



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

MODELACIÓN DE UN CICLO PARA LA GENERACIÓN DE POTENCIA Y ENFRIAMIENTO  
SIMULTÁNEOS, OPERANDO CON LA MEZCLA AMONIACO-NITRATO DE LITIO ( $\text{NH}_3$ -LINO)

## TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE  
MAESTRO EN INGENIERIA

PRESENTA:

ALEJANDRO PACHECO REYES

TUTOR

DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO  
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

TEMIXCO, MORELOS JULIO DEL 2019



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## **JURADO ASIGNADO**

Presidente: Dr. Roberto Best y Brown.

Secretario: Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes.

1er Vocal: Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco.

2do Vocal: Dr. Armando Huicochea Rodríguez.

3er Vocal: Dr. Christopher Lionel Heard Wade.

Lugar donde se realizó la tesis: Temixco, Morelos, México.

## **TUTOR DE TESIS:**

**Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco.**

*El éxito es 1% inspiración y 99% transpiración.*

## Contenido:

Dedicatorias .....	iv
Agradecimientos .....	v
Índice de figuras .....	vi
Índice de ecuaciones .....	viii
Resumen .....	1
Capítulo 1. Introducción. ....	2
1.1 Situación energética mundial hasta 2016.....	2
1.2 Situación energética en México hasta 2016.....	5
1.3 Energías renovables. ....	8
1.4 Calor residual. ....	9
1.4.1 Dispositivos de recuperación y sistemas para utilización de calor residual.....	10
1.5 Ciclos de potencia y refrigeración. ....	11
1.5.1 Ciclos de potencia. ....	11
1.5.2 Ciclos de refrigeración. ....	12
1.5.3 Ciclos para generación de potencia y enfriamiento simultánea. ....	12
1.6 Revisión bibliográfica. ....	12
1.7 Justificación. ....	19
1.8 Objetivo General. ....	21
1.9 Objetivos específicos. ....	21
1.10 Contenido de la tesis. ....	22
Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos de los ciclos de potencia y enfriamiento.....	23
2.1 Primera y segunda ley de la termodinámica. ....	23
2.1.1 Primera ley de la termodinámica.....	23
2.1.2 Segunda ley de la termodinámica.....	26
2.2 Ciclo inverso de Carnot. ....	30
2.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión ideal.....	32
2.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. ....	34
2.5 Ciclos de refrigeración por absorción. ....	37

2.5.1 Principales componentes y operación de un sistema de refrigeración por absorción. ....	37
2.5.2 Coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción.....	39
2.5.3 Clasificación de los sistemas de absorción. ....	40
2.5.4 Características para la selección del fluido de trabajo en sistemas de refrigeración por absorción. ....	40
2.6 Ciclo de vapor de Carnot. ....	41
2.7 Ciclo Rankine, el ciclo ideal para ciclos de potencia de vapor.....	43
2.7.1 Análisis Energético del ciclo Rankine. ....	45
2.7.2 Características para la selección de un fluido para un ciclo Rankine. ....	46
2.7.3 Procedimientos para mejorar el rendimiento del ciclo Rankine. ....	47
2.8 Ciclo Kalina. ....	47
Capítulo 3. Descripción y modelación de los ciclos termodinámicos.....	50
3.1 Modelado del ciclo Goswami. ....	50
3.1.1 Consideraciones para realizar el modelado.....	51
3.1.2 Balances de energía y masa del sistema.....	52
3.2 Modelo propuesto de ciclo Goswami con división de flujo a la salida del recalentador.....	54
3.2.1 Consideraciones del modelo propuesto.....	55
3.2.2 Análisis termodinámico del sistema basado en balances de masa y energía. ....	55
3.3 Modelo propuesto de ciclo Goswami con extracción de fluido en la turbina.....	57
3.3.1 Consideraciones para desarrollar la modelación del sistema propuesto. ....	59
3.3.2 Análisis termodinámico del ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina, basado en balances de masa y energía. ....	59
Capítulo 4. Análisis de resultados. ....	62
4.1 Resultados del modelo de ciclo Goswami operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio. ....	62
4.2 Modelo de ciclo Goswami con División de flujo a la salida del recalentador.....	67
4.3 Resultados del modelo con extracción de flujo en la turbina a una presión intermedia. ....	70
4.4 Comparación entre los tres modelos desarrollados.....	75
Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones. ....	79
5.1 Conclusiones.....	79
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros. ....	80

Apéndice A. Subrutinas para determinar las propiedades de la mezcla amoniaco-Nitrato de litio. ....	81
Referencias bibliográficas .....	85

## Dedicatorias

- A mi madre y mi padre por todo el amor y apoyo que me han dado durante toda mi vida, por los valores inculcados en casa los cuales me han hecho la persona que ahora soy, porque sé que siempre contaré con ustedes sin importar la situación.
- A mi hermana por todo su amor, apoyo y ánimos brindados durante cada etapa de mi vida, porque sé que siempre se preocupa por mí y por mi bienestar.
- A ti Dafne por tu sincero amor y los secretos que compartimos, porque siempre hiciste amenos los días en los que yo realizaba pruebas a pleno rayo de sol, pero aún no te perdono por tirarme con las redes. FEA gracias, con mucho amor y cariño para ti.
- A mis grandes amigos Daniel, Jacsan, Luis, Carlos y Apolo por su apoyo y amistad incondicional en todo momento y en toda situación.
- Al Dr. Julio Valle por creer en mí apoyarme y orientarme para continuar con mi formación académica, gracias por su amistad y consejos brindados durante todo el tiempo que nos hemos conocido. Usted es parte importante de esto.
- A mis compañeros de la hora de la comida y la hora del café, Gustavo Yepes, Gustavo Santos, Donaldo, Elí, Ricardo, Diego y Ángel, por su amistad y todas esas platicas agradables que compartimos durante nuestra estancia en el IER.



## **Agradecimientos.**

- Al Dr. Wilfrido, por aceptarme dentro del grupo de trabajo y por el tiempo dedicado en asesorías para el desarrollo del proyecto.
- Al Dr. Víctor y a Manuel por el apoyo y consejos brindados durante la evaluación del sistema de refrigeración intermitente.
- Al Dr. Alejandro por el apoyo brindado durante el desarrollo de este proyecto y por facilitar las subrutinas de la mezcla utilizada para la evaluación de los modelos propuestos.
- A mi comité tutor por el tiempo dedicado a la revisión de este trabajo y por sus recomendaciones para mejorarlo.
- A los profesores con quienes curse alguna materia durante mi formación como maestro, por sus enseñanzas brindadas las cuales sirvieron como base para el desarrollo de este proyecto.
- Al Instituto de Energías Renovables (IER-UNAM) por las herramientas e infraestructura brindada durante mi etapa de formación como maestro.
- Al personal administrativo del área de posgrado del IER, quien en diferentes ocasiones me ayudó para llevar a cabo diversos trámites.
- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología CONACyT por la beca otorgada para mi manutención durante mi periodo de formación.

## Índice de figuras

- Figura 1.** Producción mundial de energía primaria.
- Figura 2.** Consumo mundial de energía por tipo de energético.
- Figura 3.** Consumo total de energía por sector.
- Figura 4** Estructura de la producción de energía primaria 2016 (Petajoules).
- Figura 5** Consumo final por sector y energético de 2016.
- Figura 6** Clasificación de fuentes de energías renovables.
- Figura 7.** Potencial de calor residual en el mundo expresado en Petajoules.
- Figura 8.** Potencial industrial de calor residual y energía consumida por país.
- Figura 9.** Métodos de transferencia de energía.
- Figura 10.** Funcionamiento de una maquina térmica.
- Figura 11.** Ciclo inverso de Carnot.
- Figura 12.** Diagrama T-S del ciclo inverso de Carnot.
- Figura 13.** Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.
- Figura 14.** Diagrama T-S del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.
- Figura 15.** Ciclo real de refrigeración por compresión.
- Figura 16.** Diagrama T-S de un ciclo real de refrigeración por compresión.
- Figura 17.** Sistema de refrigeración por compresión.
- Figura 18.** Componentes y dirección del fluido de trabajo en un ciclo de refrigeración por absorción operando con la mezcla amoniaco agua.
- Figura 19.** Clasificación de sistemas por absorción.
- Figura 20.** Diagrama T-S para ciclo de vapor de Carnot.
- Figura 21.** Diagrama T-S para un ciclo de vapor, eliminando situaciones imprácticas.
- Figura 22.** Diagrama T-S del ciclo Rankine.
- Figura 23.** Esquema del ciclo Rankin con la dirección del fluido de trabajo durante todo el proceso.
- Figura 24.** Componentes de un ciclo Kalina.
- Figura 25.** ciclo Goswami operando con la mezcla amoniaco-agua.
- Figura 26.** Componentes del ciclo Goswami.
- Figura 27.** Ciclo Goswami modificado, con división de flujo a la salida del recalentador.
- Figura 28.** Ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Figura 29.** Factor útil de energía en función de la presión de generación.
- Figura 30.** Trabajo de la turbina y calor del evaporador en función de la presión de generación.
- Figura 31.** Potencia de la turbina y calor de evaporador a  $T_e=8^\circ\text{C}$ .
- Figura 32.** Variación de la eficiencia exergetica del sistema en función de la presión de generación.
- Figura 33.** Irreversibilidades del sistema en función de la presión de generación.
- Figura 34.** FUE en función de la fracción de fluido que entra a la turbina directamente.
- Figura 34.** FUE en función de la fracción de fluido que entra a la turbina directamente.

**Figura 36.** Eficiencia exergética en función de la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.

**Figura 37.** Irreversibilidades en función de la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.

**Figura 38.** FUE en función del porcentaje de fluido que sale directamente de la turbina.

**Figura 39.** Trabajo de turbina y calor de evaporador en función de la fracción de fluido extraído de la turbina.

**Figura 40.** Eficiencia exergética del sistema en función de la fracción extraída de la turbina.

**Figura 41.** Irreversibilidades del sistema en función del porcentaje de flujo extraído.

**Figura 42.** FUE del sistema en función de la fracción de fluido de trabajo que sale de la turbina a la presión más baja del sistema.

**Figura 43.** Comparación entre trabajo de turbina y calor de evaporador para los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale de la turbina a la presión más baja del sistema.

**Figura 44.** Eficiencia exergética de los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale directo de la turbina a la presión menor del sistema.

**Figura 45.** Irreversibilidades para los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale directo de la turbina a la presión menor del sistema.

## Índice de ecuaciones

- Ecuación 1.** Cambio de la energía total de un sistema compresible simple.
- Ecuación 2.** Cambio de energía interna de un sistema.
- Ecuación 3.** Cambio de energía cinética de un sistema.
- Ecuación 4.** Cambio de energía potencial de un sistema.
- Ecuación 5.** Balance de energía de un sistema.
- Ecuación 6.** Balance de energía para sistemas dependientes del tiempo.
- Ecuación 7.** Balance de energía para un sistema que opera cíclicamente.
- Ecuación 8.** Energía que entra es igual a energía que sale del sistema.
- Ecuación 9.** Balance de energía para un sistema cíclico expresado en términos de trabajo y calor.
- Ecuación 10.** Balance de entropía.
- Ecuación 11.** Balance de entropía para sistemas dependientes del tiempo.
- Ecuación 12.** Coeficiente de desempeño para un refrigerador de Carnot.
- Ecuación 13.** Coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción despreciando el trabajo de la bomba.
- Ecuación 14.** Coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción considerando el trabajo de la bomba.
- Ecuación 15.** Máximo coeficiente de desempeño para un sistema de refrigeración por absorción.
- Ecuación 16.** Ecuación de energía de flujo estacionario.
- Ecuación 17.** Trabajo de bomba en un ciclo Rankine.
- Ecuación 18.** Trabajo de bomba en un ciclo Rankine.
- Ecuación 19.** Calor suministrado en la caldera de un ciclo Rankine.
- Ecuación 20.** Trabajo producido en la turbina de un ciclo Rankine.
- Ecuación 21.** Calor retirado por el condensador de un ciclo Rankine.
- Ecuación 22.** Eficiencia térmica de un ciclo Rankine.
- Ecuación 23.** Trabajo neto de un ciclo Rankine.
- Ecuación 24.** Calor del generador en un ciclo Goswami.
- Ecuación 25.** Calor del recalentador en un ciclo Goswami.
- Ecuación 26.** Calor del evaporador en un ciclo Goswami.
- Ecuación 27.** Calor del absorbedor de un ciclo Goswami.
- Ecuación 28.** Trabajo generado por la turbina de un Goswami.
- Ecuación 29.** Trabajo suministrado por la bomba en un ciclo Goswami.
- Ecuación 30.** Entalpia del estado dos en un ciclo Goswami.
- Ecuación 31.** Entalpia del estado cinco en un ciclo Goswami.
- Ecuación 32.** Entalpia del estado seis de un ciclo Goswami.
- Ecuación 33.** Flujo masico del estado tres en un ciclo Goswami.
- Ecuación 34.** Flujo masico del estado cuatro en un ciclo Goswami.

- Ecuación 35.** Irreversibilidades del ciclo Goswami.
- Ecuación 36.** Eficiencia exergetica del ciclo Goswami.
- Ecuación 37.** FUE del ciclo Goswami.
- Ecuación 38.** Trabajo neto del ciclo Goswami.
- Ecuación 39.** Balance de energía del ciclo Goswami.
- Ecuación 40.** Calor suministrado al generador de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 41.** Calor suministrado en el recalentador de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 42.** Calor absorbido en el evaporador de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 43.** Calor rechazado en el absorbedor de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 44.** Calor rechazado en el condensador de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 45.** Trabajo entregado por la turbina de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 46.** Trabajo suministrado por la bomba en un ciclo Kalina con división de flujo.
- Ecuación 47.** Entalpia del estado dos en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 48.** Entalpia del estado cinco en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 49.** Entalpia del estado seis en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 50.** Entalpia del estado trece de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 51.** Flujo masico del estado tres en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 52.** Flujo masico del estado cuatro de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 53.** Flujo masico que entra al condensador en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 54.** Flujo masico que entra a la turbina en un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 55.** FUE de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 56.** Eficiencia exergetica de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 57.** Irreversibilidades de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 58.** Trabajo neto de un ciclo Goswami con división de flujo.
- Ecuación 59.** Calor suministrado en el generador de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 60.** Calor suministrado en el recalentador de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 61.** Calor absorbido en el evaporador de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 62.** Calor rechazado en el absorbedor de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 63.** Calor desechado en el condensador de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 64.** Trabajo entregado por la turbina de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.
- Ecuación 65.** Trabajo suministrado por la bomba de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 66.** Entalpia del estado dos de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 67.** Entalpia del estado cinco de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 68.** Entalpia seis de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 69.** Entalpia del estado catorce de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 70.** Flujo masico del estado nueve de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 71.** Flujo masico del estado once de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 72.** Flujo masico del estado tres de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 73.** Flujo masico del estado cuatro de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 74.** FUE de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 75.** Eficiencia exergetica de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 76.** Irreversibilidades de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

**Ecuación 77.** Trabajo neto de un ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

## Resumen

En la presente tesis se desarrolló la modelación de un ciclo para la generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea, el sistema opera con la mezcla amoníaco-nitrato de litio como fluido de trabajo. Debido a las problemáticas que se presentan hoy en día, referentes a temas tales como escases de agua, contaminación ambiental debido a la generación de energía, incapacidad de abastecer el 100% de la demanda energética, solo por mencionar algunas, es de un alto carácter de urgencia buscar nuevos métodos o mejorar los existentes para satisfacer nuestras necesidades sin acrecentar las problemáticas antes mencionadas.

Específicamente hablando de temas de generación de energía, debido a la investigación desarrollada en el área, han surgido sistemas los cuales son capaces de generar potencia y enfriamiento de manera simultánea, aprovechando fuentes renovables de energía e incluso haciendo uso del calor de desecho de diferentes procesos. Estos sistemas tienen como principio de funcionamiento el ciclo de refrigeración por absorción y el ciclo Rankine de vapor. En el presente trabajo se analizó mediante modelos computacionales el ciclo Goswami operando con la mezcla amoníaco nitrato de litio, una vez que se obtuvieron las condiciones óptimas de operación del sistema se propusieron dos nuevos modelos del ciclo, en el primer modelo al sistema se le realiza una división de fluido de trabajo a la salida del recalentador, mientras que en el segundo modelo propuesto se realiza una extracción de fluido en la turbina con la finalidad de que el fluido ya se le haya extraído cierta cantidad de trabajo.

Del modelo original se obtuvo un FUE de 0.186, un trabajo de entregado por la turbina de 239.06 kW y un calor de evaporación de 77.82 kW, mientras que para el modelo con división de flujo a la salida del recalentador se logró un máximo FUE de 0.539, un trabajo de turbina de 23.9 kW y un calor de evaporación de 881.74 kW, por último el modelo propuesto con extracción de flujo en la turbina tuvo un FUE de 0.527, entregando un trabajo por la turbina de 139.12 kW y un calor de evaporación de 746.605 kW.

## **Capítulo 1. Introducción.**

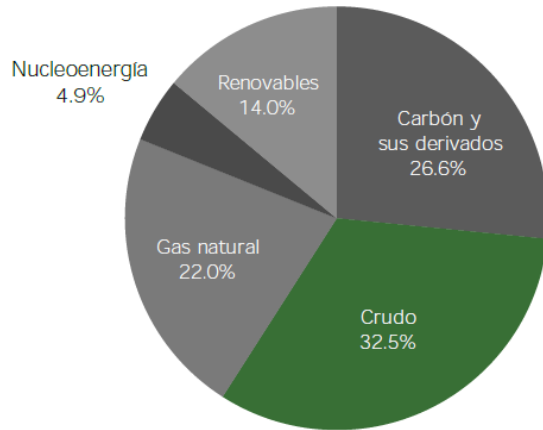
Hoy en día es muy común escuchar temas relacionados a las problemáticas que atraviesa la sociedad en todo el mundo, por ejemplo, escases de agua, contaminación ambiental, incapacidad de abastecer al 100% de la demanda energética en todos los ámbitos, estos solo por mencionar algunos. Todas las problemáticas que existen tienen una causa que las origina, para las antes mencionadas se atribuye que el crecimiento desmedido de la población mundial ha sido la principal. Las Naciones Unidas reportan que, en 1950, cinco años después de su fundación la población era de 2,600 millones de personas, se alcanzaron 5,000 millones en 1987 y en 1999 los 6,000 millones. En octubre de 2011 se estimaba una población de 7,000 millones de personas y para 2015 la población mundial fue de 7,300 millones de habitantes. Algunas proyecciones realizadas por las Naciones Unidas estiman una población de 9,700 millones y 11,200 millones de habitantes para los años 2050 y 2100 respectivamente.

Evidentemente al crecer la población, la demanda de recursos aumentará, por lo que es de vital importancia desarrollar tecnologías amigables con el medio ambiente, realizar procesos de conversión energética más eficientes, así como crear políticas de conciencia en el uso adecuado de los recursos, ya que si esto no se hace podría verse reflejado en un rezago en el desarrollo de la sociedad y un mayor deterioro en la calidad de vida de nuestro planeta [1].

### **1.1 Situación energética mundial hasta 2016.**

De acuerdo con las cifras reportadas en 2016 por “World Energy Balances”, de la Agencia Internacional de Energía, la producción mundial de energía primaria entre 2015 y 2016 disminuyó 0.3% alcanzando así un total de 13,760.81 millones de toneladas equivalentes de petróleo, la figura 1 muestra un gráfico con la producción mundial de energía primaria.





**Figura 1.** Producción mundial de energía primaria [2].

China, Estados Unidos, Rusia, Arabia Saudita e India fueron los países que más aportaron a la producción de energía con 17.2%, 13.9%, 10%, 4.9% y 4.1%, respectivamente, mientras que México se colocó en el décimo sexto puesto con un aporte del 1.3%.

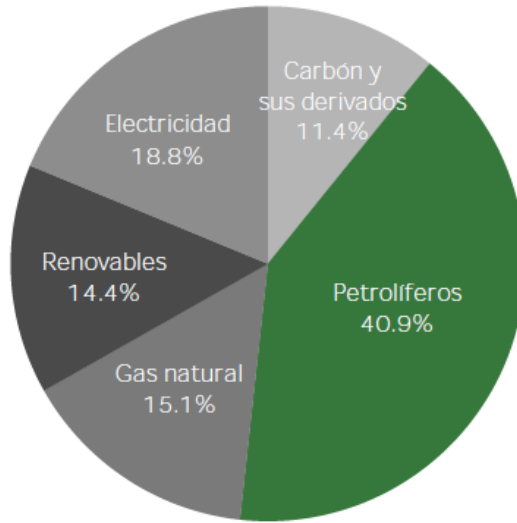
Comparando la producción de energía a través de fuentes alternas se tuvo un incremento del 3.6% entre 2015 y 2016, mientras que la del carbón disminuyó un 5.9%, esto debido al esfuerzo colectivo de las naciones por promover la sostenibilidad y la disminución de emisiones contaminantes.

Referente a energía nuclear, del total de la energía producida el 4.9% es aportado por esta fuente, con un total de 679.65 millones de toneladas equivalentes de petróleo.

El consumo mundial total de energía en 2016 fue de 9,555.27 millones de toneladas equivalentes de petróleo, que fue mayor en un 1.4%, en comparación con el año anterior.

Por otra parte, los petrolíferos presentaron avances en la demanda, que, durante 2016, aportaron el 40.9% del consumo de energía mundial. Las fuentes renovables tuvieron un avance de 1.6%, donde los bioenergéticos y residuos presentan por si solos una aportación del 11.2% del consumo mundial [2].

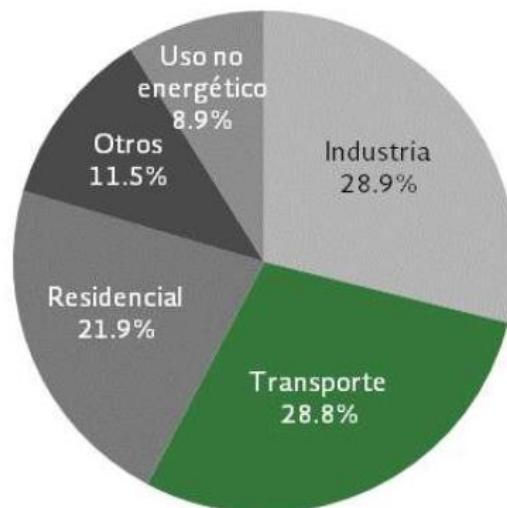
La figura 2 muestra un gráfico con el consumo mundial de energía por energético.



**Figura 2.** Consumo mundial de energía por tipo de energético [2].

Los países que tuvieron un mayor consumo de energía en 2016 fueron China (20.7%), Estados Unidos (15.9%), India (6.0%), Rusia (4.9%) y Japón (3.1%), México ocupa la posición dieciséis en este ranking internacional.

