiados, el Amoníaco superó con creces al resto de fluidos en las pruebas realizadas, principalmente debido a sus altos coeficientes de transferencia de calor obtenidos.

Bibliografía

[1] Marta Amat Albuixech. Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico rankine. ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero. 2017.

[2] Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, and David P Dewitt. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.

[3] U Caldiño-Herrera, JC García, FZ Sierra-Espinosa, and JO Dávalos. Diseño termodinámico de un ciclo rankine orgánico para el aprovechamiento energético de aguas termales.

[4] César Chamorro-Camazón. Energía eléctrica a partir de recursos geotérmicos.: Estado actual y perspectivas a nivel mundial. DYNA-Ingeniería e Industria, 84(1), 2009.

[5] Yang Chen, P Lundqvist, Anders Johansson, and P Platell. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with r123 as working fluid in waste heat recovery. Applied thermal engineering, 26(17-18):2142–2147, 2006.

[6] MB Ould Didi, N Kattan, and JR Thome. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. International Journal of refrigeration, 25(7):935–947, 2002.

[7] Ulli Drescher and Dieter Brüggemann. Fluid selection for the organic rankine cycle (orc) in biomass power and heat plants. Applied thermal engineering, 27(1):223–228, 2007.

[8] Joaquín Navarro Esbrí, Francisco Molés Ribera, Bernardo Peris Pérez, Adrián Mota Babiloni, and Antonio Real Fernández. Análisis termodinámico

de un sistema combinado de ciclo de compresión de vapor y ciclo orgánico rankine activado con fuentes de calor de baja temperatura y utilizando fluidos de bajo gwp.

[9] N Galanis, E Cayer, P Roy, ES Denis, and M Desilets. Electricity generation from low temperature sources. Journal of applied fluid mechanics, 2(2):55–67, 2009.

[10] Florian Heberle, Markus Preißinger, and Dieter Brüggemann. Zeotropic mixtures as working fluids in organic rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources. Renewable Energy, 37(1):364–370, 2012.

[11] HD Madhawa Hettiarachchi, Mihajlo Golubovic, William M Worek, and Yasuyuki Ikegami. Optimum design criteria for an organic rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. Energy, 32(9):1698–1706, 2007.

[12] Tzu-Chen Hung. Waste heat recovery of organic rankine cycle using dry fluids. Energy Conversion and management, 42(5):539–553, 2001.

[13] SA Klein. Engineering equation solver.

[14] Tsutomu Nakaoka and Haruo Uehara. Performance test of a shell-and-plate-type condenser for otec. Experimental Thermal and Fluid Science, 1(3):275–281, 1988.

[15] Tsutomu Nakaoka and Haruo Uehara. Performance test of a shell-and-plate type evaporator for otec. Experimental Thermal and Fluid Science, 1(3):283–291, 1988.

[16] Gregory Nellis and Sanford Klein. Heat transfer. Cambridge University Press, 2009.

[17] Nikolaisen. Technologies for medium-temperature heat-to-power conversion. SINTEF Energy Research, 3(1):1–28, 2017.

[18] K Nishikawa and K Yamagata. On the correlation of nucleate boiling heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1(2-3):219–235, 1960.

[19] Bernardo Peris, Joaquín Navarro-Esbrí, Francisco Molés, Adrián Mota-Babiloni, and Ángel Barragán-Cervera. Mejora de un sistema de cogeneración mediante el ciclo rankine orgánico (orc).

[20] Bernardo Peris Pérez, Joaquín Navarro Esbrí, Francisco Molés Ribera, and Adrián Mota Babiloni. Modelado del ciclo rankine orgánico (orc) a partir de datos experimentales.

[21] Bernardo Peris Pérez, Joaquín Navarro Esbrí, Francisco Molés Ribera, and Adrián Mota Babiloni. Optimización teórica del ciclo rankine orgánico (orc) para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura, 2015.

[22] William H. Press, Saul A. Teukolsky, William T. Vetterling, and Brian P. Flannery. Numerical Recipes. Cambridge University Press, 1989.

[23] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 22:168–186, 2013.

[24] Maricruz Saborío-González, Blanca Orellana-Reyes, Fernando Lizana-Moreno, and Julio F Mata-Segreda. N-pentane–limonene mixtures as working fluids for organic rankine cycles. 2017.

[25] H Uehara, E Stuhltrager, A Miyara, H Murakami, and K Miyazaki. Heat transfer and flow resistance of a shell and plate-type evaporator. Journal of solar energy engineering, 119(2):160–164, 1997.

Apéndice A

Código EES

```
"CICLO"
"Datos entrada asumidos: Grados de libertad"
    T_E_in=70,47[C]                          "Temperatura evaporacion Kelvin"
    T_C_in=44,26[C]                          "Temperatura condensacion Kelvin"
    V_CWI=3,997[m/s]                         "Velocidad de agua de refrigeración"
    V_HWI=4,628[m/s]                         "Velocidad de agua geotermica"
    T_E=ConvertTEMP(C;K;T_E_in)
    T_C=ConvertTEMP(C;K;T_C_in)
"Propiedades ambiente"
    g=g#                                     "aceleracion de gravedad"
    P_a=101325[Pa]                           "presion atmosferica"
"Restricciones ciclo"
    Fluid$='Ammonia'                         "fluido de trabajo"
    W_gross=10[MW]*convert(MW;W)             "trabajo bruto"
    T_HWI_in=90 [C]                          "Temperatura ingreso agua geotermica celsius"
    T_CWI_in=30 [C]                          "Temperatura ingreso agua refrigeracion celsius"
    T_HWI=ConvertTEMP(C;K;T_HWI_in)          "Temperatura ingreso agua geotermica kelvin"
    T_CWI=ConvertTEMP(C;K;T_CWI_in)          "Temperatura ingreso agua refrigeracion kelvin"
    eta_WP=0,8                               "eficiencia de bomba de agua geotermica y enfriamiento"
    eta_WFP=0,75                             "eficiencia de bomba de fluido de trabajo"
    eta_T=0,85                               "eficiencia de turbina"
    eta_G=0,96                               "eficiencia de generador"
"Especificaciones IDC placas y carcasa"
    Material$='Titanium'                     "material de placas"
    k_C=Conductivity(Material$; T=T_C)       "conductividad material en condensacion"
    k_E=Conductivity(Material$; T=T_E)       "conductividad material en evaporacion"
    l=1460[mm]*convert(mm;m)                 "largo de placa"
    w=550[mm]*convert(mm;m)                  "ancho de placa"
    t=0,6[mm]*convert(mm;m)                  "espesor de placa"
    delta_x=5[mm]*convert(mm;m)              "espacio de placa del lado de fluido de trabajo"
    delta_y=5[mm]*convert(mm;m)              "espacio de placa del lado de agua"
    p=1[mm]*convert(mm;m)                    "paso de la estrias"
    d=0,5[mm]*convert(mm;m)                  "profundidad de estria"
"Parámetros calculados del IDC"
    D_eq_WF= 2*delta_x                       "diametro equivalente fluido de trabajo"
    D_eq_W= 2*delta_y                        "diametro equivalente agua geotermica/refrigeracion"
    A_P=l*w                                  "area de una placa"
    DELTAT_PP_E=T_eva_WO-T[5]                "Delta temperatura de pinch point evaporador"
    DELTAT_PP_C=T[2]-T_CWO                   "Delta temperatura de pinch point evaporador"
    phi=m_dot_W_C/N_can_C  "ratio entre flujo masico de agua y nro de canales condensador"
    theta=m_dot_W_E/N_can_E  "ratio entre flujo masico de agua y nro de canales evaporador"
```