El sector económico industrial fue en donde se observó mayor consumo a nivel mundial, con un total de 2,752.60 millones de toneladas equivalentes de petróleo, en segundo lugar, se encuentra el sector transporte con un consumo de 2,752.60 millones de toneladas equivalentes de petróleo, la figura 3 muestra un gráfico con el consumo total de energía por sector.



**Figura 3.** Consumo total de energía por sector [2].

## **1.2 Situación energética en México hasta 2016.**

México ha buscado implementar fuentes renovables de energía con el fin de mitigar o disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero al medio ambiente, pero debido a la alta demanda de energía por la sociedad en los diferentes ámbitos esto no ha sido posible, así que se sigue dependiendo en gran medida de hidrocarburos.

En 2016 la producción nacional de energía primaria fue de 7,714,23 PJ, 6.6% menor respecto al 2015. La producción de petróleo disminuyó 4.8% comparado con 2015, sin embargo, prevaleció como energético primario con la mayor producción en el territorio nacional. Por otro lado, durante ese año, la producción bruta de gas natural y condensados presentó una caída del 12.7% y 10.6% respectivamente. El gas enviado a la atmósfera aumentó 18% con respecto al 2015, mientras que el aprovechamiento de gas natural disminuyó 2% para situarse en 91.1%.

Al término de 2016, el carbón mineral cerró su producción en 254.17 PJ, 11.7% por debajo de lo visto en 2015. El 71.3% de esta cifra correspondió a la producción de carbón no coquizable, mientras que el 28.7% restante recayó en el carbón coquizable.

La producción de energía nuclear disminuyó 8.7%, pasando de 120.41 PJ en 2015 a 109.95 en el 2016.

La disminución de las aportaciones pluviales y la reducción de 1.6% en el uso de agua para la generación de electricidad en las centrales públicas a cargo de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), provocó la caída de 0.6% en la producción de energía a partir del aprovechamiento hidráulico, respecto a 2015, alcanzando el total de 110.51 PJ.

En el transcurso de 2016 la geoenergía presentó una baja de 1.4% respecto a 2015, alcanzando 132.59 PJ, esto derivado de la disminución de los vapores geotérmicos en la central de Cerro Prieto, Baja California.

La energía eólica presentó un salto de 18.7% respecto al 2015, pasando de 31.48 PJ a 37.36 PJ. Este comportamiento fue provocado por el aumento de 26.1% en la capacidad de operación de las centrales eléctricas de autogeneración.

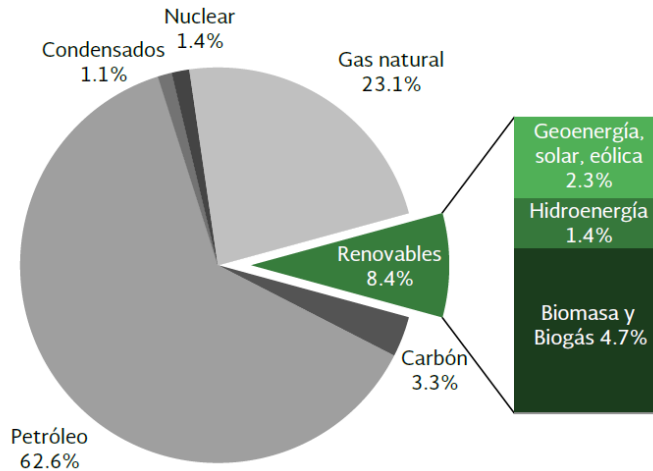
La producción de energía solar incrementó 10.2%, derivado del mayor aprovechamiento de este recurso en la generación distribuida.

En lo que respecta a los bioenergéticos, la producción de biogás mostró un incremento del 2.4%, finalizando en 1.91 PJ, mientras que la biomasa, que se integra por bagazo de caña (30.5%) y leña (69.5%), pasó de 359.84 PJ en 2015 a 361.70 PJ en 2016, incrementando 0.51% [2].

La tabla 1 muestra la producción de energía primaria (Petajoules) y la figura 4 un gráfico de la estructura de la producción de energía primaria en 2016 (Petajoules).

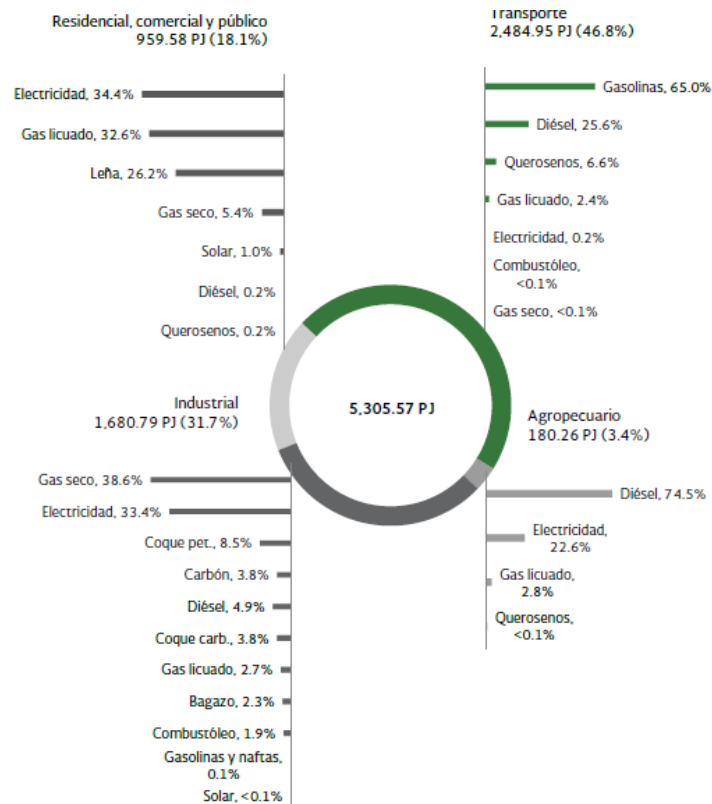
**Tabla 1.** Producción de energía primaria (Petajoules) [2]

	<b>2015</b>	<b>2016</b>	<b>Variación porcentual (%) 2016/2015</b>	<b>Estructura porcentual (%) 2016</b>
<b>Total</b>	8,261.03	7,714.23	-6.62	100
<b>Carbón</b>	287.69	254.17	-11.65	3.29
<b>Hidrocarburos</b>	7,203.85	6,694.85	-7.07	86.79
<b>Petróleo crudo</b>	5,067.69	4,826.85	-4.75	62.57
<b>Condensados</b>	98.83	88.31	-10.64	1.14
<b>Gas natural</b>	2,037.32	1,779.68	-12.65	23.07
<b>Nucleoenergía</b>	120.41	109.95	-8.68	1.43
<b>Renovables</b>	649.09	655.26	0.95	8.49
<b>Hidroenergía</b>	111.21	110.51	-0.63	1.43
<b>Geoenergía</b>	134.53	132.59	-1.44	1.72
<b>Solar</b>	10.15	11.19	10.18	0.15
<b>Energía eólica</b>	31.48	37.36	18.67	0.48
<b>Biogás</b>	1.87	1.91	2.38	0.02
<b>Biomasa</b>	359.84	361.70	0.51	4.69
<b>Bagazo de caña</b>	107.00	110.14	2.93	1.43
<b>leña</b>	252.84	251.56	-0.51	3.26



**Figura 4** Estructura de la producción de energía primaria 2016 (Petajoules) [2].

La energía consumida en el país se divide por sectores, el sector transporte es el mayor consumidor de energía con un 46.8%, el sector industrial representa 31.7%, entre residencial, comercial y público consumen el 18.1% y finalmente el sector agropecuario consume el 3.4%. La figura 5 muestra el consumo final por sector y tipo de energético que utiliza.



**Figura 5** Consumo final por sector y energético de 2016 [2].

A pesar de que aún se tiene una baja aportación energética a partir de las energías renovables, también es cierto que se presenta una tendencia creciente en los últimos años, ya que en 2013 la aportación figuraba en un 7% y para 2016 esa aportación ya se encontraba en un 8.4% [2].

### 1.3 Energías renovables.

Los autores más renombrados han dado definiciones para el término energía renovable: para Twidell y Weir es “energía que se obtiene a partir de corrientes de energía continuas y recurrentes en el mundo natural”, mientras que para Sorensen es “todo flujo energético que se restablece al mismo tiempo que se utiliza” o, también, “el uso de cualquier depósito de energía que se rellena a velocidad comparable a la que es extraída”.

Las fuentes donde se originan las energías renovables son el sol, la gravedad, la rotación de la tierra y el calor interno de la tierra [3].

La figura 3 muestra un esquema clasificando las energías renovables dependiendo su origen.

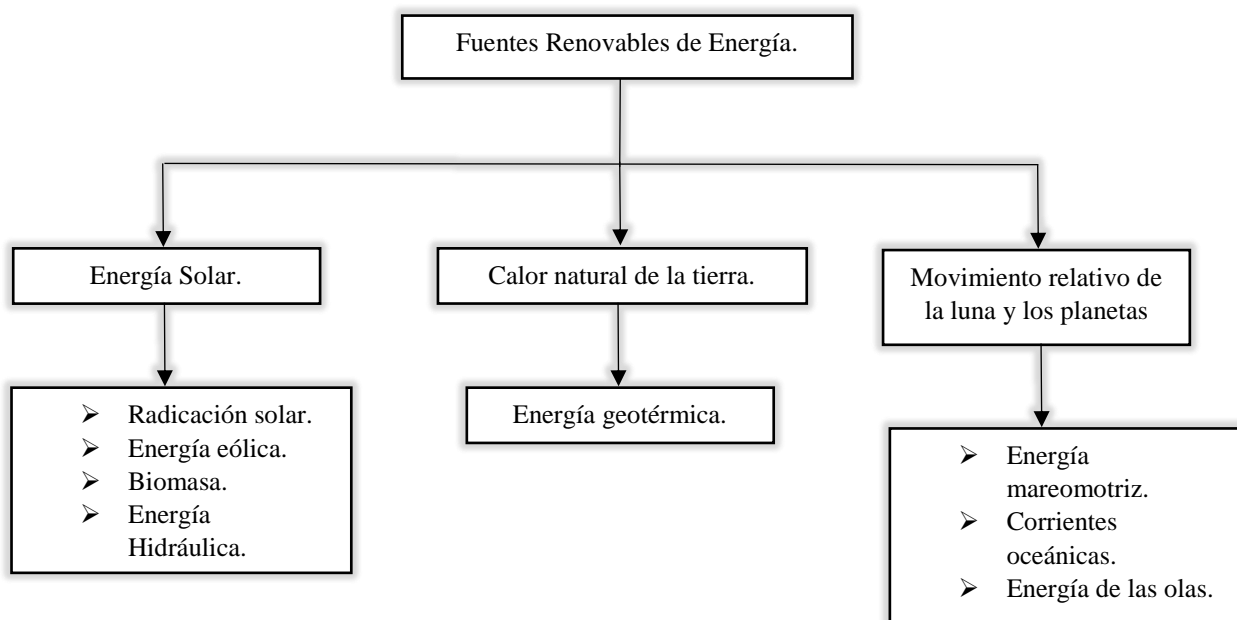


Figura 6 Clasificación de fuentes de energías renovables [4].

## 1.4 Calor residual.

En 2011, la Agencia Internacional de Energía mostró que se habían generado 31,342 millones de toneladas en emisiones de dióxido de carbono en el mundo. En la tendencia actual de reducir estos índices, el calor de desecho es una fuente de energía potencial [4].

Se considera calor de desecho a todas las formas de calor que escapan de un sistema y que no son el propósito del sistema, las fuentes de calor de desecho en la industria pueden ser máquinas individuales o sistemas completos, estas fuentes incluyen hornos, aguas residuales de secado, procesos de enfriamiento en seco, sistemas de refrigeración, motores, o el aire de salida de las salas de producción, el calor residual se puede liberar difusivamente como radiación o convección en una superficie o a través de un medio portador de calor como gases de combustión, fluidos de refrigeración o vapor [5].

Las pérdidas de calor se clasifican en alta, media y baja temperatura, los sistemas de recuperación de calor se introducen dentro de esta clasificación, para temperaturas mayores a 400°C se considera recuperación a alta temperatura, mediana temperatura para un rango entre 100 y 400 °C, mientras que menores a 100°C se considera baja temperatura [4].

La figura 7 muestra el potencial anual de calor residual industrial de algunos países.

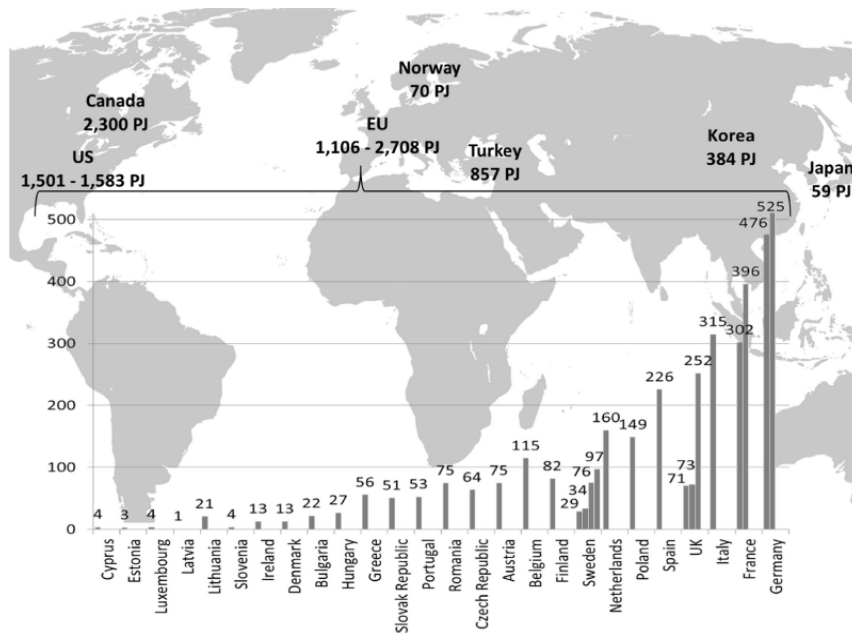
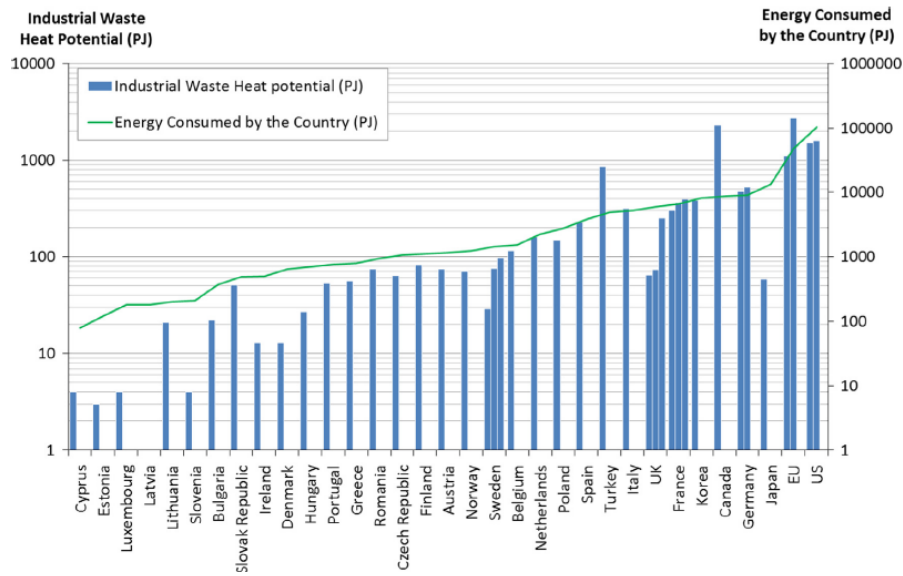


Figura 7. Potencial de calor residual en el mundo expresado en Petajoules [4].

La figura 8 muestra una comparación entre el potencial de recuperación de calor y la energía generada por cada país.



**Figura 8.** Potencial industrial de calor residual y energía consumida por país [4].

### 1.4.1 Dispositivos de recuperación y sistemas para utilización de calor residual.

Existen muchas tecnologías diferentes de recuperación de calor disponibles que se ocupan para capturar y recuperar el calor residual, estas tecnologías consisten principalmente en intercambiadores de calor.

A continuación, se enlistan las principales tecnologías de recuperación de calor:

- Quemadores regenerativos y recuperativos.
- Economizadores.
- Calderas de calor residual.
- Precalentadores de aire.
- Intercambiador de calor de placas.
- Sistemas de tubo de calor.

A través de las tecnologías antes mencionadas se puede recuperar el calor residual y utilizarlo en diferentes sistemas, por ejemplo:



- Ciclo Rankine orgánico.
- Ciclo Kalina.
- Bombas de calor.
- Dispositivos de conversión de energía eléctrica.

## **1.5 Ciclos de potencia y refrigeración.**

Existen métodos con los cuales a través de ciertos procesos se puede realizar la generación de energía eléctrica o la producción de frío (ya sea únicamente disminución de temperatura o incluso efecto de congelamiento.), a estos procesos se les denomina ciclos de potencia y ciclos de refrigeración, respectivamente. Se mencionan estos procesos ya que, al realizar algunas modificaciones, estos pueden operar a través de fuentes alternas de energía (principalmente energía solar térmica y energía geotérmica) así como calor de desecho de diferentes procesos.

### **1.5.1 Ciclos de potencia.**

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo motores o máquinas térmicas, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman ciclos de potencia.

Los ciclos de potencia pueden clasificarse principalmente en dos grupos, ciclos de gas y ciclos de vapor, esto debido al estado en el que permanece el fluido de trabajo durante el proceso, por ejemplo, en los ciclos de gas, el fluido permanece todo el tiempo en estado gaseoso, mientras que en los ciclos de vapor el fluido permanece en estado de vapor durante ciertas partes del ciclo y en algunas otras está presente en forma líquido.

Hace ya algunos años se ha puesto gran interés a nivel de investigación y aplicación en los ciclos de potencia de vapor, debido a las características de presión-temperatura con las que opera y las fuentes de energía térmica que pueden ser utilizadas para su funcionamiento, principalmente calor de desecho y energía solar térmica.

### **1.5.2 Ciclos de refrigeración.**

Actualmente existe una gran variedad de sistemas de refrigeración operando cíclicamente, principalmente dedicados a la congelación y otros únicamente para enfriamiento, estos equipos pueden ser sistemas por compresión o sistemas de refrigeración solar.

Los sistemas de refrigeración solar se pueden clasificar en tres grupos:

1. Sistemas de refrigeración por compresión eléctrica.
2. Sistemas de refrigeración por compresión termo-mecánica.
3. Sistemas de refrigeración por sorción.
  - Absorción.
  - Adsorción.
  - Desecante.

Existen otras tecnologías que se encuentran en desarrollo, por ejemplo, la refrigeración electroquímica.

### **1.5.3 Ciclos para generación de potencia y enfriamiento simultánea.**

Existe un ciclo termodinámico que tiene la capacidad de generar potencia y enfriamiento de manera simultánea, este ciclo es llamado Kalina en honor a su creador.

El ciclo Kalina surge al sustituir el condensador y la válvula de expansión por una turbina en un ciclo de refrigeración por absorción, es decir que ahora los componentes de este sistema son, generador, rectificador, turbina, evaporador, absorbedor, bomba de recirculación válvula de expansión y un intercambiador de calor, se pretende que este ciclo termodinámico por sus características sea capaz de operar mediante energía geotérmica o calor de desecho de diferentes procesos.

### **1.6 Revisión bibliográfica.**

Hace ya algunos años se han desarrollado trabajos enfocados en ciclos para la generación de enfriamiento y potencia, algunos de estos trabajos son meramente teóricos y algunos otros experimentales, la siguiente revisión bibliografía se enfoca puntualmente en el estudio de

ciclos para generación de potencia y enfriamiento de manera independiente y en sistemas de generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea.

- Kalina [6] desarrolló un nuevo ciclo termodinámico, el cual aprovecha el calor de desecho y opera con una mezcla de amoníaco-agua como fluido de trabajo, él reporta como resultados que el sistema tiene una eficiencia mayor en un rango de 1.35 y 1.5 veces en comparación al ciclo Rankine.
- Vijayaraghavan y Goswami [7] desarrollaron un nuevo ciclo termodinámico para la generación de potencia y enfriamiento de manera simultánea a baja temperatura. El propósito del ciclo fue combinar un ciclo Rankine y un ciclo de refrigeración por absorción, los estudios iniciales del ciclo fueron desarrollados operando con la mezcla amoníaco-agua, como resultados presentan las principales ventajas y desventajas del sistema operando con fluidos orgánicos.
- La integración de un ciclo Kalina a una planta generadora de energía fue presentada por Ogriseck [8], debido a que el calor de desecho de baja temperatura no puede ser utilizado para la generación de vapor, él propuso la integración de un ciclo Kalina, en sus resultados reporta que la eficiencia neta de una planta combinada con ciclo Kalina se encuentra entre 12.3% y 17.1% dependiendo de la temperatura del agua de enfriamiento y de la concentración de amoníaco en la mezcla. La potencia neta se encuentra entre 320 y 440 kW con un suministro de calor de 2.3 MW, resultando con ello una eficiencia de entre 13.5% y 18.8%.
- Ziegler [9] presentó un trabajo donde muestra la configuración de un sistema para la generación de potencia y enfriamiento, habla sobre las características básicas del sistema, las implicaciones que tienen que ver sobre el intercambio de calor y el costo.

- Qiu [10], desarrolló un trabajo donde evalúa los 8 fluidos de trabajo más utilizados en el ciclo orgánico Rankine, para la evaluación tomó en consideraciones parámetros termodinámicos, ambientales y económicos, de acuerdo con esos parámetros él ordeno los fluidos de acuerdo con el orden de selección preferible, HFE7000, HFE7100, PF5050, R123, n-pentano, R245fa, R134a e isobutano.
- Rahbar et al. [11] presentaron un trabajo donde realizan una revisión exhaustiva del ciclo orgánico Rankine, esta revisión incluye, configuraciones, aplicaciones selección de fluidos y estudio experimental de dispositivos de expansión.
- Oyewummi et al. [12] presentaron un trabajo donde muestran la metodología para la selección de fluidos de trabajo para sistemas ORC-CHP, utilizando fuentes de calor residual a temperaturas de entre 150 y 330°C, ellos notaron que los fluidos de trabajo de un solo componente como el n-pentano parecen ser óptimos para cumplir las demandas de calor a baja temperatura, mientras que las mezclas de fluidos de trabajo se vuelven óptimas para demandas de calor a temperaturas más altas.
- Rahbar et al. [13] presentaron un trabajo con la revisión del ciclo Rankine orgánico, en este trabajo se muestra configuraciones, aplicaciones y la selección de los fluidos de trabajo.
- La evaluación de un ciclo orgánico Rankine con diferentes fluidos de trabajo fue presentada por Tharairaja et al. [14], como resultados ellos reportan que para rangos de temperatura de entre 50 y 100°C los mejores fluidos son MD2M y ciclopentano, para temperaturas de entre 100 y 150°C se pueden utilizar butano, neopentano y R245fa, para el rango de temperaturas de 150 a 200°C es recomendable utilizar etanol, metanol y propano, para temperaturas de 200 a 320°C los mejores fluidos son agua, m-Xyleno y p-Xyleno.
- Mirzaei et al. [15] realizaron el análisis exergetico, energético y económico para un ciclo Rankine orgánico, el cual utiliza como fuente térmica el calor de desecho de los

hornos de fundición de metales, Los resultados obtenidos muestran que el m-xileno, el p-xileno y el etilbenceno tienen una mayor potencia neta, una mayor eficiencia y un menor costo total en comparación con otros fluidos de trabajo investigados.

- Xu et al. [16], presentaron un trabajo donde explican el uso de fluidos zeotrópicos en ciclo Rankine orgánico, mencionan las implicaciones que se tiene al usar un fluido puro o utilizar mezcla, estas implicaciones tienen que ver con el rendimiento y las condiciones que vienen de la mano al usar los fluidos.
- Ayou et al. [17] Realizaron una revisión sobre ciclos para la generación de potencia y enfriamiento, en la revisión incluyen ciclo Kalina, ciclo Goswami y sistemas de cogeneración, debido a las características de los ciclos evaluados, estos pueden ser utilizados mediante fuentes térmicas de baja temperatura, por ejemplo, calor de desecho o energía solar a través de colectores solares.
- Varios ciclos para la generación de potencia y enfriamiento fueron presentados por Ayou et al. [18]. Los ciclos fueron clasificados en dos grupos, baja y mediana temperatura menores a 200°C y menores a 300°C, respectivamente. Los criterios que se tomaron para la evaluación de los ciclos fueron el rendimiento energético y exergético, se propuso la aplicación de colectores solares para suministrar la energía térmica al proceso.
- Muye et al. [19] Presentaron el estudio del rendimiento anual de un sistema para generación de potencia y enfriamiento, este sistema se evaluó con las condiciones ambientales de Sevilla y Chennai, el sistema es impulsado con energía térmica proveniente de una instalación de colectores, los cuales conforman un área de captación de 450 m<sup>2</sup>, en el sistema existe un tanque de reserva con un volumen de 18 m<sup>3</sup>, como resultado ellos reportan que la eficiencia anual del sistema varía entre 6 y 8% mientras que la contribución solar anual varía entre 23 y 30%.
- Un nuevo ciclo de absorción para la generación de potencia y enfriamiento fue presentado por Mendoza et al. [20], al sistema de absorción se le adicionó un

dispositivo de expansión, el sistema fue modelado en el software Engineering Equation Solver (EES), como resultados muestran las gráficas de rendimiento del dispositivo de expansión, la temperatura a la salida de la turbina, el sistema produce diferentes cantidades de potencia y refrigeración para cubrir diferentes perfiles de demanda.

- Zhang et al. [21], presentaron un trabajo con la revisión del ciclo Kalina, en este trabajo se incluyó la descripción del ciclo, comparación del ciclo con el ciclo Rankine, el análisis de energía y exergía del ciclo Kalina y sus aplicaciones. Al final, igual hacen mención del fluido de trabajo con el que opera el ciclo Kalina, es decir la mezcla-amoniaco agua, discuten la estabilidad, impactos ambientales y problemas de seguridad.
- Modi y Haglind [22], realizaron un trabajo donde muestran el rendimiento de un ciclo Kalina operando con una planta de energía solar, comparando la operación del ciclo Kalina con la del ciclo Rankine de vapor, los resultados mostraron que el ciclo Rankine muestra un mejor rendimiento, en el trabajo muestran la destrucción de exergía para ambos casos (ciclo Kalina y ciclo Rankine).
- El análisis teórico de un ciclo combinado para la generación de potencia y refrigeración mediante el uso de una mezcla zeotrópica fue realizado por Yang et al. [23], en el estudio ellos analizan el comportamiento del ciclo a diferentes concentraciones del fluido de trabajo y determinan que para la concentración de 0.5 tiene una eficiencia máxima de 7.83%. El análisis paramétrico de la temperatura del generador, la temperatura del condensador y la temperatura del evaporador para todas las mezclas muestra que estos tres parámetros termodinámicos tienen un fuerte efecto en el rendimiento del ciclo.
- Modi et al. [24] presentaron un trabajo con el rendimiento de un ciclo Kalina, operando a alta temperatura y a alta presión, 500°C y 100 bar, ellos presentan como resultados que en comparación con el ciclo Rankine tiene un grado de libertad mas

que es la variación de la concentración en el fluido de trabajo lo cual representa una gran ventaja.

- Barkhordarian et al. [25], propusieron un nuevo sistema de cogeneración para la generación de potencia y enfriamiento mediante un ciclo Kalina, el sistema cuenta con dos evaporadores y la presión en uno de ellos puede ser establecida de manera independiente. Ellos evaluaron la eficiencia del sistema a través de la potencia neta, y la salida de refrigeración, así como la presión de entrada a la turbina, la temperatura de la fuente de calor, la temperatura del condensador, la temperatura de evaporador y la concentración de la mezcla, como resultados ellos reportan una eficiencia de exergía efectiva del 42.75% y una eficiencia térmica del 19%.
- Wang et al. [26], presentaron un trabajo donde analizan un sistema para la generación de potencia y enfriamiento, mediante un ciclo orgánico Rankine y un sistema de refrigeración por sorción de doble efecto, los fluidos de trabajo que utilizan son R245fa y  $\text{CaCl}_2\text{-BaCl}_2\text{-NH}_3$ , respectivamente. Ellos reportan que para una temperatura de la fuente igual a  $95^\circ\text{C}$  se tiene una potencia y enfriamiento de 204 W y .91 kW, respectivamente.
- Jiang et al. [27], mostraron la investigación sobre un ciclo para la generación de potencia y enfriamiento, más que un ciclo se trata de un sistema de cogeneración donde se incluye un ciclo Rankine orgánico y un sistema de refrigeración por sorción, como resultados obtuvieron que para temperaturas de entrada de agua caliente de entre  $75$  y  $95^\circ\text{C}$  se pueden alcanzar salidas de potencia y refrigeración de 232W y 4,94 kW, respectivamente.
- Un modelo en el cual se compara el ciclo orgánico Rankine y el ciclo Kalina fue presentado por Nemati et al. [28], ambos mediante la recuperación de calor residual de un sistema CGAM, el modelo fue desarrollado en el software EES. Se observó mediante un análisis exhaustivo que el ciclo orgánico Rankine presenta ventajas para este caso.

- Eller et al. [29], realizaron un análisis tecno-económico para fluidos de trabajo que podrían ser utilizados en un ciclo Kalina, notaron que la eficiencia del ciclo puede aumentar si se utilizan mezclas de alcohol-alcohol como fluidos de trabajo. Realizaron una evaluación tecno-económica para temperaturas de la fuente de calor de 200, 300 y 400 °C, comparando los resultados con la mezcla amoníaco-agua se notó que la salida de potencia es 1.5 mayor y la capacidad de intercambio de calor y presión de hasta 66.6% más baja, pero llevan a parámetros de tamaño de 5.6 veces más altos.
- Wang et al. [30], presentaron el rendimiento termodinámico de un ciclo Kalina y un Ciclo ORC, ellos enfocaron este estudio principalmente en el tipo de comportamiento que presenta el calor residual y basado en eso tener idea del tipo de tecnología es la más adecuada para aprovechar esa fuente de energía térmica.
- Zhang et al. [31], presentaron un trabajo donde realizaron una serie de modificaciones al ciclo Kalina convencional, al final concluyen que las modificaciones realizadas hacen que el ciclo sea más eficiente que el ciclo Kalina normal y que el ciclo propuesto por Liu.
- Se realizó un análisis termodinámico por Cheng et al. [32], para un sistema de cogeneración para producción de potencia y enfriamiento, el sistema de análisis opera con la mezcla amoníaco-agua, como resultados muestran que la eficiencia del ciclo aumenta con el incremento de la concentración y la temperatura de entrada de la turbina, y se reduce con el aumento de la concentración de la solución.
- Kordlar et al. [33], presentaron un trabajo sobre un nuevo sistema de cogeneración basado en energía geotérmica, para la generación de potencia y frío. El sistema consta de un ciclo Kalina modificado y un sistema de refrigeración por absorción, el fluido de trabajo es la mezcla amoníaco-agua, a través de un análisis energético y económico ellos presentan como resultados de su trabajo que la mayor eficiencia de exergética



del sistema es de 33.61% y el costo unitario total más bajo de producción es de \$39.93/GJ.

- Higa et al. [34], realizaron la evaluación para la integración de un sistema de amoniaco agua para la generación de energía en un sistema de refrigeración en una planta industrial, en el trabajo se reporta que, con las modificaciones realizadas, existe la posibilidad de disminuir la destrucción de exergía en un 43.3% lo cual se ve reflejado en una generación de potencia de 493 kW. Además, los aumentos en el coeficiente de rendimiento de 0.256 a 0.376, la eficiencia de la energía de refrigeración de 0.297 a 0.360 y la eficiencia de la exergía de 0.185 a 0.468 se alcanzaron a 4.7 MPa.
- Long et al. [35], presentaron el análisis sobre el rendimiento de un ciclo Kalina utilizando calor de desecho de baja temperatura, los resultados mostraron que existen presiones de evaporación óptimas que resultan en eficiencias exergetica internas y externas máximas. Se notó que la eficiencia exergetica interna aumenta de manera proporcional con el aumento de la concentración en la mezcla.
- Bian et al. [36], presentaron un trabajo sobre el rendimiento de un ciclo para la generación de potencia y frio, operando con la mezcla amoniaco-agua. Muestran que el ciclo propuesto tiene una relación de energía primaria más alta de 29.2% aunque tiene una producción menor de potencia, también se demuestra que cuando la presión de entrada de la turbina supera los 2,9 MPa y la presión de salida de la turbina está entre 1,3 y 1,6 MPa en el rango de prueba, el ciclo propuesto es mejor que los sistemas independientes desde la perspectiva del ahorro de energía.

## **1.7 Justificación.**

De acuerdo con la revisión bibliográfica desarrollada y escrita en párrafos anteriores se observó que existen distintas investigaciones enfocadas en el tema de ciclos para la

generación de potencia y enfriamiento de manera independiente, estas investigaciones se enfocan principalmente en la selección del fluido de trabajo, a través de características tales como, disponibilidad, impacto ambiental, temperaturas de operación del proceso y costo económico.

Las investigaciones desarrolladas sobre ciclos de potencia, caso específico el ciclo orgánico Rankine, son cada vez más enriquecidas ya que presentan grandes ventajas con respecto al ciclo Rankine convencional, se han visto análisis económicos, energéticos y exergéticos referentes a este campo, algo similar sucede con los ciclos de refrigeración. Ambos tienen en común que debido a su composición pueden ser operados mediante una fuente de energía térmica, tal como calor de desecho de diferente proceso, energía solar térmica a través de colectores solares o sistemas de concentración de energía, así como el aprovechamiento de la energía geotérmica.

Existen procesos donde la generación de energía es tan necesaria como la generación de enfriamiento, y en algunos casos si se realiza un buen análisis y diseño de los sistemas se pueden desarrollar mecanismos que puedan realizar ambos procesos de manera simultánea, en la revisión bibliográfica se encontró que existe un ciclo denominado ciclo Kalina el cual se dió a conocer en el año de 1980 aproximadamente, este ciclo es capaz de realizar ambas cosas de manera simultánea.

La investigación en esta área aún es muy escasa ya que se han realizado estudios energéticos y exergéticos del ciclo, operando con un único fluido de trabajo, Amoniaco-Agua. Por lo cual se propone el estudio y análisis del ciclo a través de modelos matemáticos basados en balances de energía y masa llevados a un lenguaje computacional, operando con otro fluido de trabajo, específicamente la mezcla amoniaco-nitrato de litio, lo cual permitirá simular el ciclo a diferentes condiciones de operación. Trabajos como el que se propone no han sido reportados en la literatura actualmente, es por ello que desarrollarlo aportará significativamente al área de ciclos de generación de potencia y enfriamiento simultaneo, se podrá contar con un panorama más amplio de la aplicación de estos nuevos sistemas, permitiendo con ello seleccionar el que más se adecue a las condiciones de trabajo que se puedan presentar (principalmente la temperatura de la fuente térmica).

Se espera que con los resultados que puedan ser obtenidos, surjan ideas de posibles modificaciones que se puedan realizar al ciclo Kalina las cuales resulten en un incremento del rendimiento del ciclo termodinámico.

## **1.8 Objetivo General.**

Realizar el estudio y modelación del ciclo Kalina convencional y proponer algunas modificaciones en su composición, operando con la mezcla amoniaco nitrato de litio para determinar su factibilidad de uso y las condiciones óptimas de operación.

## **1.9 Objetivos específicos.**

- I. Realizar una revisión bibliográfica enfocada a ciclos de refrigeración y ciclos de potencia, para conocer el estado en el que se encuentran estas áreas de investigación.
- II. Realizar una revisión bibliográfica enfocada a procesos de generación de energía y enfriamiento de manera simultánea, para tener conocimiento de los métodos de operación de estos sistemas.
- III. Realizar la modelación del ciclo Kalina convencional operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio, para determinar las condiciones óptimas de trabajo del sistema.
- IV. Realizar la modelación de un ciclo con división de flujo, tomando como base el ciclo Kalina para estudiar si presenta mejoras al ciclo convencional y determinar sus condiciones óptimas de operación.
- V. Realizar la modelación de un ciclo con división de flujo en la turbina, tomando como base el ciclo Kalina convencional, para estudiar si presenta mejoras al ciclo Kalina convencional y al ciclo con división de fluido.

- VI. Reportar el comportamiento del ciclo Kalina operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio, para que con ellos se pueda realizar la selección del fluido de trabajo partiendo de las condiciones presentes bajo las que podría operar el sistema.

### **1.10 Contenido de la tesis.**

1. En el Capítulo 1 se introduce al proyecto a desarrollar a través de un panorama muy general de la situación energética mundial y de México, de igual forma se habla sobre el calor de desecho en los procesos y se realiza una revisión bibliográfica sobre ciclos de potencia y enfriamiento lo cual da partida al desarrollo de la justificación y objetivos del proyecto.
2. En el Capítulo 2 se habla de los fundamentos termodinámicos que rigen a los ciclos de potencia y enfriamiento.
3. En el Capítulo 3 se hace la descripción de los modelos desarrollados, se muestran los balances de masa y energía, así como las correlaciones utilizadas para la construcción de los algoritmos computacionales.
4. En el Capítulo 4 se muestran y analizan cada uno de los resultados de los ciclos simulados.
5. En el Capítulo 5 basado en los resultados se muestran las conclusiones del proyecto y se incluyen una serie de recomendaciones con la finalidad de mejorar o enriquecer en un futuro el proyecto.

## **Capítulo 2. Fundamentos termodinámicos de los ciclos de potencia y enfriamiento.**

El tener conocimiento de los fundamentos termodinámicos que rigen todos los procesos de estudio, principalmente aquellos que tienen que ver con transferencia de energía, permite tener un panorama del máximo beneficio de estos procesos, ya que a través del estudio y análisis se pueden hacer que los sistemas sean más eficientes al conocer los límites bajo los cuales se puede operar.

A continuación, se habla de los fundamentos termodinámicos que rigen a los ciclos de potencia y enfriamiento, así como las restricciones y mejoras que se pueden realizar a cada uno para tener mayor beneficio de ellos, estos fundamentos termodinámicos son principalmente la primera y segunda ley de la termodinámica.

### **2.1 Primera y segunda ley de la termodinámica.**

Todo proceso que tiene que ver con transferencia de energía tiene un sustento termodinámico, este sustento está dado principalmente por las leyes de la termodinámica, a continuación, se describe la primera y segunda ley, las cuales tienen que ver a grosso modo con la conservación de la energía y la dirección en la que se llevan a cabo los procesos, respectivamente.

#### **2.1.1 Primera ley de la termodinámica.**

La primera ley de la termodinámica es conocida también como el principio de conservación de la energía y básicamente establece que la energía no puede ser creada o destruida, únicamente puede cambiar de forma. Debido a esto, durante cualquier proceso, toda cantidad de energía debe ser justificada.

Por ejemplo, en un sistema que experimenta una serie de procesos adiabáticos desde un estado *A* hasta un estado *B*, al ser adiabáticos, es evidente que estos procesos no tienen que ver con transferencia de calor, pero sí con varias clases de interacción de trabajo. Las mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican que: *para todos los procesos adiabáticos entre dos estados determinados de un sistema cerrado, el trabajo neto realizado es el mismo sin importar la naturaleza del sistema cerrado ni los detalles del proceso.* Este

enunciado, basado en gran medida a los experimentos hechos por Joule en la primera mitad del siglo XIX, se reconoce como primera ley de la termodinámica o primera ley.

La primera ley no hace referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado, tan solo establece que el cambio de energía durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo neto realizado.

El cambio neto de la energía total de un sistema ya sea en aumento o disminución, durante algún proceso, es igual a la energía total que entra al sistema menos la energía total que sale del sistema.

$$\begin{array}{r} \text{Energía total que} \\ \text{entra al sistema.} \end{array} - \begin{array}{r} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema.} \end{array} = \begin{array}{r} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema.} \end{array}$$

La relación anterior es conocida como balance de energía y es aplicado a cualquier tipo de sistema que experimente alguna clase de proceso.

Para determinar el incremento de energía de un sistema, cuando en este se lleva a cabo un proceso, es necesario conocer su estado final e inicial y así encontrar su diferencia. Para un sistema compresible simple, es decir, en ausencia de efectos eléctrico, magnéticos y de tensión superficial, el cambio de su energía únicamente está dado por el cambio de energía interna, energía cinética y energía potencial, todo lo anterior representado por la ecuación 1.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_p \quad (1)$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (2)$$

$$\Delta E_C = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \quad (3)$$

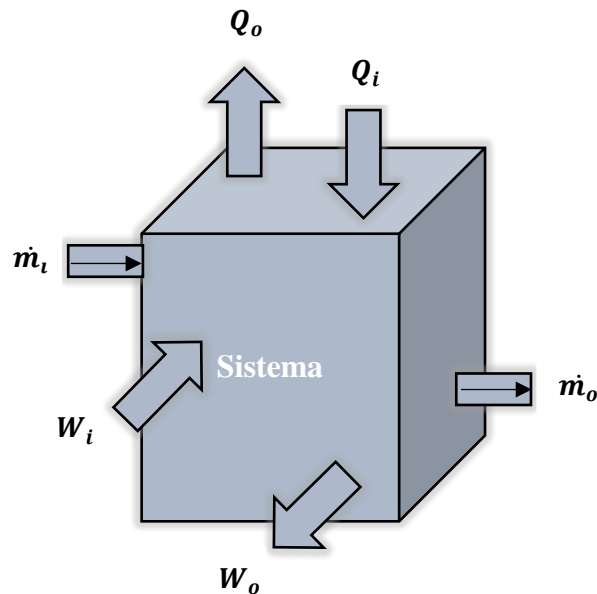
$$\Delta E_p = mg(z_2 - z_1) \quad (4)$$

### 2.1.1.1 Mecanismos de transferencia de energía.

La transferencia de energía hacia un sistema se puede dar de forma general mediante tres métodos distintos.

1. Transferencia de calor.
2. Transferencia de trabajo.
3. Flujo másico.

La figura 9 muestra el esquema de un sistema muy general, en el cual se ilustran los tres mecanismos posibles de transferencia de energía.



**Figura 9.** Métodos de transferencia de energía.

Cabe mencionar que existen sistemas en los cuales, debido a sus características, solo permiten intercambio de energía mediante uno o dos mecanismos, por ejemplo, en sistemas adiabáticos no hay transferencia de energía en forma de calor y para sistemas cerrados el intercambio de energía a través de flujo másico no se puede llevar a cabo, es importante poner atención a estas consideraciones ya que esto permite un análisis adecuado en los sistemas.

Como la energía puede ser transferida de las tres formas mencionadas hacia un sistema y su cambio es igual a la diferencia de cantidades que entran y salen del mismo, el balance de energía se expresa con la ecuación 5.

$$E_i - E_o = (Q_i - Q_o) + (W_i - W_o) + (E_{mi} - E_{mo}) \quad (5)$$

La ecuación 5 describe el balance de energía para un sistema en estado estacionario, es decir, que no depende del tiempo. Si el sistema es dependiente del tiempo el balance de energía se expresa en forma de tasa con la ecuación 6.

$$\dot{E}_i - \dot{E}_o = \frac{dE_s}{dt} \quad (6)$$

Para sistemas cerrados que se encuentran operando cíclicamente, el estado final es el mismo que el estado inicial, en este caso el cambio de energía del sistema es igual a cero tal y como se muestra en la ecuación 7.

$$\Delta E_s = E_2 - E_1 = 0 \quad (7)$$

El balance de energía queda expresado con la ecuación 8.

$$E_i = E_o \quad (8)$$

Ya que en un sistema cerrado no hay entrada o salida de flujo másico, el balance de energía se expresa en términos de interacciones de calor y de trabajo como:

$$W_{no} = Q_{ni} \quad (9)$$

Es decir, la salida neta de trabajo de un ciclo es igual a la entrada neta de calor [37].

### **2.1.2 Segunda ley de la termodinámica.**

Un proceso no puede tener lugar a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. Como se ha mencionado la primera ley aborda la parte de conservación de la energía en un proceso, donde toda cantidad de energía existente debe ser justificada. Por otra parte, la segunda ley muestra que los cambios de energía en un proceso siguen una dirección específica y que la energía tiene cierta calidad.



La segunda ley de la termodinámica se usa también para determinar los límites teóricos en el desempeño de sistemas de ingeniería de uso ordinario, por ejemplo, máquinas térmicas y refrigeradores, así como predecir el grado de terminación de las reacciones químicas, todo lo anterior mediante la propiedad termodinámica llamada entropía. [8]. La ecuación 10 muestra el balance de entropía en cualquier proceso.

$$S_i - S_o + S_{gen} = \Delta S_{sis} \quad (10)$$

$S_i$  y  $S_o$  tienen que ver con la transferencia de entropía por calor y masa, de entrada y salida, respectivamente. De igual forma la expresión 10 puede ser representada en forma de tasa tal y como muestra la ecuación 11.

$$\dot{S}_i - \dot{S}_o + \dot{S}_{gen} = \frac{dS_{sis}}{dt} \quad (11)$$

En la literatura existen numerosos casos que ejemplifican la dirección en la que ocurren los procesos, el más común tiene que ver con una taza de café caliente que se deja en una habitación, es evidente que al transcurrir el tiempo la taza perderá energía en forma de calor, este calor será absorbido por el aire contenido en la habitación, llegará un punto en el que este proceso estará en equilibrio, es decir, donde la temperatura del aire sea igual a la temperatura de la taza de café. Si se considera este mismo caso donde se tiene una taza de café caliente dentro de una habitación y al pasar del tiempo esta taza se calienta aún más debido a que absorbe energía del aire de la habitación, hasta este punto se cumple la primera ley de la termodinámica si la energía que gana la taza de café es la misma que perdió el aire de la habitación, se sabe que este proceso no puede llevarse a cabo y es aquí donde se observa que los procesos tienen una dirección determinada.