Figura A.1: **Código EES**

```
"PUNTOS DE ESTADO CICLO: SIN SOBRECALENTAMIENTO SIN ETA ISENTROPICA"
    "1: salida vaporizacion evaporador/entrada turbina calidad 1"
        T[1]=T_E
        x[1]=1
        P[1]=Pressure(Fluid$;T=T[1];x=x[1])
        s[1]=Entropy(Fluid$;T=T[1];x=x[1])
        h[1]=Enthalpy(Fluid$;T=T[1];x=x[1])
        v[1]=Volume(Fluid$;T=T[1];x=x[1])
    "2: salida turbina/entrada condensador"
        T[2]=T_C
        s[2]=s[1]
        h[2]=Enthalpy(Fluid$;T=T[2];s=s[2])
        P[2]=Pressure(Fluid$;T=T[2];s=s[2])
        x[2]=Quality(Fluid$;T=T[2];s=s[2])
        v[2]=Volume(Fluid$;T=T[2];s=s[2])
    "3: salida condensador/entrada bomba calidad 0"
        T[3]=T_C
        x[3]=0
        P[3]=Pressure(Fluid$;T=T[3];x=x[3])
        s[3]=Entropy(Fluid$;T=T[3];x=x[3])
        h[3]=Enthalpy(Fluid$;T=T[3];x=x[3])
        v[3]=Volume(Fluid$;T=T[3];x=x[3])
    "4: Salida bomba/entrada precalentamiento evaporador"
        P[4]=P[1]
        s[4]=s[3]
        h[4]=Enthalpy(Fluid$;P=P[4];s=s[4])
        T[4]=Temperature(Fluid$;P=P[4];s=s[4])
        v[4]=Volume(Fluid$;P=P[4];s=s[4])
        x[4]=Quality(Fluid$;P=P[4];s=s[4])
    "5: Salida precalentamiento evaporador/entrada vaporizacion evaporador calidad 0"
        T[5]=T_E
        x[5]=0
        s[5]=Entropy(Fluid$;T=T[5];x=x[5])
        P[5]=Pressure(Fluid$;T=T[5];x=x[5])
        h[5]=Enthalpy(Fluid$;T=T[5];x=x[5])
        v[5]=Volume(Fluid$;T=T[5];x=x[5])
    "6=1"
        T[6]=T[1]
        s[6]=s[1]
    "7: entrada agua de refrigeración"
        T[7]=T_CWI
        s[7]=s[3]
    "8: salida agua de refrigeración"
        T[8]=T_CWO
        s[8]=s[2]
    "9 entrada agua geotermica"
        T[9]=T_HWI
        s[9]=s[1]
    "10 salida agua geotermica"
        T[10]=T_HWO
        s[10]=s[4]
    "11 T_eva_WO"
        T[11]=T_eva_WO
        s[11]=s[5]
```