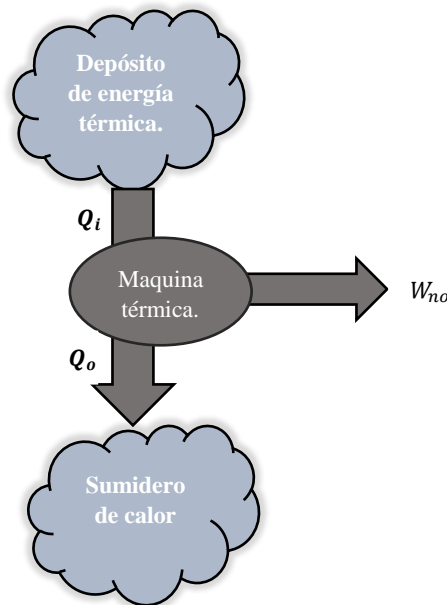
### **2.1.2.1 Máquina térmica.**

El trabajo puede ser convertido en otras formas de energía, pero convertir estas energías a trabajo comúnmente no es tan sencillo.

Existen dispositivos que a través de energía térmica pueden producir trabajo, a estos se les conoce como máquinas térmicas. Una máquina térmica puede ser caracterizada por las siguientes características:

- Reciben calor de una fuente a alta temperatura, esta fuente puede ser, el sol, un horno, un reactor nuclear, etc.
- Realizan la conversión de cierta parte de energía térmica en trabajo.
- Rechazan calor hacia un sumidero de calor, el cual tienen una menor temperatura.
- Operan en un ciclo.

La figura 10 muestra el esquema general del funcionamiento de una maquina térmica, en la cual entra calor, produce trabajo y rechaza calor.



**Figura 10.** Funcionamiento de una maquina térmica.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como fluido de trabajo.

### 2.1.2.2 La segunda ley de la termodinámica enunciado de Kelvin-Planck para máquinas térmicas y enunciado de Clausius referente a refrigeradores y bombas de calor.

Ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil, siempre existe un desecho de calor, esta limitación se toma como base en el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica:

*Es imposible que un dispositivo operando en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca la cantidad neta de trabajo.*

La imposibilidad de tener una máquina térmica que sea 100% eficiente no se debe a efectos de fricción o de disipación, es una limitación que se aplica a máquinas térmicas ideales y reales.

De igual forma como se mencionó, en el ejemplo abordado en esta sección sobre la taza de café, se sabe que el calor fluye de manera normal de un cuerpo a mayor temperatura a uno de menor temperatura. Clausius enuncia que:

*Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.*

El enunciado anterior es básicamente lo que hace un refrigerador, si se analiza a detalle el enunciado expresa que un refrigerador no puede transferir energía desde una fuente de baja temperatura a uno de alta temperatura sin que se le suministre trabajo, en un refrigerador este trabajo es suministrado mediante un compresor eléctrico.

Ambos enunciados, el de Kelvin-Planck y el de Clausius, pueden ser tomados como segunda ley de la termodinámica ya que si algún proceso viola el enunciado de Clausius de igual forma viola del de Kelvin-Planck y viceversa.

### **2.1.2.3 Proceso reversible e irreversible.**

Existen procesos que una vez que ocurren no pueden revertirse por sí mismos de manera espontánea y volver a su estado inicial. Por lo cual, se clasifican en procesos reversibles e irreversibles.

Un proceso reversible se define como un proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores. Es decir, tanto el sistema como los alrededores vuelven a su estado inicial una vez finalizado el proceso inverso. Esto es posible solo si el intercambio de calor y trabajo netos entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado. Los procesos que no son reversibles se denominan procesos irreversibles.

Es posible volver un sistema a su estado inicial siguiendo un proceso, sin importar si este es reversible o irreversible, pero para procesos reversibles, esta restauración se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores.

Los procesos reversibles son solo idealizaciones de procesos reales ya que en la realidad no ocurren en la naturaleza, la finalidad de estudiar este tipo de procesos es que son fáciles de analizar, puesto que en un sistema pasa por una serie de estados en equilibrio durante un proceso reversible y la otra razón es que sirven como modelos idealizados con los cuales se pueden comparar procesos reales.

## 2.2 Ciclo inverso de Carnot.

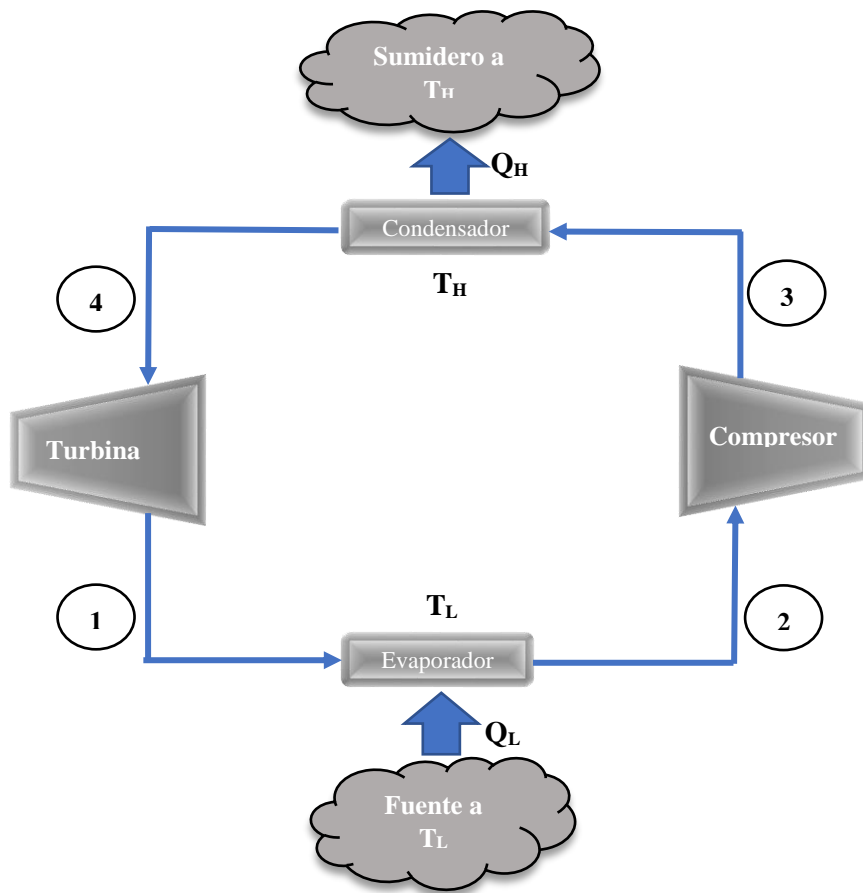
El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Debido a que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama temperatura-entropía (T-S), que se llama el ciclo invertido de Carnot. Un refrigerador que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot.

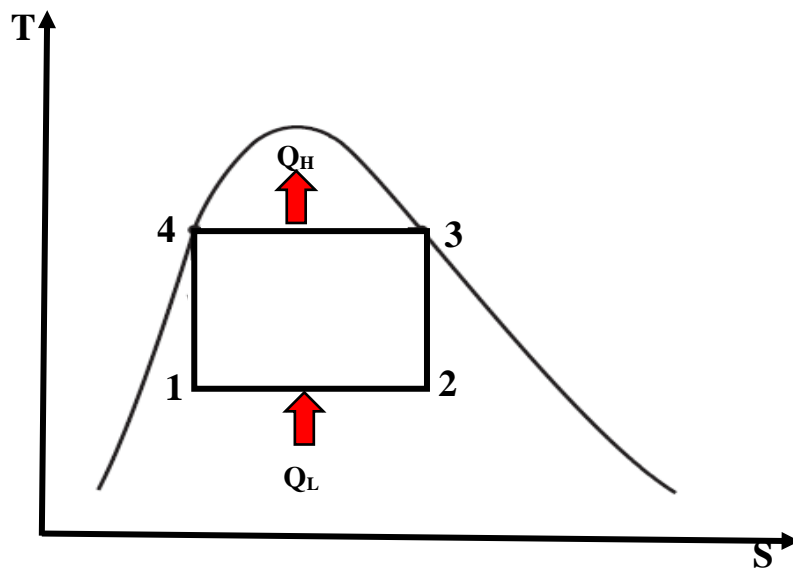
Los cuatro procesos que conforman el ciclo inverso de Carnot son [37]:

1. En el proceso de 1-2 el refrigerante absorbe calor  $Q_L$  isotérmicamente de una fuente de baja temperatura  $T_L$ .
2. En el proceso de 2-3 se produce una compresión isentrópica donde existe un aumento de temperatura desde  $T_L$  hasta  $T_H$ , mediante el suministro de trabajo  $W_E$ .
3. En el proceso de 3-4 el refrigerante rechaza calor  $Q_H$  isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura  $T_H$ .
4. En el proceso de 4-1 existe una expansión isentrópica, donde se pasa de  $T_H$  a  $T_L$ .

La figura 11 muestra un esquema del ciclo inverso de Carnot, con sus componentes y la dirección en la que se llevan a cabo los procesos, mientras que en la figura 12 es representado a través de un diagrama T-S.



**Figura 11.** Ciclo inverso de Carnot.



**Figura 12.** Diagrama T-S del ciclo inverso de Carnot.

El coeficiente de desempeño de los refrigeradores de Carnot está dado por la ecuación 12, la cual es dependiente de la temperatura de la fuente de baja temperatura y el reservorio de alta temperatura.

$$COP_{R,C} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (12)$$

Cabe mencionar que el  $COP_{R,C}$  aumenta cuando la diferencia entre  $T_H$  y  $T_L$  se hace pequeña, es decir  $T_L$  aumenta o  $T_H$  disminuye.

El ciclo inverso de Carnot sirve como modelo para el desarrollo del ciclo ideal de refrigeración por compresión al mejorar ciertos aspectos.

### **2.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión ideal.**

El ciclo de refrigeración por compresión ideal surge al eliminar algunos de los aspectos imprácticos que se deben al no evaporar el refrigerante completamente, de igual forma en este ciclo se sustituye la turbina por un dispositivo de estrangulamiento, ya sea una válvula de expansión o un tubo capilar, el ciclo resultante opera en cuatro procesos [37]:

1. En el proceso 1-2 existe una compresión isentrópica en un compresor.
2. En el proceso de 2-3 se lleva a cabo un rechazo de calor a presión constante en un condensador.
3. En el proceso de 3-4 existe un estrangulamiento mediante un dispositivo de expansión.
4. En el proceso de 4-1 se realiza una absorción de calor a presión constante en el evaporador.

La figura 13 muestra un esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, mientras que la figura 14 presenta el diagrama T-S de dicho ciclo.

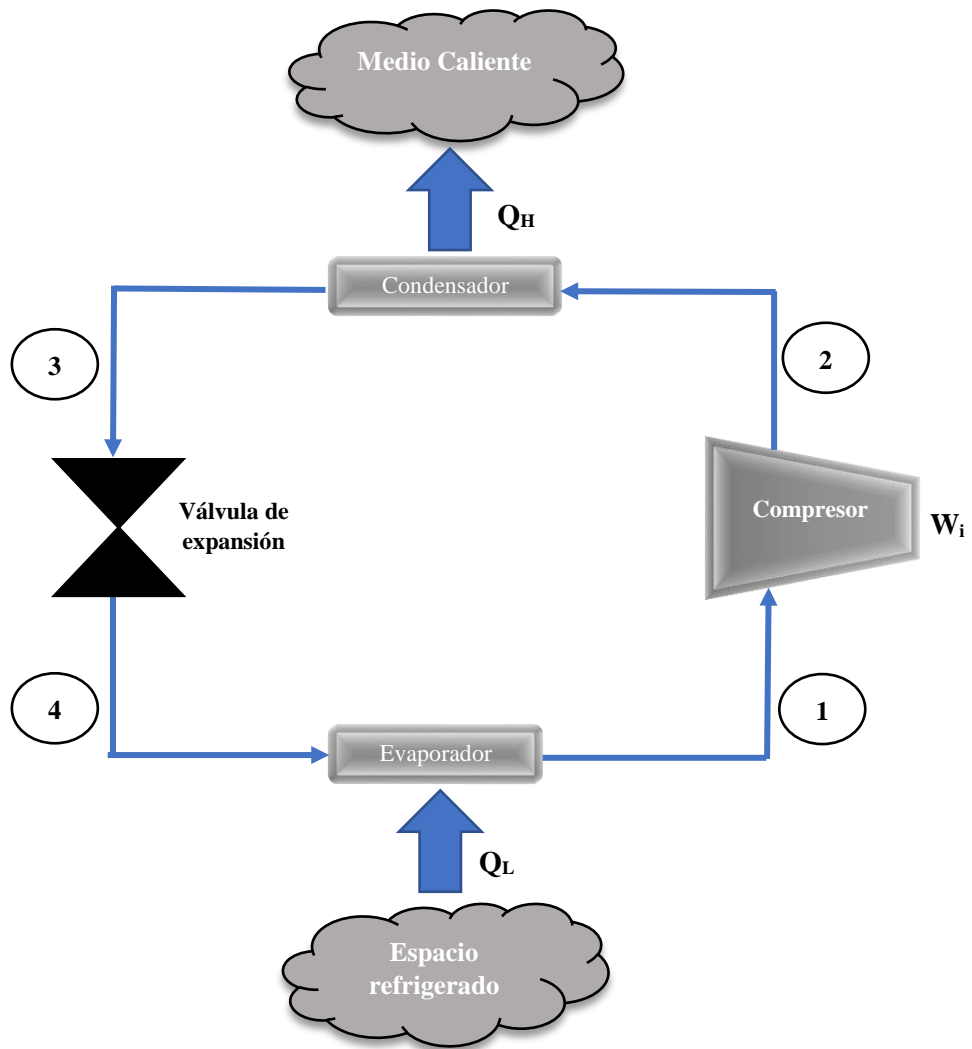


Figura 13. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

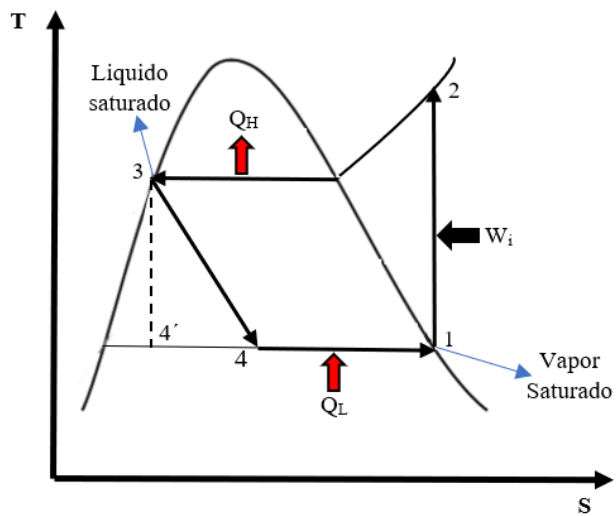


Figura 14. Diagrama T-S del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión en el estado 1 el refrigerante se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador, durante este proceso su temperatura aumenta. Cuando el refrigerante entra al condensador se encuentra como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado debido a un rechazo de calor. El refrigerante que se encuentra como líquido comprimido se estrangula hasta la presión del evaporador después de que pasa por la válvula de expansión. Ahora la temperatura del refrigerante se encuentra por debajo de la temperatura del espacio a refrigerar y en estado de vapor húmedo. Cuando el refrigerante entra al evaporador se evapora completamente debido a una ganancia de energía en forma de calor proveniente del espacio refrigerado. El refrigerante se encuentra en este punto como vapor saturado y el ciclo se repite.

#### **2.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.**

Si se compara el ciclo real de refrigeración por compresión con el ciclo ideal, se aprecia que existe varias diferencias, principalmente por las irreversibilidades que ocurren, hay dos fuentes comunes de irreversibilidades, una es la fricción del fluido lo cual ocasiona caídas de presión y la otra es la transferencia de calor hacia el sistema o de este a los alrededores. Las figuras 15 y 16 muestran el ciclo real de refrigeración por compresión y un diagrama T-S de este, respectivamente, mientras que la figura 17 se muestran los componentes de dicho sistema [37].



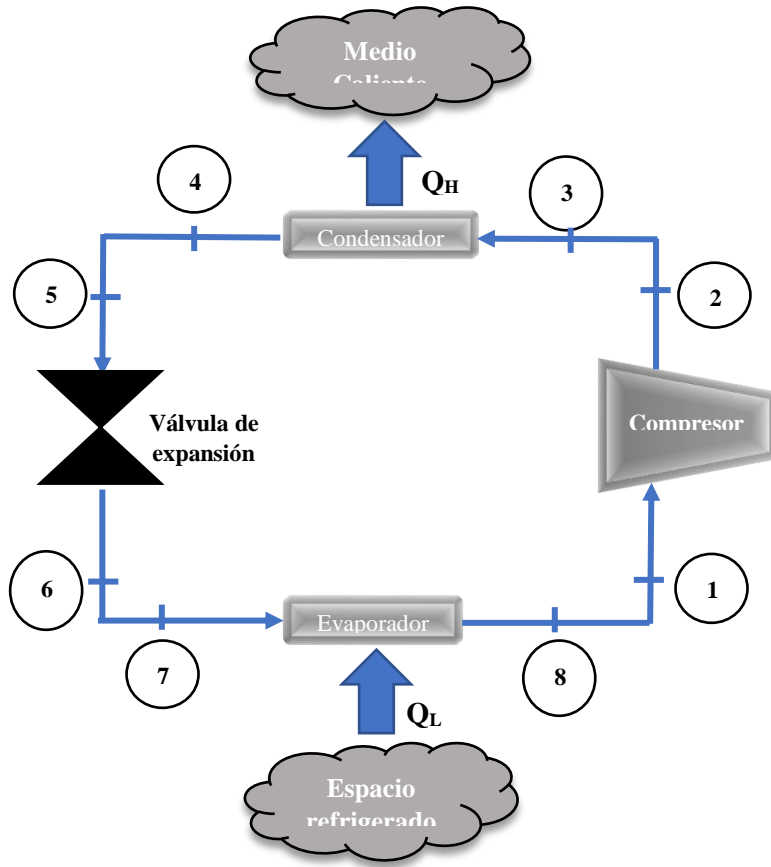


Figura 15. Ciclo real de refrigeración por compresión.

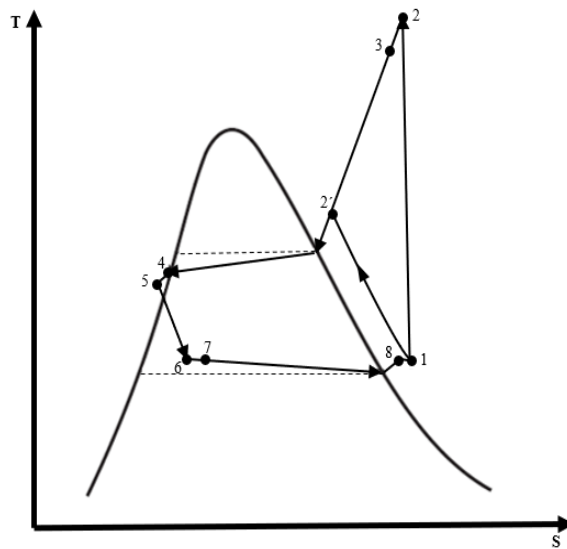
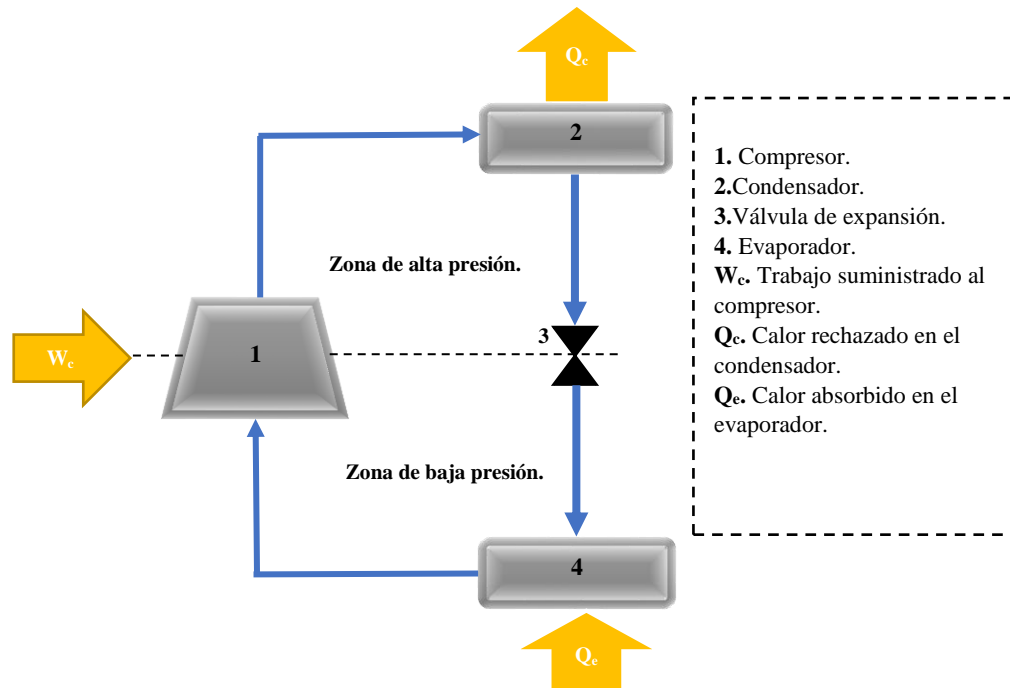


Figura 16. Diagrama T-S de un ciclo real de refrigeración por compresión.



**Figura 17.** Sistema de refrigeración por compresión.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador como líquido saturado, pero en la práctica esto no es fácil de controlar con mucha precisión. Lo que se hace es diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente un poco a la entrada del compresor, con esto se asegura que el fluido de trabajo entre a las condiciones adecuadas al compresor. Comúnmente la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga, lo cual ocasiona caídas de presión y fenómenos de transferencia de calor bastante considerables. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

Si se compara el proceso de compresión real e ideal del ciclo de refrigeración, se puede apreciar que para el caso ideal es un proceso reversible y adiabático por lo cual es isentrópico, mientras que en el ciclo real existen implicaciones de fricción causando esto un aumento en la entropía del proceso, de igual forma la transferencia de calor se puede ver reflejado en un aumento o disminución de la entropía.

## **2.5 Ciclos de refrigeración por absorción.**

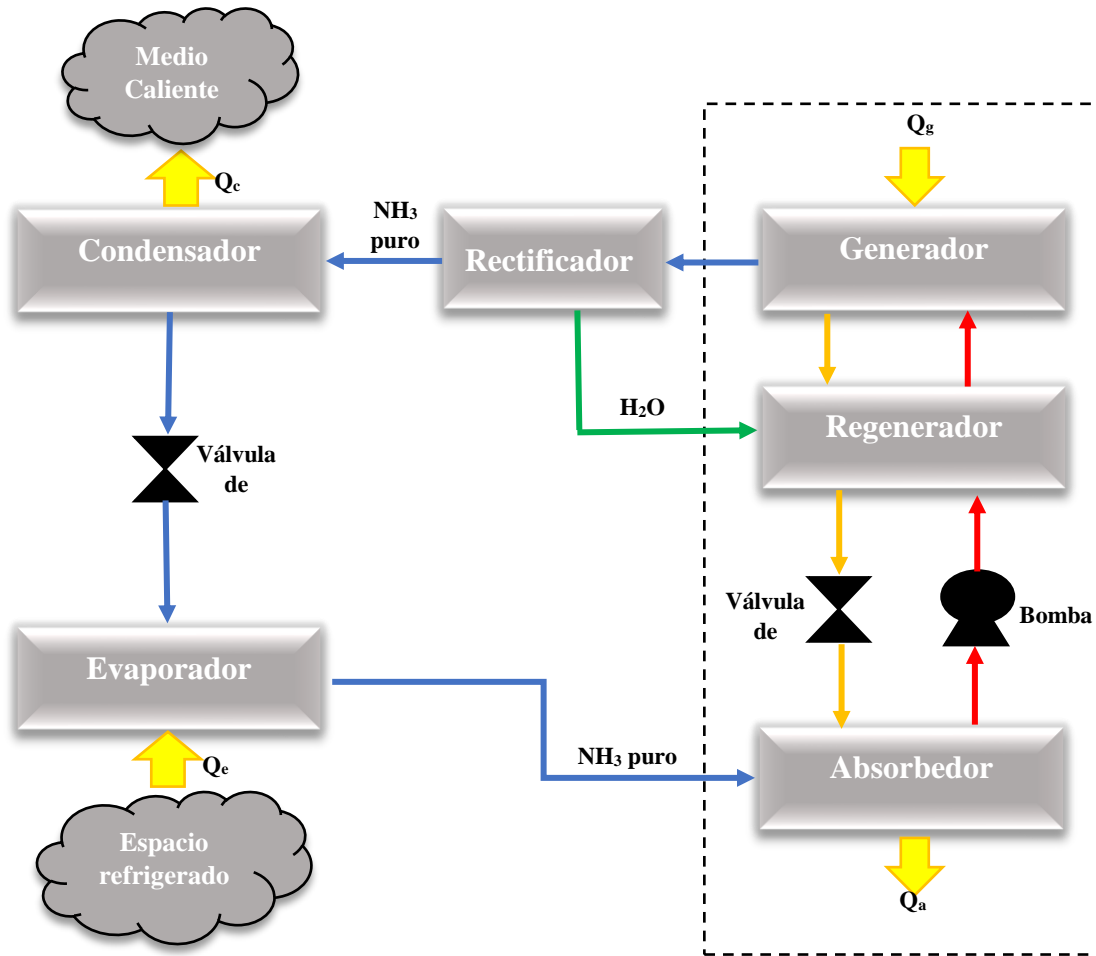
Otra forma de refrigeración es mediante sistemas de refrigeración por absorción, esta tecnología llama mucho la atención debido a que se hace uso de una fuente térmica de energía para su operación, esta fuente regularmente debe estar en un rango de temperaturas de entre 100 y 200 °C según la literatura [37].

Las fuentes térmicas de energía que se pueden usar son, energía solar (mediante colectores solares o sistemas de concentración, principalmente), calor residual de diferentes procesos (por ejemplo, en la generación de energía mediante ciclos termodinámicos).

Se conocen como ciclos por absorción debido a que implica la absorción de un refrigerante por un medio de transporte, entre los principales fluidos de trabajo en estos ciclos se tienen las mezclas: bromuro de litio-agua, agua-cloruro de litio, amoníaco-agua, la selección del fluido de trabajo depende en gran medida de la aplicación del sistema (refrigeración o congelación).

### **2.5.1 Principales componentes y operación de un sistema de refrigeración por absorción.**

La principal característica o diferencia entre los sistemas de refrigeración convencionales (sistemas de refrigeración por compresión) y a los sistemas de refrigeración por absorción, es que se sustituye el compresor por un laborioso mecanismo de absorción compuesto por un generador, un absorbedor, una bomba, un rectificador y una válvula. La figura 18 muestra los componentes y dirección bajo la cual opera este sistema [37].



**Figura 18.** Componentes y dirección del fluido de trabajo en un ciclo de refrigeración por absorción operando con la mezcla amoníaco agua.

**Nota:** Las líneas de color rojo representan una mezcla con mayor concentración, las de color azul refrigerante puro, las verdes agua pura y las de color naranja una mezcla con baja concentración.

En el generador está contenida la mezcla amoníaco-agua, al suministrar energía en forma de calor la mezcla alcanza niveles de presión y temperatura a los cuales el refrigerante se evapora y se separa del agua, el refrigerante en forma de vapor pasa por el rectificador, donde si contiene agua en forma de vapor se le retiran, el refrigerante puro pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador realizando la misma función que se ha explicado antes en los ciclos de refrigeración por compresión. Cuando el amoníaco en forma de vapor sale del evaporador entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con al agua para formar la mezcla amoníaco-agua nuevamente. La cantidad de amoníaco que puede disolverse en agua es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de amoníaco disuelto en el agua. La solución líquida

amoniaco-agua, que es rica en amoniaco, se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en amoniaco pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de amoniaco puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente amoniaco-agua, pobre en amoniaco, pasa después por un regenerador, donde transfiere una parte de su calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor [ 37].

### 2.5.2 Coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción.

A pesar de que en los sistemas de refrigeración por absorción se utiliza una bomba, se consideran equipos accionados por calor únicamente, esto debido a que la demanda de energía eléctrica es muy pequeña, aproximadamente el 1% comparada con la energía térmica suministrada al sistema.

La ecuación 13 se utiliza para determinar el coeficiente de operación de un sistema de refrigeración por absorción, despreciando el trabajo suministrado por la bomba, mientras que la ecuación 14 determina el mismo coeficiente considerando el trabajo de la bomba.

$$COP_a = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (13)$$

$$COP_a = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{Q_e}{Q_g + W_B} \quad (14)$$

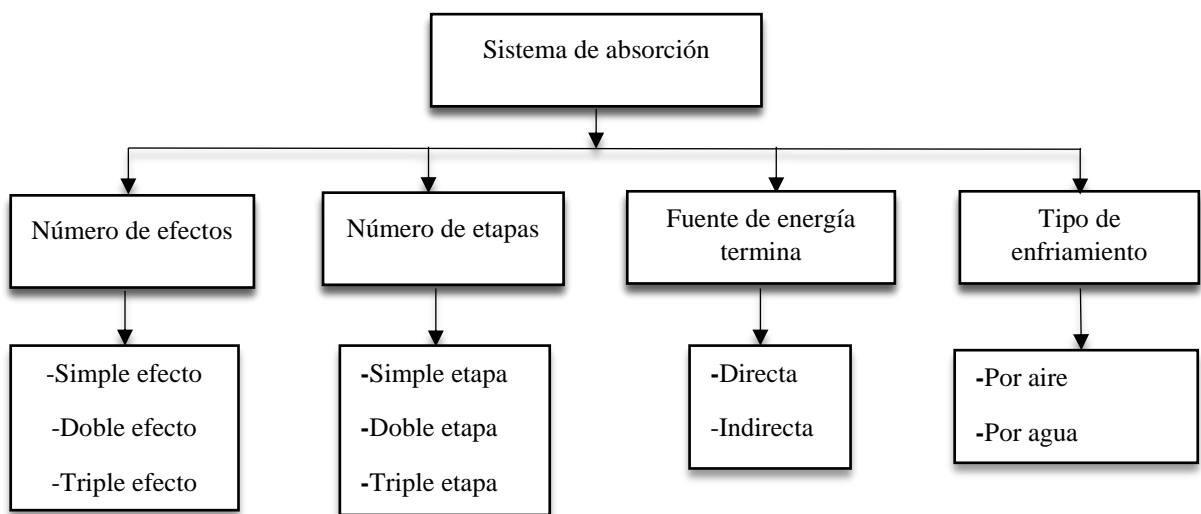
El COP máximo que puede tener un sistema de refrigeración por absorción se determina considerando que no existen irreversibilidades, debido a la fricción o fenómenos de transferencia de calor como se mencionó con anterioridad. Que el calor de la fuente se suministre a una máquina térmica y la salida de trabajo de esta se aplicara a un refrigerador de Carnot. La ecuación 15 sirve para determinar el COP de un sistema de refrigeración por absorción en consideraciones reversibles.

$$COP_{ar} = \eta_{Tr} COP_{Rr} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (15)$$

Para sistemas de refrigeración por absorción reales el COP es comúnmente menor a 1.

### 2.5.3 Clasificación de los sistemas de absorción.

Existen diferentes formas en las que se pueden clasificar los sistemas de refrigeración por absorción, por ejemplo, a través del número de etapas, numero de efectos, tipo de fuente de energía termina o por el tipo de enfriamiento, la figura 19 muestra esta clasificación de manera desglosada.



**Figura 19.** Clasificación de sistemas por absorción.

### 2.5.4 Características para la selección del fluido de trabajo en sistemas de refrigeración por absorción.

Los sistemas de refrigeración por absorción utilizan fluidos de trabajo compuestos por una mezcla absorbente-refrigerante, para la selección de la mezcla de trabajo se deben considerar los siguientes puntos [12]:

- El calor latente del refrigerante debe ser alto, por lo que el flujo de circulación del refrigerante y el absorbente se puede minimizar.
- La mezcla refrigerante-absorbente no debe formar una fase sólida en el rango esperado de composición y temperatura a la que será sometido.

- El refrigerante debe ser mucho más volátil que el absorbente para que los dos puedan separarse fácilmente sin necesidad de un rectificador.
- El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el refrigerante en condiciones en las que tiene lugar la absorción. La afinidad fuerte permite que se circule menos absorbente para el mismo efecto de refrigeración, lo que reduce las pérdidas de calor sensibles y permite un intercambiador de calor más pequeño.
- Se requiere una presión de funcionamiento moderada. Los altos niveles de presión requieren de equipos de paredes gruesas, y puede ser necesaria una potencia eléctrica significativa para bombear fluidos desde el lado de baja presión al lado de alta presión. La baja presión requiere equipos de gran volumen y medios especiales para reducir la caída de presión en las vías donde circula el refrigerante.
- Se requiere una alta estabilidad química para evitar formaciones indeseables de gases, sólidos o sustancias corrosivas.

## **2.6 Ciclo de vapor de Carnot.**

El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Por ello es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, como se hará mención este ciclo no es el adecuado para su aplicación como ciclo de potencia.

Si se considera un ciclo de Carnot de flujo estacionario realizado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 19. El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1).

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

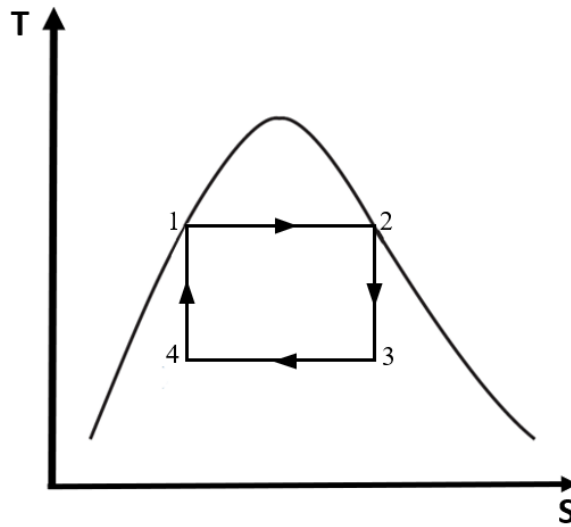
- La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los

procesos 1-2 y 3-4 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, el cual es de 374 °C para el agua). Restringir la temperatura máxima en el ciclo limita también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implica la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.

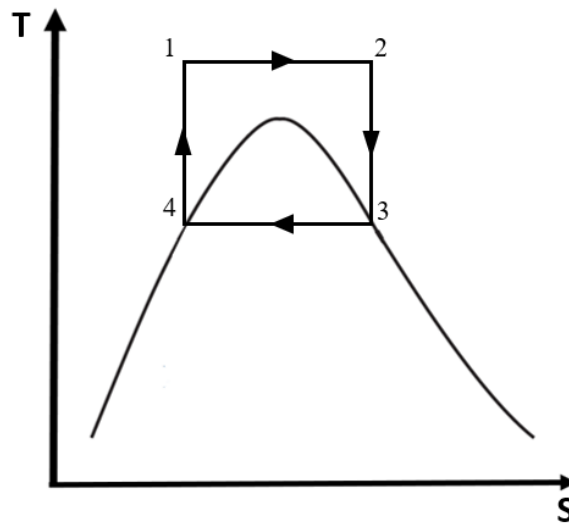
- El proceso de expansión isentrópica (proceso 2-3) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama  $T-s$  de la figura 20. Por lo tanto, la turbina tiene que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Así, el vapor con calidades menores a 90 por ciento no puede ser tolerado en la operación de centrales eléctricas. Este problema podría eliminarse utilizando un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado.
- El proceso de compresión isentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso: primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4; y segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunos de estos problemas pueden ser eliminados al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 21. Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto, concluimos que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.





**Figura 20.** Diagrama T-S para ciclo de vapor de Carnot.



**Figura 21.** Diagrama T-S para un ciclo de vapor, eliminando situaciones imprácticas.

## 2.7 Ciclo Rankine, el ciclo ideal para ciclos de potencia de vapor.

Una forma de eliminar muchos de los aspectos imprácticos del ciclo de Carnot, es sobrecalentando el vapor en la caldera y condensando el fluido de trabajo en su totalidad en el condensador, lo anterior se muestra en la figura 22, mediante un diagrama T-S del proceso. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de

vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en una bomba.

2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera.

3-4 expansión isentrópica en una turbina.

4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

La figura 23 muestra un esquema del ciclo Rankin con la dirección del fluido de trabajo durante todo el proceso.

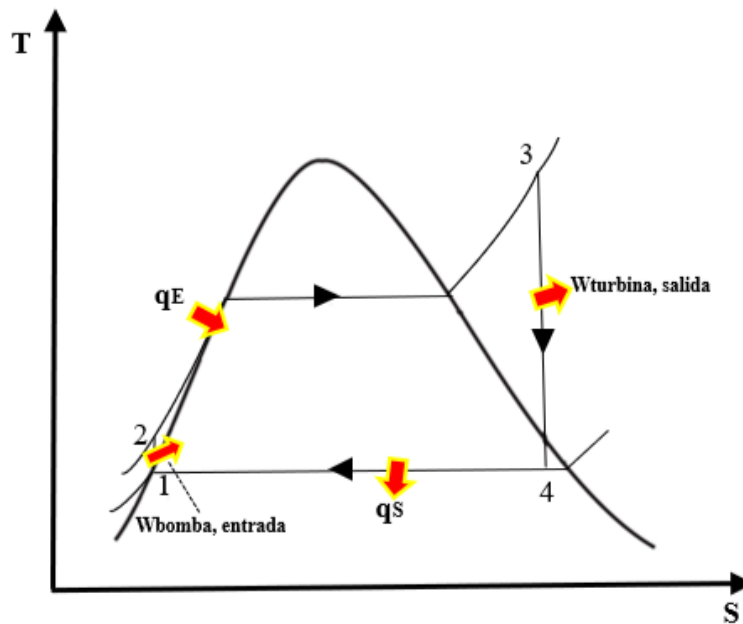


Figura 22. Diagrama T-S del ciclo Rankine.

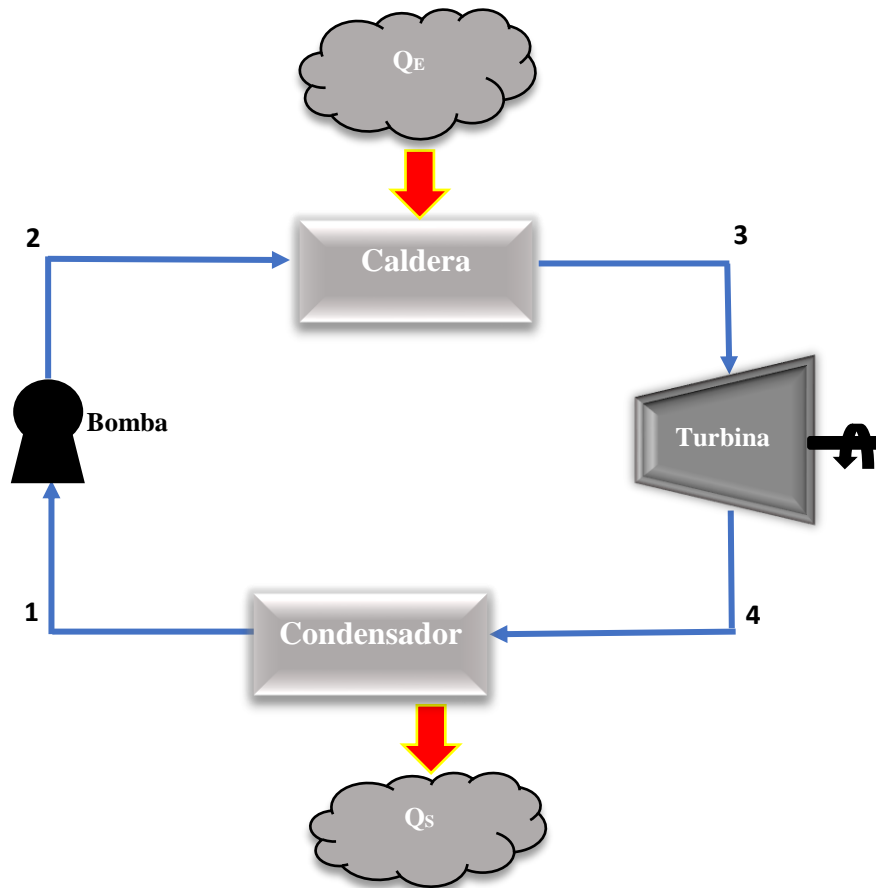


Figura 23. Esquema del ciclo Rankin con la dirección del fluido de trabajo durante todo el proceso.

### 2.7.1 Análisis Energético del ciclo Rankine.

Debido a que los cuatro componentes mostrados en la figura 23 son dispositivos de flujo estacionario pueden ser analizados de manera estacionaria a través de la ecuación 16.

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (W_{entrada} - W_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \quad (16)$$

Se sabe que en la caldera y evaporador no existe trabajo y que la bomba y la turbina son isentrópicas, por lo tanto, el balance de energía para la bomba, la caldera, la turbina y el condensador se describen con las ecuaciones 17, 19, 20, 21, respectivamente.

Bomba ( $q=0$ ):

$$W_{Bomba} = h_2 - h_1 \quad (17)$$

De igual forma el trabajo suministrado por la bomba puede ser expresado con la ecuación 18.

$$W_{Bomba} = v(P_2 - P_1) \quad (18)$$

Caldera (w=0):

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (19)$$

Turbina (q=0):

$$W_{Turbina} = h_3 - h_4 \quad (20)$$

Condensador (w=0):

$$q_{salida} = h_4 - h_1 \quad (21)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de la ecuación 22:

$$\varepsilon_{Tér} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (22)$$

Donde:

$$w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = W_{Turbina} - W_{Bomba} \quad (23)$$

### 2.7.2 Características para la selección de un fluido para un ciclo Rankine.

Las principales características que debe tener un fluido para que pueda ser utilizado eficientemente en un ciclo de Rankine, son:

- Alta valor del calor latente de vaporización a la temperatura a que ocurre la vaporización.
- Bajo valor de la capacidad calorífica del líquido.
- Temperatura crítica superior a la temperatura de funcionamiento más alta.
- No tener un valor demasiado alto de presión de vapor a la máxima temperatura de funcionamiento.
- Tener un valor de presión de vapor superior a la presión atmosférica para las temperaturas inferiores de funcionamiento.
- Bajo valor del volumen específico a las temperaturas inferiores de funcionamiento.
- Estar en estado líquido a la presión atmosférica y a la temperatura ambiente.

- Poca variación de la Entropía con la presión.
- Alto valor de conductividad térmica.
- Ser barato, estable, abundante, no inflamable, no explosivo, no corrosivo y no venenoso.

### **2.7.3 Procedimientos para mejorar el rendimiento del ciclo Rankine.**

Lo ideal para mejorar la eficiencia de un ciclo Rankine es aumentar la diferencia entalpía del fluido de trabajo entre la entrada y salida de la turbina, se han realizado diferentes mejoras que permiten tener el resultado antes mencionado.

- Disminuir la presión del condensador, al realizar esto automáticamente se disminuye la temperatura de condensación, otorgando un mayor trabajo a la turbina debido a la disminución de calor rechazado.
- Aumentar la presión de la caldera, con ello se aumenta la temperatura y el suministro de energía térmica es mayor, por lo que la salida de trabajo en la turbina se incrementa.
- Realizar un recalentamiento del fluido a la entrada de la turbina.
- Realizar la extracción de vapor en la turbina, calentando el agua de alimentación a la caldera, aumentando su entalpía. Generalmente el número de extracciones no suele superar las siete, ya que no implicaría una mejora de rendimiento significativa frente a la complicación técnica y económica que esto conlleva [9].

## **2.8 Ciclo Kalina.**

El ciclo Kalina es una modificación de los ciclos de refrigeración por absorción, opera con la mezcla amoniaco-agua y es capaz de generar potencia y realizar el efecto de enfriamiento de manera simultánea [6].

El ciclo Kalina está compuesto por ocho componentes, es decir, un generador, un rectificador, una turbina, un evaporador un absorbedor, una válvula, una bomba y un intercambiador de calor, en la figura 24 se muestra claramente el acomodo de cada uno de los componentes en el sistema.