Figura A.2: **Código EES**

```
"Balance de energía"
    m_dot_WF=W_gross/((h[1]-h[2])*eta_T*eta_G)          "flujo masico fluido de trabajo"
    Q_E=m_dot_WF*(h[1]-h[4])                            "calor suministrado al evaporador"
    Q_C=m_dot_WF*(h[2]-h[3])                            "calor rechazado por el condensador"
    eta_R=(Q_E-Q_C)/Q_E*100                             "eficiencia de ciclo rankine"
    beta=Q_C/Q_E
"CONDENSADOR"
"Datos entrada condensador asumidos"
    T_WF_C=Average(T[3];T[4])                   "temperatura promedio fluido de trabajo Kelvin"
    T_W_C=Average(T_CWI;T_CWO)   "temperatura de agua de refrigeracion promedio Kelvin"
"Propiedades fluido de trabajo y agua de refrigeración"
k_bar_WF_C=Average(Conductivity(Fluid$;T=T_WF_C;x=0);Conductivity(Fluid$;T=T_WF_C;x=
1))                                         "conductividad promedio de fluido de trabajo"
    rho_bar_WF_C=Average(Density(Fluid$;T=T[2];x=0);Density(Fluid$;T=T[2];x=1))
                                                "densidad promedio fluido de trabajo"
nu_bar_WF_C=Average(KinematicViscosity(Fluid$;T=T_WF_C;x=0);KinematicViscosity(Fluid$;
T=T_WF_C;x=1))                          "viscosidad cinematica promedio fluido de trabajo"

    rho_WF_V_C=Density(Fluid$;T=T_WF_C;x=1)          "densidad vapor fluido de trabajo"
    cp_WF_V_C=Cp(Fluid$;T=T_WF_C;x=1)          "calor especifico vapor fluido de trabajo"
    k_WF_V_C=Conductivity(Fluid$;T=T_WF_C;x=1)
                                        "conductividad termica vapor fluido de trabajo"
    mu_WF_V_C=Viscosity(Fluid$;T=T_WF_C;x=1)          "viscosidad vapor fluido de trabajo"
    nu_WF_V_C=KinematicViscosity(Fluid$;T=T_WF_C;x=1)
                                        "viscosidad cinematica vapor fluido de trabajo"

    rho_WF_L_C=Density(Fluid$;T=T_WF_C;x=0)          "densidad liquido fluido de trabajo"
    cp_WF_L_C=Cp(Fluid$;T=T_WF_C;x=0)          "calor especifico liquido fluido de trabajo"
    mu_WF_L_C=Viscosity(Fluid$;T=T_WF_C;x=0)          "viscosidad liquido fluido de trabajo"
    nu_WF_L_C=KinematicViscosity(Fluid$;T=T_WF_C;x=0)
                                        "viscosidad cinematica liquido fluido de trabajo"
    k_WF_L_C=Conductivity(Fluid$;T=T_WF_C;x=0)
                                        "conductividad termica liquido fluido de trabajo"

    sigma_WF_C=SurfaceTension(Fluid$;T=T_WF_C)       "tension superficial fluido de trabajo"
    DELTAh_WF_C=Enthalpy_vaporization(Fluid$;T=T_WF_C)  "calor latente fluido de trabajo"
    rho_W_C=Density(Water;T=T_W_C;x=0)          "densidad agua saturada refrigeracion"
    cp_W_C=Cp(Water;T=T_W_C;x=0)                "calor especifico agua refrigeracion"
    k_W_C=Conductivity(Water;T=T_W_C;x=0)       "conductividad termica agua refrigeracion"
    mu_W_C=Viscosity(Water;T=T_W_C;x=0)                "viscosidad agua refrigeracion"
    nu_W_C=KinematicViscosity(Water;T=T_W_C;x=0)
                                        "viscosidad cinematica agua refrigeracion"
"Correlacion CTDC lado de agua condensador"
    0,047*Re_W_C^(0,8)*Pr_W_C^(1/3)=alpha_W_C*D_eq_W/k_W_C          "Nro nusselt"
    V_W_C=V_CWI                                 "velocidad agua refrigeracion"
    Pr_W_C=cp_W_C*mu_W_C/k_W_C                  "Nro prandtl"
    Re_W_C=V_W_C*D_eq_W/nu_W_C                  "Nro Reynolds"
    Re_W_C=m_dot_W_C/(w*delta_y*N_can_C)*D_eq_W/mu_W_C          "Calculo phi"
```