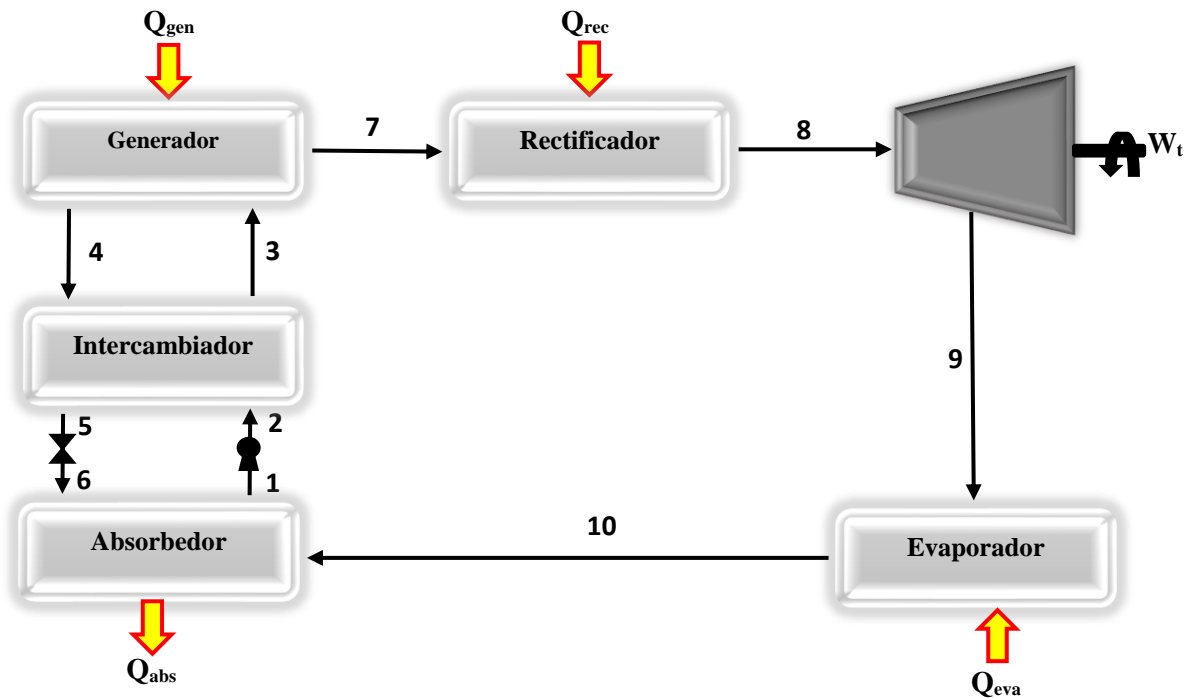


Figura 24. Componentes de un ciclo Kalina.

El fluido sale a condiciones de sobrecalentamiento en el estado 3, el fluido se encuentra a una alta concentración en refrigerante, posteriormente entra al rectificador donde si existe vapor de agua mezclado con amoníaco se le retira, para entrar a un grado relativamente puro a la turbina, en la turbina el fluido de trabajo se expande hasta las condiciones del estado 8, cuando entra al evaporador hace la remoción de energía en forma de calor del espacio que se desea refrigerar y al entra al absorbedor se combina con la mezcla pobre en refrigerante para llevar la solución a su estado inicial, esta mezcla es bombeada a través de un intercambiador donde recibe un precalentamiento antes de entrar al generador.

Como se ha mencionado el ciclo Kalina surge del ciclo de refrigeración por absorción, con la sustitución del condensador y la válvula de expansión por un dispositivo generador de potencia, es decir una turbina.

Estudios mostraron que al incluir al sistema un recalentador se podría mejorar su rendimiento, esta modificación llevó al desarrollo de un nuevo ciclo, el cual fue llamado ciclo

Goswami. La figura 25 muestra el esquema general de este ciclo, operando con la mezcla amoniaco-agua.

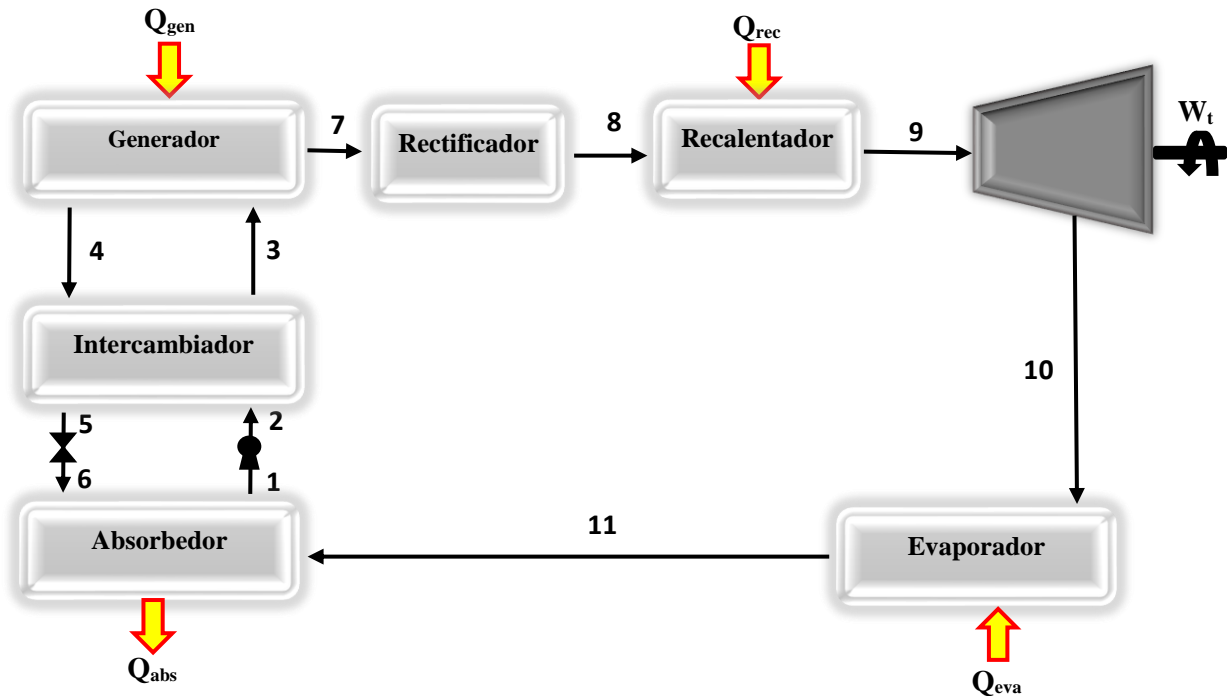


Figura 25. ciclo Goswami operando con la mezcla amoniaco-agua.

La mezcla recibe calor en el generador donde el amoniaco se separa y entra al rectificador, en este punto el vapor de agua que pudiese tener el refrigerante se le retira, posteriormente el amoniaco puro entra al recalentador donde se le realiza una adición de calor el cual se refleja en un aumento de temperatura, cuando el amoniaco entra a la turbina se expande produciendo con ello una salida de trabajo, en el evaporador el amoniaco retira calor del espacio que se desea refrigerar, una vez que sale del evaporador el fluido de trabajo entra al absorbedor donde se combina con la mezcla pobre en refrigerante que proviene del generador obteniendo así la mezcla en su composición original, para posteriormente ser bombeada a través de un intercambiador de calor donde recibe un precalentamiento antes de entrar al generador nuevamente y repetir el ciclo.

El ciclo Goswami que es una modificación del ciclo Kalina ha sido estudiado y evaluado operando con la mezcla amoniaco-agua, a continuación, se hace el estudio y análisis del ciclo termodinámico operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio [7].

## **Capítulo 3. Descripción y modelación de los ciclos termodinámicos.**

Tomando como punto de partida el ciclo Goswami que es resultado de la adición del recalentador al ciclo Kalina, se han desarrollado tres modelos utilizando como fluido de trabajo la mezcla amoniaco-nitrato de litio. El primer modelo es el ciclo Goswami original eliminando el rectificador del sistema por las condiciones del fluido de trabajo, el segundo modelo surge tomando como referencia el ciclo Goswami del primer modelo proponiendo una división del flujo a la salida del recalentador adicionando con ello un condensador y una válvula de expansión, en el tercer modelo se propone una extracción de fluido de trabajo en la turbina a una presión intermedia, de igual forma que en el segundo modelo se adiciona al sistema un condensador y una válvula de expansión, la finalidad de los modelos 2 y 3 es generar potencia y enfriamiento a disposición y dependiendo de las necesidades de los procesos.

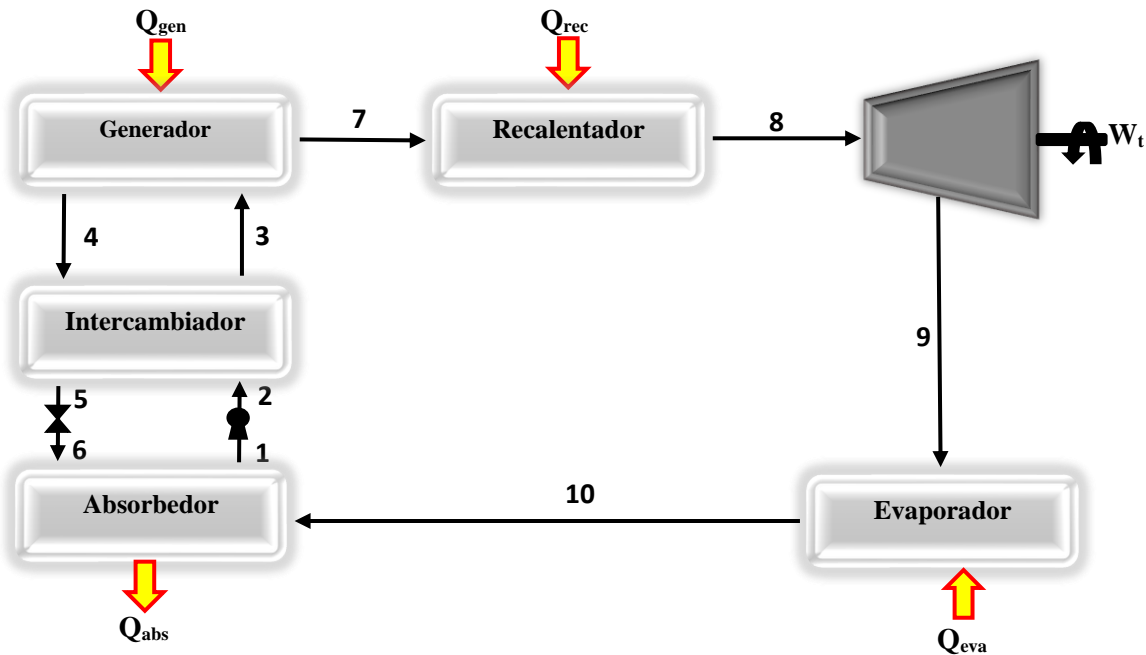
Todos los modelos desarrollados son evaluados con la mezcla amoniaco-nitrato de litio, mediante subrutinas obtenidas de la literatura y algunas otras generadas de las tablas de propiedad para amoniaco.

Para la evaluación de los sistemas se realizaron algoritmos computacionales, programados en lenguaje C++, estos algoritmos están basados en balances de masa y energía en cada uno de los componentes.

### **3.1 Modelado del ciclo Goswami.**

Como punto de partida se realiza el modelo del ciclo Goswami utilizando como fluido de trabajo la mezcla amoniaco-nitrato de litio, la figura 26 muestra el esquema general del ciclo Goswami.





**Figura 26.** Componentes del ciclo Goswami.

Dentro del generador el fluido de trabajo es calentado y el amoníaco se desprende de la mezcla, en el estado 7 el amoníaco se encuentra a condiciones de sobrecalentamiento, posteriormente el fluido ingresa al recalentador donde su temperatura aumenta hasta las condiciones del estado 8, cuando pasa por la turbina se expande isentrópicamente hasta la presión del evaporador, enseguida el fluido de trabajo se evapora y entra al absorbedor, donde se combina con la mezcla pobre en refrigerante del estado 6 liberando energía en forma de calor debido a que es una reacción exotérmica, la mezcla es bombeada a través de un intercambiador de calor donde absorbe calor del fluido proveniente del generador en el estado 4, cuando el fluido de trabajo en el estado 3 entra al generador, el proceso se repite cíclicamente.

### 3.1.1 Consideraciones para realizar el modelado.

En la figura 26 se puede observar que el sistema cuenta con diez estados termodinámicos, para realizar el modelo se tomaron las siguientes consideraciones:

- Se dan como datos de entrada la temperatura de generación  $T_g$ , temperatura de evaporación  $T_e$ , temperatura del absorbedor  $T_a$ , así como la presión a la entrada  $P_G$  y salida de la turbina  $P_L$ .
- La presión en los estados 2, 3, 4, 5, 7 y 8 es la misma.
- La presión en los estados 1, 6, 9 y 10 es la misma.
- La concentración de la mezcla en los estados 1, 2 y 3 es la misma.
- La concentración en los estados 4, 5 y 6 es la misma.
- La concentración en los estados 7, 8, 9 y 10 es la misma.
- El flujo másico en los estados 1, 2 y 3 es el mismo.
- El flujo másico en los estados 4, 5, 6 es el mismo.
- El flujo másico en los estados 7, 8, 9 y 10 es el mismo.

### 3.1.2 Balances de energía y masa del sistema.

El calor suministrado en el generador  $\dot{Q}_{gen}$ , en el recalentador  $\dot{Q}_{rec}$ , en el evaporador  $\dot{Q}_{eva}$  y en el absorbedor  $\dot{Q}_{abs}$  está dado por las ecuaciones 24, 25, 26 y 27 respectivamente.

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_7 \times h_7) + (\dot{m}_4 \times h_4) - (\dot{m}_3 \times h_3) \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{rec} = (\dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_7 \times h_7) = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_7) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{eva} = (\dot{m}_9 \times h_9) - (\dot{m}_{10} \times h_{10}) = \dot{m}_9 \times (h_9 - h_{10}) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{10} \times h_{10}) + (\dot{m}_6 \times h_6) - (\dot{m}_1 \times h_1) \quad (27)$$

El trabajo entregado por la turbina  $W_t$  se determina con la ecuación 28, mientras que el trabajo suministrado a la bomba  $W_b$  se calcula con la expresión 29.

$$W_t = \eta_t \times [(\dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_9 \times h_9)] = \eta_t \times [\dot{m}_8 \times (h_8 - h_9)] \quad (28)$$

$$W_b = \frac{v_1(P_h - P_L)}{\eta_b} \quad (29)$$

La mayoría de las entalpías se calculan mediante las subrutinas presentadas en el apéndice A, exceptuando las de los estados 2, 5 y 6 las cuales se determinan con balances de energía, las ecuaciones 30, 31 y 32 se utilizan para determinar las entalpías en estos estados, respectivamente.

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (30)$$

$$h_5 = \frac{(\dot{m}_4 \times h_4) + (\dot{m}_2 \times h_2) - (\dot{m}_3 \times h_3)}{\dot{m}_5} \quad (31)$$

$$h_6 = h_5 \quad (32)$$

Para determinar los flujos másicos del proceso se aplica un balance de masa en el generador, los flujos 3 y 4 están dados por las ecuaciones 33 y 34, respectivamente.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (33)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{m}_7 \times (X_3 - X_7)}{(X_4 - X_3)} \quad (34)$$

Para determinar el factor útil de energía (FUE), es decir cuanta potencia o energía útil estamos recibiendo del calor y el trabajo que estamos suministrando se aplica la ecuación 35, mientras que la eficiencia exergetica expresada por la ecuación 36 permite conocer el máximo veneficio que podríamos obtener del sistema teniendo en cuenta las condiciones de los alrededores (temperatura ambiente). Otro parámetro importante que se considera son las irreversibilidades del sistema denotadas por la ecuación 37, es decir todo lo que se está desaprovechando principalmente debido a fenómenos de trasferencia de calor entre el sistema y los alrededores.

$$FUE = \frac{Q_{eva} + W_t}{Q_{gen} + Q_{rec} + W_b} \quad (35)$$

$$\eta_{EX} = \frac{W_{neto} + \left(\frac{T_O - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_O}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_O}{T_{rec}}\right)} \quad (36)$$

$$\dot{i} = \left[ \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_O}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_O}{T_{rec}}\right) \right] - \left[ W_{neto} + \dot{Q}_{eva} \left(\frac{T_O - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \right] \quad (37)$$

Donde:

$$W_{neto} = W_t - W_b \quad (38)$$

La ecuación 39 muestra un balance de energía global del ciclo Goswami.

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{rec} + W_b = \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{abs} + W_t \quad (39)$$

### 3.2 Modelo propuesto de ciclo Goswami con división de flujo a la salida del recalentador.

Basado en la estructura del ciclo Goswami convencional, se propone otro sistema en el cual se realiza una división de flujo a la salida del recalentador, al sistema se añade un condensador y una válvula de la expansión, con la finalidad de condensar y disminuir la presión del fluido de trabajo hasta la presión de salida de la turbina. La figura 27 muestra el ciclo Goswami con las modificaciones antes mencionadas.

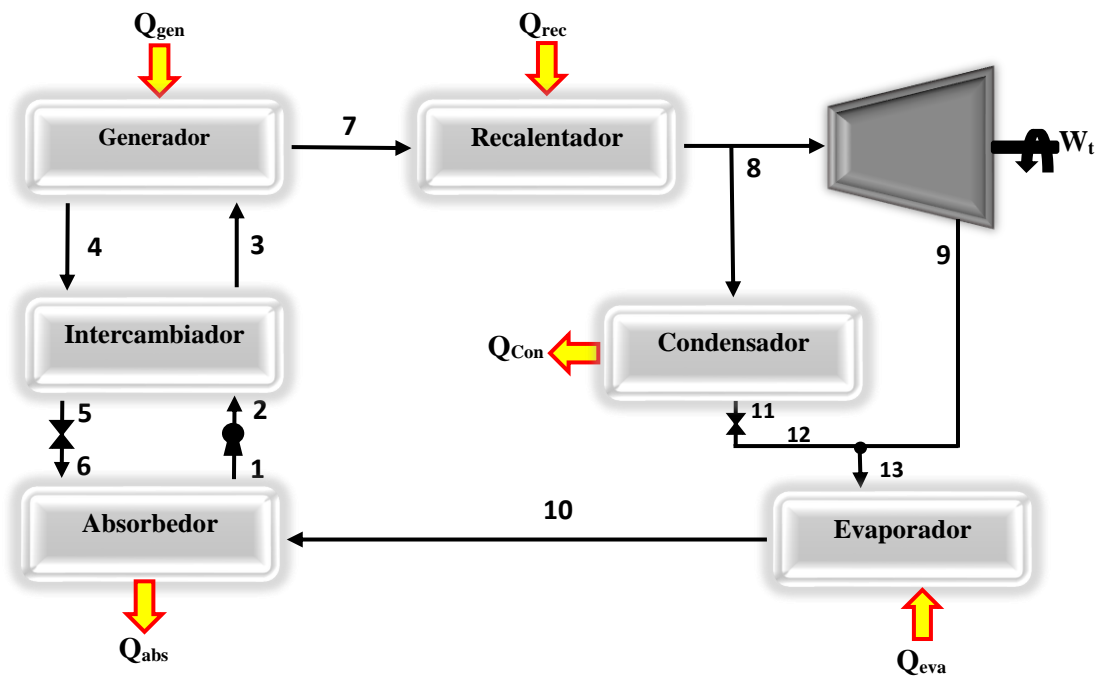


Figura 27. Ciclo Goswami modificado, con división de flujo a la salida del recalentador.

Debido a las modificaciones en el sistema se generan tres estados termodinámicos más. El fluido de trabajo entra al generador en el estado 3 donde existe una adición de calor, el amoníaco se desprende de la mezcla y sale a condiciones de sobrecalentamiento en el estado 7, mientras que en el estado 4 existe una mezcla pobre en refrigerante. El amoníaco sobrecalentado entra al recalentador donde su temperatura aumenta por la adición del calor suministrada en este intercambiador, cuando el fluido sale del recalentador este se divide entrando cierto porcentaje a la turbina y el restante al condensador, el porcentaje de división puede estar determinado por la necesidad del proceso. En la turbina el fluido se expande de

manera isoentrópica y la presión disminuye. El porcentaje de fluido que entra al condensador pierde calor y se condensa a condiciones de saturación a presión constante, del estado 11 a 12 el fluido se expande de manera isoentálpica. En el estado 13 el fluido se recombina y entra al evaporador donde existe una ganancia de calor en el fluido de trabajo que lo lleva hasta las condiciones del estado 10, cuando el fluido entra al absorbedor se recombina volviendo a las condiciones iniciales y debido a que es una reacción exotérmica, existe una liberación de calor a los alrededores. El fluido sale del condensador y pasa por un intercambiador de calor donde gana energía en forma de calor de la mezcla pobre en refrigerante que sale del generador, en el estado 3 la mezcla entra al generador y el proceso se repite cíclicamente.

### 3.2.1 Consideraciones del modelo propuesto.

Para desarrollar el modelo del ciclo termodinámico se proponen las siguientes consideraciones, todas ellas basadas en la estructura y composición del sistema.

- Se dan como datos de entrada la Presión del generador  $P_G$ , la presión a la salida de la turbina  $P_L$ , la temperatura del generador  $T_g$ , la temperatura del condensador  $T_c$ , la temperatura del evaporador  $T_e$  y la temperatura del absorbedor  $T_a$ .
- La presión en los estados 2, 3, 4, 5, 7, 8 y 11 es la misma.
- La presión en los estados 1, 6, 9, 10, 12 y 13 es la misma.
- El flujo másico en los estados 1, 2 y 3 es el mismo.
- El flujo másico en los estados 4, 5, 6 es el mismo.
- La concentración en los estados 7, 8,9,10, 11, 12 y 13 es la misma.
- La concentración en los estados 1, 2 y 3 es la misma.
- La concentración en los estados 4, 5 y 6 es la misma.

### 3.2.2 Análisis termodinámico del sistema basado en balances de masa y energía.

Los flujos de calor ya sea de entrada o salida en el generador  $\dot{Q}_{gen}$ , el recalentador  $\dot{Q}_{rec}$ , el evaporador  $\dot{Q}_{eva}$ , el absorbedor  $\dot{Q}_{abs}$  y el condensador  $\dot{Q}_{con}$  se determinan con las expresiones 40, 41, 42, 43 y 44, respectivamente.

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_7 \times h_7) + (\dot{m}_4 \times h_4) - (\dot{m}_3 \times h_3) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{rec} = (\dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_7 \times h_7) = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_7) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{eva} = (\dot{m}_{10} \times h_{10}) - (\dot{m}_{13} \times h_{13}) = \dot{m}_{10} \times (h_{10} - h_{13}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{10} \times h_{10}) + (\dot{m}_6 \times h_6) - (\dot{m}_1 \times h_1) \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{con} = (\dot{m}_{c8} \times h_8) - (\dot{m}_{11} \times h_{11}) = \dot{m}_{c8} \times (h_8 - h_{11}) \quad (44)$$

El trabajo entregado por la turbina se calcula mediante la expresión 45 y el trabajo que suministra la bomba se determina a través de la ecuación 46.

$$W_t = \eta_t \times [(\dot{m}_{t8} \times h_8) - (\dot{m}_9 \times h_9)] = \eta_t \times [\dot{m}_{t8} \times (h_8 - h_9)] \quad (45)$$

$$W_b = \frac{v_1(P_h - P_L)}{\eta_b} \quad (46)$$

Para determinar algunas de las entalpías del ciclo termodinámico es necesario realizar balances de energía en algunos de los componentes, las ecuaciones 47, 48, 49 y 50 se utilizan para determinar las entalpías de los estados 2, 5, 6 y 13, respectivamente.

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (47)$$

$$h_5 = \frac{(\dot{m}_4 \times h_4) + (\dot{m}_2 \times h_2) - (\dot{m}_3 \times h_3)}{\dot{m}_5} \quad (48)$$

$$h_6 = h_5 \quad (49)$$

$$h_{13} = \frac{(\dot{m}_9 \times h_9) + (\dot{m}_{12} \times h_{12})}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{12}} \quad (50)$$

Para determinar los flujos másicos en los diferentes puntos del sistema se realizan balances de masa, las ecuaciones 51, 52, 53 y 54 se utilizan para determinar los flujos en los estados 3, 4, 8c y 8t, respectivamente, el flujo másico en el estado 8c representa el flujo que entra al condensador, mientras que el flujo másico en el estado 8t representa el flujo que entra a la turbina.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (51)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{m}_7 \times (X_3 - X_7)}{(X_4 - X_3)} \quad (52)$$

$$\dot{m}_{c8} = \dot{m}_8 - \dot{m}_{t8} \quad (53)$$

$$\dot{m}_8 = \%_{div} \times \dot{m}_8 \quad (54)$$

Las irreversibilidades, la eficiencia exergetica del sistema y el FUE se determinan mediante las expresiones 55, 56 y 57.

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{eva} + W_t}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{rec} + W_b} \quad (55)$$

$$\eta_{EX} = \frac{W_{neto} + \left(\frac{T_0 - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}}\right)} \quad (56)$$

$$\dot{i} = \left[ \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}}\right) \right] - \left[ W_{neto} + \dot{Q}_{eva} \left(\frac{T_0 - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \right] \quad (57)$$

Donde:

$$W_{neto} = W_t - W_b \quad (58)$$

### 3.3 Modelo propuesto de ciclo Goswami con extracción de fluido en la turbina.

Se propone un segundo modelo de ciclo Goswami convencional, en esta ocasión se realiza una extracción de fluido en la turbina a una presión menor a la de generación y mayor a la de evaporación, con la finalidad de que al extraer el fluido este ya haya realizado un trabajo, el fluido que se extrae se hace pasar a través de un condensador y una válvula, con el propósito de que al pasar por el condensador el fluido llegue hasta las condiciones de líquido saturado y con la válvula expandir el fluido, es decir disminuir su presión hasta la presión de entrada al evaporador.

La figura 28 muestra un esquema del sistema propuesto con los componentes que lo constituyen.

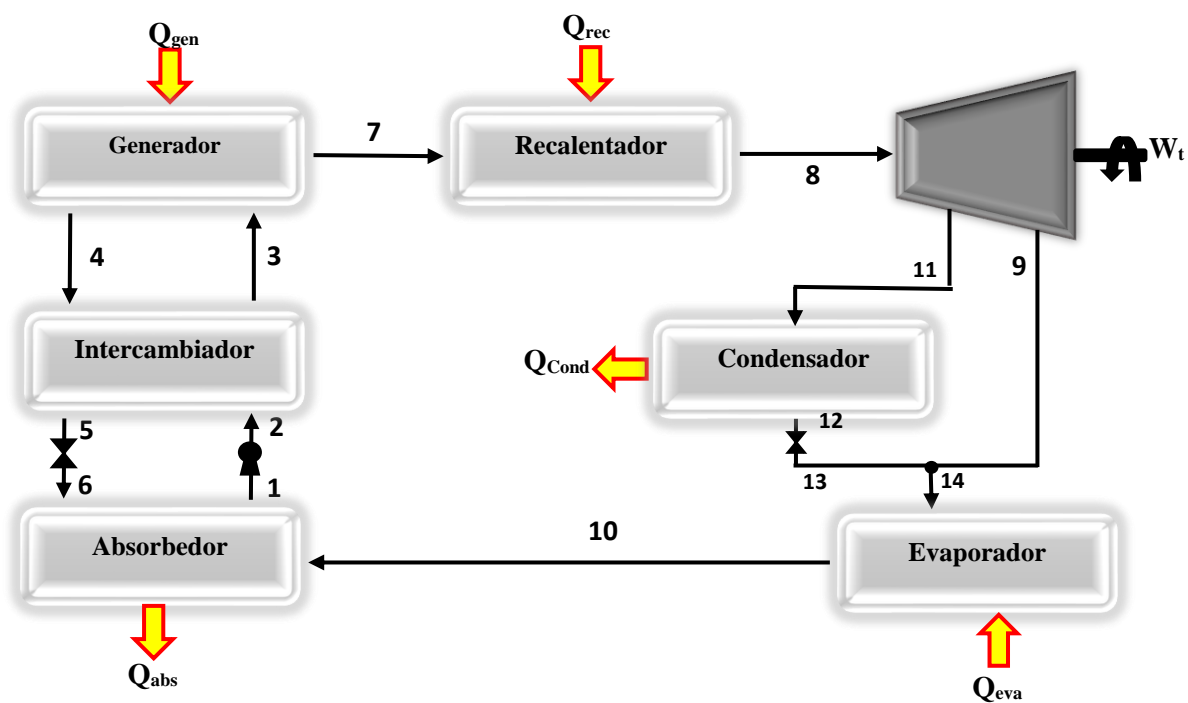


Figura 28. Ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina.

En el sistema mostrado en la figura 26 al fluido se le suministra energía en forma de calor en el generador para separar el amoníaco de la mezcla. En el estado 7 el amoníaco se encuentra a condiciones de sobrecalentamiento, mientras que en el estado 4 la mezcla sale a las mismas condiciones de presión y temperatura a una concentración de amoníaco relativamente baja. El fluido entra al recalentador para aumentar su temperatura y salir a las condiciones del estado 8, cuando el fluido entra a la turbina se extrae cierto porcentaje, el cual depende de la necesidad del proceso, este porcentaje sale a una presión mayor a la presión de evaporación, pero menor a la presión de generación. Del 11 a 12 el fluido se condensa a presión constante hasta las condiciones de líquido saturado, para posteriormente pasar por una válvula donde se expande hasta la presión de entrada al evaporador. El fluido a las condiciones del estado 13 se mezcla con el fluido proveniente de la turbina en el estado 9, la mezcla de estos entra al evaporador para absorber calor del medio. Posteriormente el fluido entra al absorbedor y se combina con la mezcla pobre en refrigerante proveniente del generador, la mezcla vuelve a sus condiciones iniciales y es bombeada a través de un intercambiador de calor donde absorbe energía en forma de calor de la mezcla proveniente



del estado 4. El fluido de trabajo vuelve a entrar al generador en el estado 3 y el proceso se repite cíclicamente.

### 3.3.1 Consideraciones para desarrollar la modelación del sistema propuesto.

Para desarrollar el modelo del ciclo Kalina propuesto se toman en cuenta las siguientes consideraciones, que son resultado de un análisis desarrollado a los componentes del sistema.

- Se dan como datos de entrada la presión del generador  $P_G$ , la presión a la salida de la turbina  $P_L$ , la presión intermedia a la que se extrae el fluido de la turbina  $P_M$ , de igual forma se propone la temperatura del generador  $T_{gen}$ , la temperatura del recalentador  $T_{rec}$ , la temperatura del condensador  $T_{con}$ , así como la temperatura del evaporador  $T_{eva}$  y del absorbedor  $T_{abs}$ .
- La presión en los estados 2, 3, 4, 5, 7 y 8 es la misma.
- La presión en los estados 1, 6, 9, 10, 13 y 14 es la misma.
- La presión en los estados 11 y 12 es la misma.
- El flujo másico en los estados 1, 2 y 3 es el mismo.
- El flujo másico en los estados 4, 5 y 6 es el mismo.
- El flujo másico en el estado 7 es igual al del estado 8.
- El flujo másico en los estados 11, 12 y 13 es el mismo.
- La concentración en los estados 1, 2 y 3 es el misma.
- La concentración en los estados 4, 5 y 6 es la misma.
- La concentración en los estados 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 es la misma.

### 3.3.2 Análisis termodinámico del ciclo Goswami con extracción de flujo en la turbina, basado en balances de masa y energía.

El calor suministrado al generador y al recalentador está dado por las ecuaciones 59 y 60 respectivamente, la ecuación 61 se utiliza para determinar calor retirado en el evaporador mientras que las ecuaciones 62 y 63 se aplican para calcular el calor del absorbedor y del condensador, respectivamente.

$$\dot{Q}_{gen} = (\dot{m}_7 \times h_7) + (\dot{m}_4 \times h_4) - (\dot{m}_3 \times h_3) \quad (59)$$

$$\dot{Q}_{rec} = (\dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_7 \times h_7) = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_7) \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{eva} = (\dot{m}_{10} \times h_{10}) - (\dot{m}_{14} \times h_{14}) = \dot{m}_{10} \times (h_{10} - h_{14}) \quad (61)$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{10} \times h_{10}) + (\dot{m}_6 \times h_6) - (\dot{m}_1 \times h_1) \quad (62)$$

$$\dot{Q}_{con} = (\dot{m}_{11} \times h_{11}) - (\dot{m}_{12} \times h_{12}) = \dot{m}_{11} \times (h_{11} - h_{12}) \quad (63)$$

El trabajo entregado por la turbina se determina con la ecuación 64 mientras que el trabajo suministrado por la bomba se calcula mediante la ecuación 65.

$$W_t = \eta_t \times [(\dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_{11} \times h_{11}) - (\dot{m}_9 \times h_9)] \quad (64)$$

$$W_b = \frac{v_1(P_h - P_L)}{\eta_b} \quad (65)$$

Para determinar las entalpías de los estados 2, 5, 6 y 14 es necesario realizar balances de energía en algunos componentes, las ecuaciones 66, 67, 68 y 69 son resultado de dichos balances y se utilizan para calcular las entalpías antes mencionadas, respetivamente.

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (66)$$

$$h_5 = \frac{(\dot{m}_4 \times h_4) + (\dot{m}_2 \times h_2) - (\dot{m}_3 \times h_3)}{\dot{m}_5} \quad (67)$$

$$h_6 = h_5 \quad (68)$$

$$h_{14} = \frac{(\dot{m}_9 \times h_9) + (\dot{m}_{13} \times h_{13})}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{13}} \quad (69)$$

El flujo másico que pasa completamente por la turbina está dado por la ecuación 70 y aplicando la ecuación 71 se puede conocer el flujo que se extrae a la presión propuesta, mientras que para determinar los flujos en los estados 3 y 4 se utilizan las ecuaciones 71 y 72, respetivamente.

$$\dot{m}_9 = \%t \times \dot{m}_8 \quad (70)$$

Donde %t es el porcentaje del flujo másico total que pasa desde el estado 8 hasta el estado 9.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_9 - \dot{m}_8 \quad (71)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (72)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{m}_7 \times (X_3 - X_7)}{(X_4 - X_3)} \quad (73)$$

Las irreversibilidades, la eficiencia exergética y el FUE del proceso se determinan mediante las ecuaciones 74, 75 y 76.

$$FUE = \frac{\dot{Q}_{eva} + W_t}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{rec} + W_b} \quad (74)$$

$$\eta_{EX} = \frac{W_{neto} + \left(\frac{T_0 - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}}\right)} \quad (75)$$

$$\dot{i} = \left[ \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) + \dot{Q}_{rec} \left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}}\right) \right] - \left[ W_{neto} + \dot{Q}_{eva} \left(\frac{T_0 - T_{eva}}{T_{eva}}\right) \right] \quad (76)$$

Donde:

$$W_{neto} = W_t - W_b \quad (77)$$

## Capítulo 4. Análisis de resultados.

De los tres modelos desarrollados se presenta los resultados más sobresalientes que fueron obtenidos, del primer modelo se obtuvieron las condiciones óptimas de operación a través de la variación de parámetros como la presión de generación  $P_G$ , la temperatura de generación  $T_g$ , temperatura de recalentamiento  $T_r$  y la temperatura del absorbedor  $T_a$ . Esta condición óptima de operación se tomo como base para el estudio de los dos modelos propuestos donde la principal variable es la fracción de fluido que se divide y extrae a la salida del recalentador y en la turbina, respectivamente.

### 4.1 Resultados del modelo de ciclo Goswami operando con la mezcla amoniaco-nitrato de litio.

La figura 29 muestra un gráfico donde se analiza el Factor Útil de Energía en función de la presión de generación, teniendo dos aumentos distintos de temperatura a la salida del recalentador.

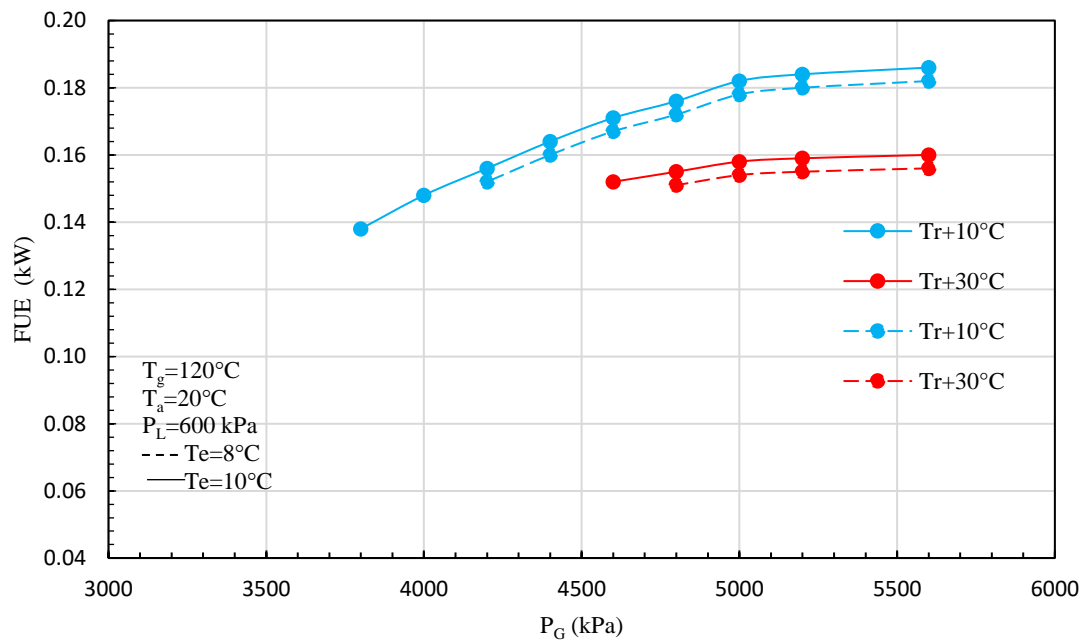
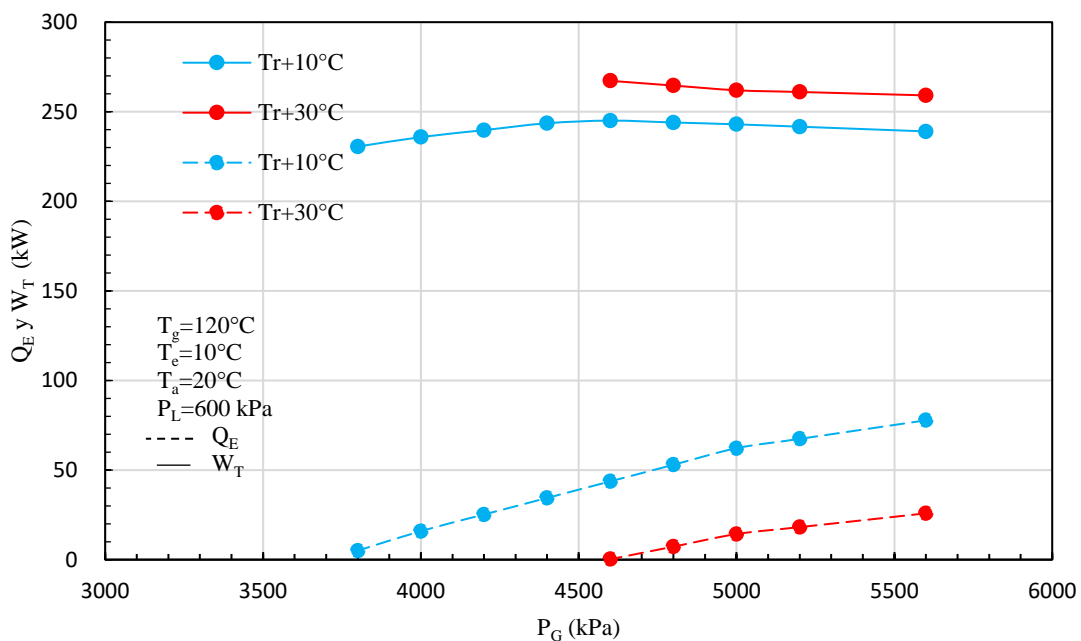


Figura 29. Factor útil de energía en función de la presión de generación.

Claramente se ve en la figura 29 el proceso que presenta mayor FUE es aquel que tiene un recalentamiento menor, evaporando ya sea a 8 o 10°C, esto debido a que el fluido de trabajo a la salida de la turbina se encuentra como mezcla por lo cual la diferencia de entalpía entre la salida del evaporador y la salida de la turbina es más grande, lo que resulta en una cantidad mayor de remoción de calor del evaporador. Por otra parte, si se hace un recalentamiento a una temperatura más alta, el fluido a la salida de la turbina sale en estado de sobrecalentado lo cual afecta al proceso de enfriamiento en el evaporador, pero se mejora el trabajo generador por la turbina.

El FUE mayor es de 0.186 a las condiciones de  $P_G = 5600 \text{ kPa}$ ,  $P_L = 600 \text{ kPa}$ ,  $T_g = 120^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 20^\circ\text{C}$ , y un aumento de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  a la salida del recalentador.

La figura 30 muestra un gráfico donde se observa la generación de potencia  $W_T$  y el enfriamiento producido por el ciclo  $Q_E$ .

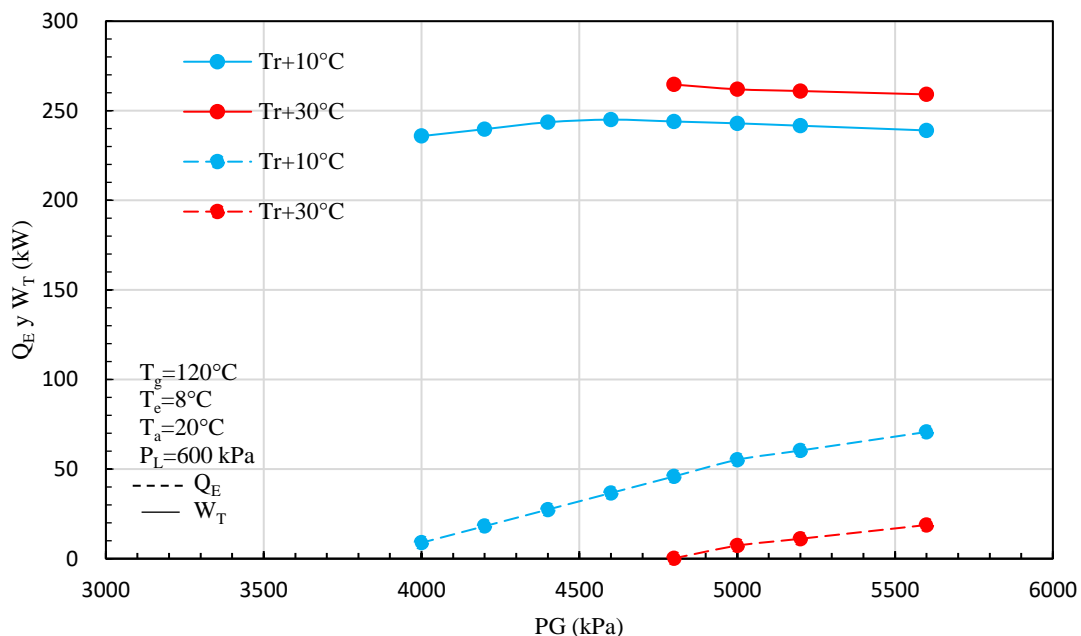


**Figura 30.** Trabajo de la turbina y calor del evaporador en función de la presión de generación.

La variación de trabajo producido por la turbina y el calor removido en el evaporador en función de la presión de generación se puede analizar con la figura 30, se nota que para un

mayor recalentamiento el trabajo producido por la turbina es mayor, mientras que el calor retirado del evaporador disminuye. Con respecto a la turbina esto sucede debido a que la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida es mayor, por otra parte el fluido a la salida de la turbina sale con mayor energía es por ello que la remoción de calor en el evaporador es menor, por ejemplo, si ponemos atención el punto óptimo mostrado en la figura 29 podemos apreciar que se tiene un trabajo entregado por la turbina de aproximadamente 239.06 kW y un calor removido en el evaporador de 77.82 kW, mientras que a las mismas condiciones pero con un recalentamiento de 30°C se tiene una potencia entregada por la turbina de 259.17 kW que es solo 8% mayor a la potencia entregada en el punto óptimo, con respecto al evaporador con recalentamiento de 30°C, el calor removido es de 25.88 kW que en comparación al calor removido en el evaporador del punto óptimo es 67% menor, por lo cual el FUE del sistema disminuye.