Figura A.3: **Código EES**

```
"Parámetros calculados"
    Q_con=m_dot_WF*DELTAh_WF_C                    "calor latente de vaporizacion"
    Q_C=m_dot_W_C*cp_W_C*(T_CWO-T_CWI)
                                                  "T_CWO temperatura salida agua refrigeracion"

    G_WF_C = m_dot_WF/(N_can_C*(w*delta_x))
                                                  "velocidad masica fluido trabajo a través del equipo"
    1/U_C=(1/alpha_WF_C+t/k_C+1/alpha_W_C)        "Coeficiente global de TdC"
    UA_C = U_C * A_C                              "UA condensador"
    Arg_1=(T[2]-T_CWI)/(T[3]-T_CWO)               "argumento log natural media log"
    DELTAT_m_C=((T[2]-T_CWI)-(T[3]-T_CWO))/ln(Arg_1)
                                                  "temperatura media logaritmica condensador"
    A_C=Q_C/(U_C*DELTAT_m_C)                      "Área de condensador"

    A_C=N_can_C*2*A_P                             "Area total condensacion por nro de canales"
    N_P_C=2*N_can_C+1                             "nro total de placas calculadas condensador"
    A_des=0                                       "Area desobrecalentamiento"
    A_con=A_C                                     "Area condensacion"
    lambda=A_des/A_con          "ratio area de desobrecalentamiento a area de condensacion"
    l_tdc_C=if(lambda;1;(1-lambda)*l;0,5*l;l/(lambda+1))
                                                  "largo de placa efectivo en la condensacion"
    P_W_C=P_a                                     "Presion de agua en el ducto evaporador"
    x_W_C=Quality('Water';T=T_W_C;P=P_W_C)        "Calidad de agua en el ducto evaporador"
    call DuctFlow('water';T_W_C;P_W_C;m_dot_W_C/N_can_C;delta_y;w;l;0,025:"h_T"; "h_H"
;"DELTAP"; "Nusselt_T"; F_W_C; "Re")             "factor de friccion del agua en el condensador"
     DELTAP_W_C=F_W_C*rho_W_C*(V_W_C)^2*l/(2*D_eq_W)
                                                  "caida de presion lado del agua condensador"
    DELTAP_WF_C=DELTAP_2phase_horiz(Fluid$; G_WF_C; P[2] ; D_eq_WF ; l; 0,05; 0,95)
                                                  "caida de presion lado fluido de trabajo condensador"
     PW_W_C=m_dot_W_C*DELTAP_W_C/(rho_W_C*eta_WP)
                                                  "potencia de bombeo lado del agua condensador"
"Correlacion CTDC lado de fluido de trabajo condensador"
    alpha_WF_C*D_eq_WF/k_WF_V_C=1,77*BOO_WF_C^(-
0,1)*(Gr_WF_C*Pr_WF_C/H_WF_C)^(1/4)              "número de nusselt fluido de trabajo"
    BOO_WF_C=BO_WF_C*p^2/(l*d)                    "Numero de Bond modificado"
    BO_WF_C=g*rho_WF_L_C*p^2/sigma_WF_C           "Numero de Bond"
    Gr_WF_C=(g*l_tdc_C^3/nu_WF_V_C^2)*((rho_WF_L_C-rho_WF_V_C)/rho_WF_L_C)
                                                  "Numero de Grashof"
    Pr_WF_C=cp_WF_L_C*mu_WF_L_C/k_WF_L_C          "Numero de prandtl"
    H_WF_C=Q_con/Q_C                              "ratio del calor latente al sensible"
"EVAPORADOR"
"Datos entrada evaporador asumidos"
    T_WF_E=Average(T[5];T[1])                     "temperatura promedio fluido de trabajo Kelvin"
    T_W_E=Average(T_HWI;T_HWO)   "temperatura de agua de refrigeracion promedio Kelvin"
```

Figura A.4: **Código EES**

```
    P_W_E=310000[Pa]                                    "Presion de agua en el ducto evaporador"
    x_W_E=Quality('Water';T=T_W_E;P=P_W_E)      "Calidad de agua en el ducto evaporador"
    call DuctFlow('water';T_W_E;P_W_E;m_dot_W_E/N_can_E;delta_y;w;l;0,025:"h_T"; "h_H"
;"DELTAP"; "Nusselt_T"; F_W_E; "Re")              "factor de friccion del agua en el evaporador"
    DELTAP_W_E=F_W_E*rho_W_E*(V_W_E)^2*l/(2*D_eq_W)
                                                        "caida de presion lado del agua"
    DELTAP_WF_E=DELTAP_2phase_horiz(Fluid$; G_WF_E; P[1] ; D_eq_WF ; l; 0,05; 0,95)
                                              "caida de presion lado fluido de trabajo evaporador"
    PW_W_E=m_dot_W_E*DELTAP_W_E/(rho_W_E*eta_WP)
                                              "potencia de bombeo lado del agua evaporador"
"SEPARACION EN REGIONES DE PRECALENTAMIENTO Y VAPORIZACION: CALCULO
DE COEF TDC Y AREAS"
    "Precalentamiento"
        "Correlacion CTDC lado de fluido de trabajo liquido"
            Re_WF_pre = G_WF_E*D_eq_WF/mu_WF_L_E
                                                        "nro reynolds fluido trabajo liquido"
            Pr_WF_pre = Prandtl(Fluid$;x=0;P=P[1])          "nro prandtl fluido trabajo liquido"
            alpha_WF_pre*D_eq_WF/k_WF_L_E=0,023*Re_WF_pre^0,8 * Pr_WF_pre^0,4
                                              "calculo coef tdc liquido precalentamiento"
        "Area"
            A_pre=Q_pre/(U_pre*(DELTAT_m_pre))              "area de precalentamiento"
            Arg_2= (T_HWO-T[4])/(T_eva_WO-T[5])             "arg de DELTAT_m_pre"
            DELTAT_m_pre=((T_HWO-T[4])-(T_eva_WO-T[5]))/ln(Arg_2)
                                          "diferencia de media logaritmica para el precalentador"
    "Vaporización"
        "Correlacion CTDC lado de fluido de trabajo cambio de fase"
alpha_WF_vap1*D_eq_WF/k_WF_L_E=C*(f_P*X)^(0,919)*(H_WF_E)^(-
0,834)*(rho_WF_L_E/rho_WF_V_E)^(-0,448)          "Cálculo de coef de tdc evaporación"

X=(cp_WF_L_E*rho_WF_L_E^2*g/(P_WF_0*M_WF^2*k_WF_L_E*sigma_WF_E*DELTAh_WF
_E*rho_WF_V_E))^(0,5)*(D_eq_E)^(3/2)*qq_vap                 "Numero adimensional"
            f_P=P[1]/P_a                                    "factor de presión"
            H_WF_E=Q_vap/Q_E                        "ratio del calor latente al sensible"
            D_eq_E=D_eq_WF                          "diametro equivalente del evaporador"
            qq_vap=Q_E/A_E                          "flujo de calor por area en el evaporador"
            FPX=f_P*X                                       "producto de f_P y X"
            C=if(f_P*X;14,9;0,716;14,9;2,218)               "factor C"
        "Area"
            A_vap=Q_vap/(U_vap*(DELTAT_m_vap))              "calculo de A_vap"
            Arg_3= (T_HWI-T[1])/(T_eva_WO-T[5])         "arg de DELTAT_m_vap"
            DELTAT_m_vap=((T_HWI-T[1])-(T_eva_WO-T[5]))/ln(Arg_3)
                                        "diferencia de media logaritmica para el vaporizador"
"Parámetros globales calculados"
    A_T=A_E+A_C                                     "area total de transferencia de calor"
    PW_WF=m_dot_WF*((P[1]-
P[2])+DELTAP_WF_C+DELTAP_WF_E)/(rho_WF_L_C*eta_WFP)
                          "Potencia de bombeo consumida por la bomba de fluido de trabajo"
    W_N=W_gross-(PW_WF+PW_W_E+PW_W_C)                   "trabajo neto"
    gamma=A_T/W_N                               "area de intercambio de calor especifica"
```

Figura A.5: **Código EES**