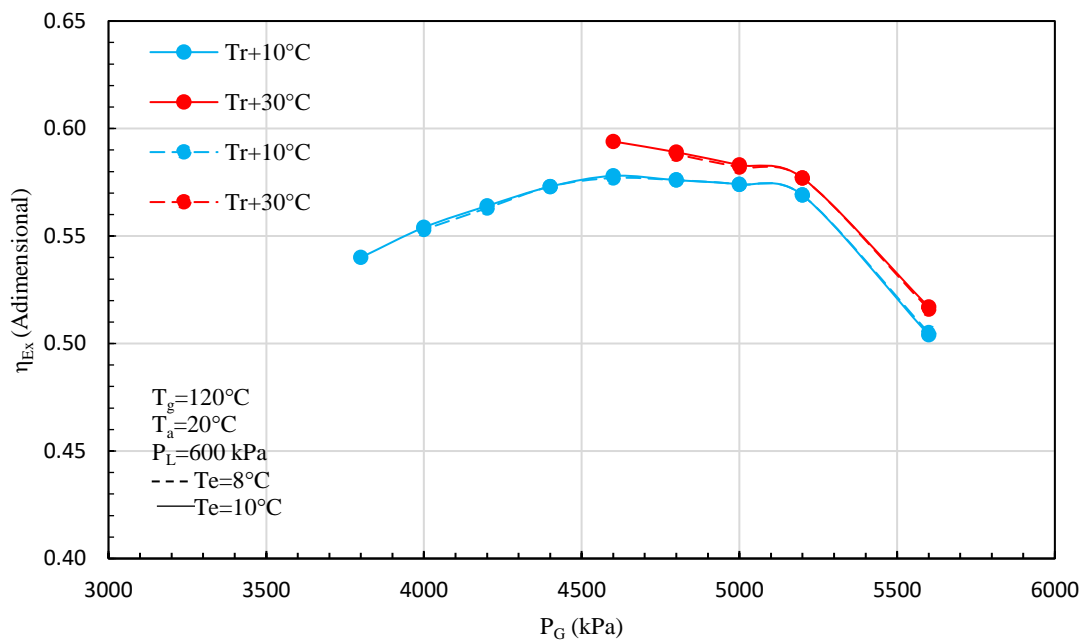
El siguiente gráfico es una representación similar al presentado en la figura 30, con la única diferencia de que se tiene una temperatura de evaporación de 8°C.



**Figura 31.** Potencia de la turbina y calor de evaporador a  $T_e=8^\circ\text{C}$ .

Lo mismo sucede en la figura 31 que en la figura 30, solo que a las condiciones de  $P_G = 5600 \text{ kPa}$ ,  $P_L = 600 \text{ kPa}$ ,  $T_g = 120^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 8^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 20^\circ\text{C}$ , y un aumento de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  el máximo FUE es de 0.18, entregando con ello un trabajo en la turbina igual a 239.06 kW y una remoción de calor en el evaporador de 70.77 kW, que en relación a los valores del punto óptimo el trabajo de la turbina es igual, mientras que el calor del evaporador es 9% menor al del punto óptimo.

La figura 32 muestra en gráfico donde se observa el comportamiento de la eficiencia exergetica del sistema en función de la disminución en la presión de generación.

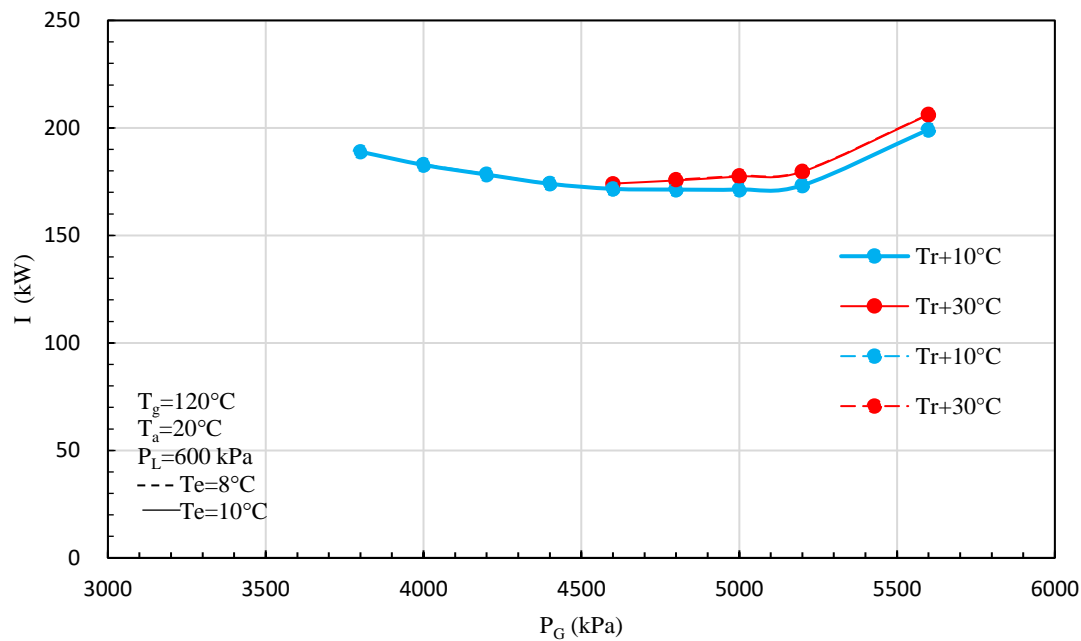


**Figura 32.** Variación de la eficiencia exergetica del sistema en función de la presión de generación.

La variación de la eficiencia exergetica en función de la presión de generación tiene que ver principalmente con el calor suministrado en el recalentador, a medida que la presión disminuye el calor necesario para elevar los grados de temperatura deseados es menor, existen puntos donde las subrutinas utilizadas en los modelos muestran que al llegar a un gradiente de presión especial la eficiencia exergetica va en decremento debido a que el calor suministrado en el generador empieza a aumentar. La eficiencia exergetica del punto óptimo

es de 0.504, mientras que, para las mismas condiciones de operación, pero a una temperatura de evaporación de 8°C la eficiencia exergetica del sistema es de 0.505 apenas 0.01% mayor.

El gráfico mostrado en la figura 33 presenta las irreversibilidades del sistema, la curva tiene un comportamiento contrario a la de la imagen 32, debido a que entre más grande sea la eficiencia exergetica las irreversibilidades tienden a disminuir.



**Figura 33.** Irreversibilidades del sistema en función de la presión de generación.

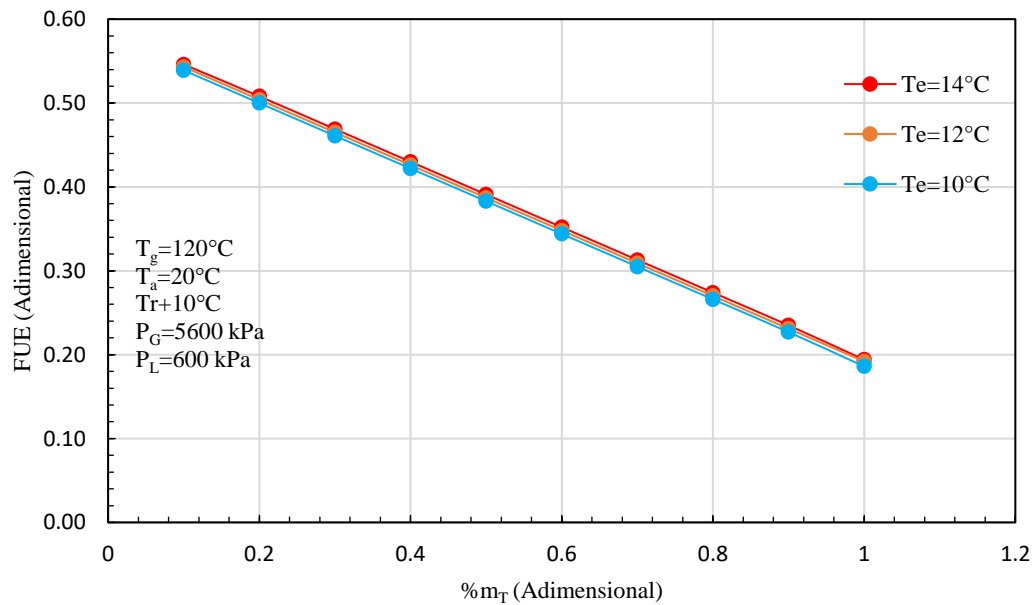
El gráfico de la figura 33 va de la mano con el gráfico presentado en la figura 32, al aumentar la eficiencia exergetica del sistema, las irreversibilidades tienden a disminuir, ya que estas se derivan principalmente por los fenómenos de transferencia de calor. Al reducir el suministro de calor en el recalentador, las irreversibilidades tienden a disminuir lo cual significa que se está aprovechando de mejor manera la energía suministrada al sistema. Las irreversibilidades que se tienen en el punto óptimo son de 199.319 kW, mientras que, para las mismas condiciones de operación del sistema, pero a una temperatura de evaporación de 8°C las irreversibilidades son de 199.162 kW.



## 4.2 Modelo de ciclo Goswami con División de flujo a la salida del recalentador.

Los resultados presentados para el segundo modelo surgen del análisis realizado al ciclo Goswami original modelado con la mezcla amoniaco nitrato de litio y los resultados óptimos obtenidos, estos resultados son para condiciones de  $P_G = 5600 \text{ kPa}$ ,  $P_L = 600 \text{ kPa}$ ,  $T_g = 120^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 20^\circ\text{C}$ , y un aumento de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  a la salida del recalentador. Para enriquecer aún más los resultados de este modelo se proponen temperaturas de evaporación de  $12$  y  $14^\circ\text{C}$ .

La figura 34 muestra el FUE del sistema para diferentes temperaturas de evaporación, todas en función de la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.



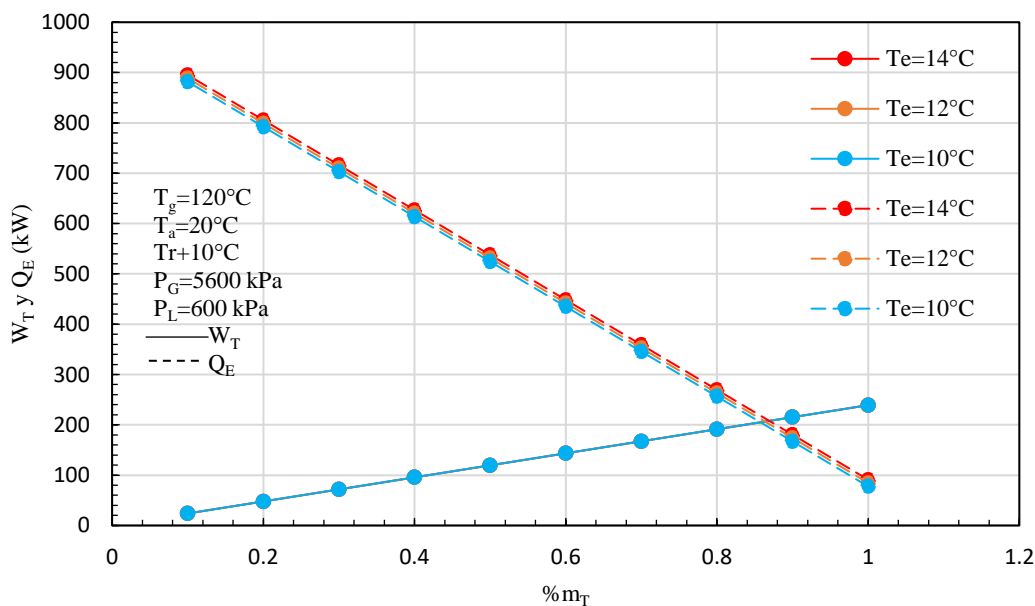
**Figura 34.** FUE en función de la fracción de fluido que entra a la turbina directamente.

Para optimizar los valores óptimos del sistema se propone una división de flujo a la salida del recalentador, cuando el valor es igual a 1 significa que todo el fluido entra a la turbina y partiendo de eso, esa fracción va disminuyendo.

La figura 24 muestra como aumenta el FUE cuando la fracción de entrada a la turbina va disminuyendo si comparamos el FUE optimo del primer modelo que es igual a 0.186 observamos que al hacer la variación de flujo podemos obtener un FUE de 0.539 que es 289% mayor, lo cual se ve reflejado en un mayor aprovechamiento de la energía que se suministra al sistema.

Si aumentamos la temperatura de evaporación podemos realizar una mayor remoción de calor en el evaporador, por ejemplo, para temperaturas de evaporación de 12 y 14°C podemos obtener un FUE de 0.543 y 0.546, respectivamente.

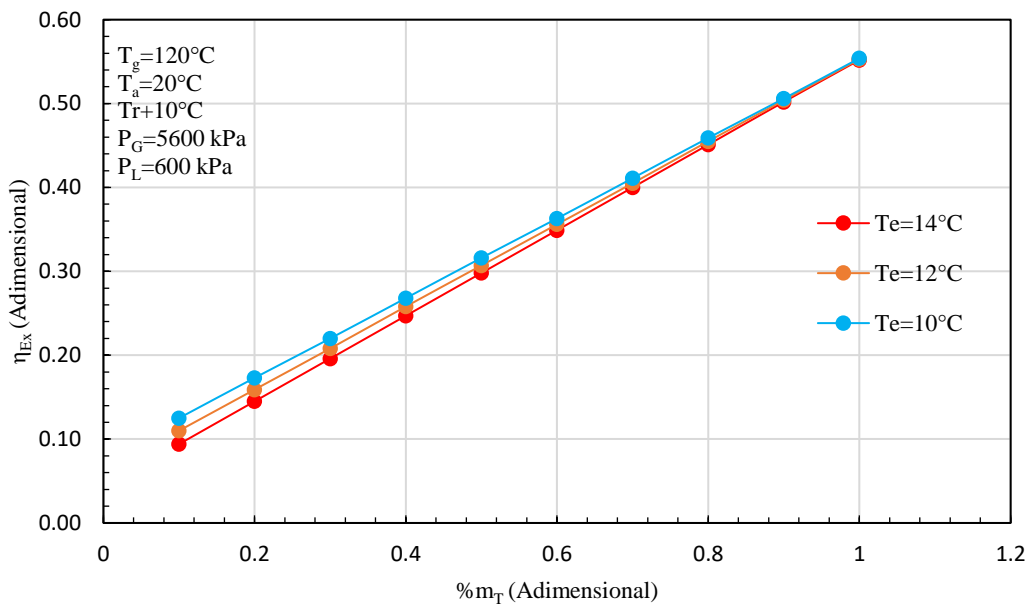
La figura 35 muestra un gráfico donde se observa la generación de potencia por parte de la turbina y el Calor removido en el evaporador.



**Figura 35.** Potencia de turbina y calor de evaporador en función de la fracción que entra directo a la turbina.

En el gráfico anterior a partir de la disminución de fluido que entra a la turbina se puede ver claramente que existe una disminución en la potencia entregada por la misma, mientras que referente al calor removido en el evaporador el valor va en aumento, si analizamos el punto

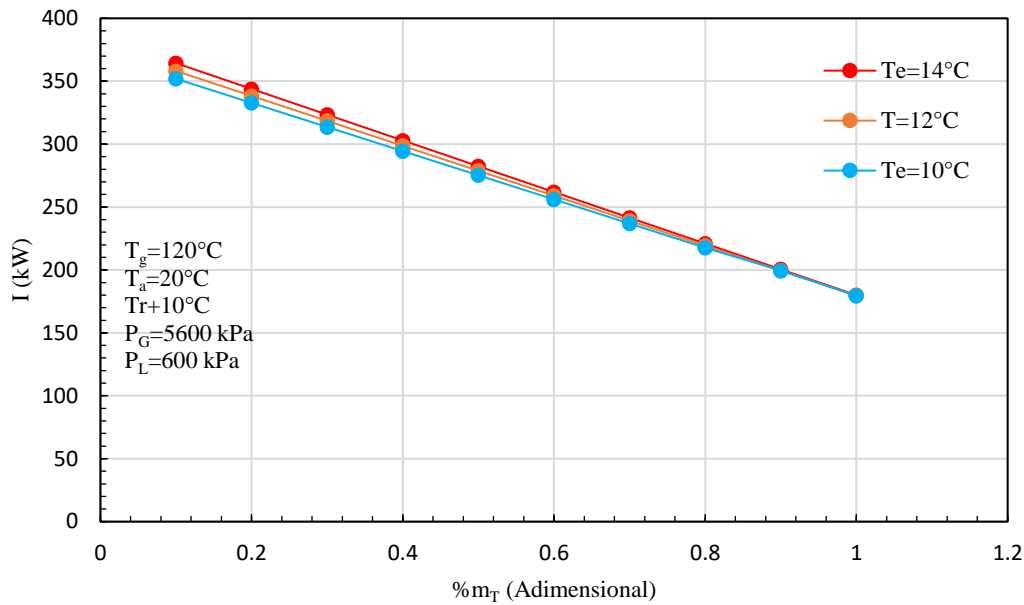
óptimo del primer sistema, como se mencionó anteriormente el FUE es de 0.186 y con la división de flujo se obtiene un FUE de 0.554, teniendo una potencia entregada por la turbina de 23.906 kPa y un calor de evaporación de 881.744 kW, la disminución de potencia entregada por la turbina resultó en un 91%, mientras que el aumento en el calor del evaporador fue de casi 10 veces más.



**Figura 36.** Eficiencia exergética en función de la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.

La rápida disminución de la eficiencia exergética tiene que ver principalmente con la disminución del trabajo entregado por la turbina ya que el decremento de esta tiende a ser muy grande, por otra parte, aun existiendo un incremento sustancial por parte del calor del evaporador este aporte no es en gran medida significativo. Desde la fracción igual a 1 hasta la fracción igual a 0.1 el decaimiento de la eficiencia exergética es del 78% en el sistema.

La figura 37 muestra un gráfico del análisis para el modelo con división de flujo a la salida del recalentador, este análisis tiene que ver con las irreversibilidades presentes en el sistema en función de la variación en la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.



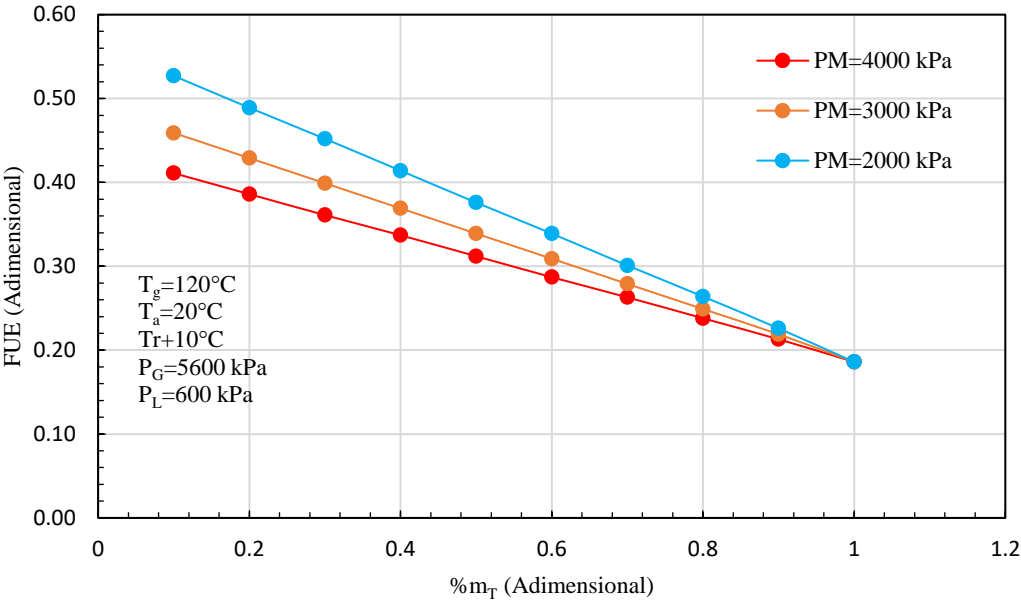
**Figura 37.** Irreversibilidades en función de la fracción de fluido que entra directamente a la turbina.

El gráfico 37 presenta un comportamiento contrario al mostrado en la figura 36, las irreversibilidades van en incremento a medida que la fracción de fluido va disminuyendo, el principal factor es la disminución del trabajo entregado por la turbina en el sistema, para las condiciones óptimas las irreversibilidades más altas en el primer modelo eran de 179.38 kW mientras que para el modelo propuesto con división de flujo a la salida del recalentador, las mayores irreversibilidades que presenta el sistema son de 351.92 kW que son 96% más grandes. Al destinar la mayor parte de la energía que se suministra al sistema para el proceso de enfriamiento las irreversibilidades crecen debido a los fenómenos de transferencia de calor.

### 4.3 Resultados del modelo con extracción de flujo en la turbina a una presión intermedia.

Basado en los resultados obtenidos en el primer modelo se realizó la evaluación del modelo propuesto con extracción de fluido en la turbina a una presión intermedia, las condiciones que se modelaron son  $P_G = 5600 \text{ kPa}$ ,  $P_L = 600 \text{ kPa}$ ,  $T_g = 120^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 20^\circ\text{C}$ , y un aumento de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  a la salida del recalentador, la presión intermedia a la que se extrae el fluido se propuso de 4000, 3000 y 2000 kPa.

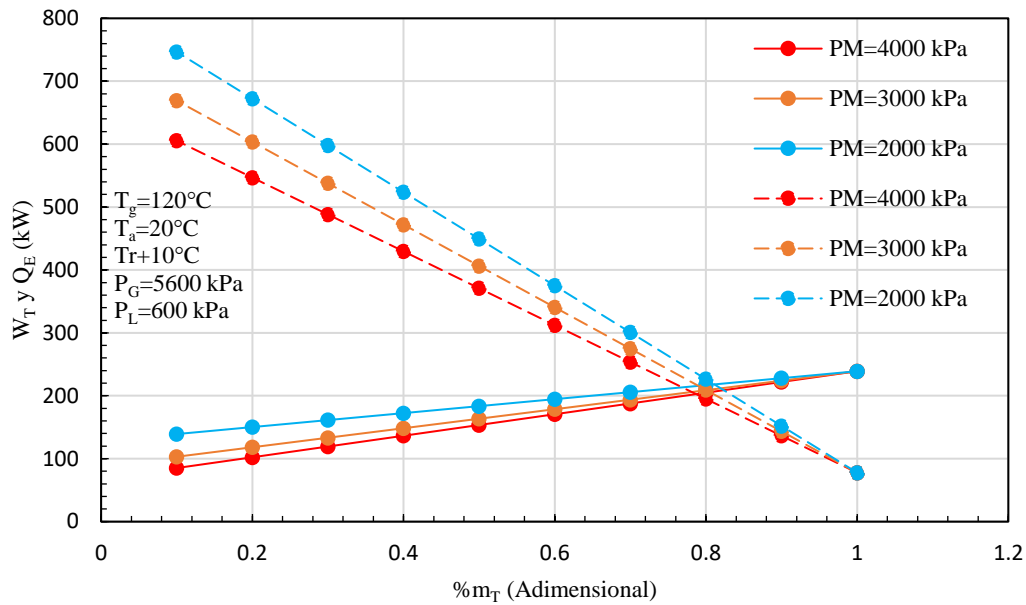
En el gráfico mostrado por la figura 38 se observa el comportamiento del FUE para el sistema con extracción de flujo a una presión intermedia de la turbina. Cuando la fracción toma cualquier valor entre 1 y 0.1 hace referencia al porcentaje de fluido que sale directamente a la presión más baja del sistema, por ejemplo, si el valor es 0.8 significa que el 20% del fluido se extrajo a una presión intermedia.



**Figura 38.** FUE en función del porcentaje de fluido que sale directamente de la turbina.

Cuando se extrae el fluido a una presión intermedia menor en este caso 2000 kPa, el FUE del sistema aumenta considerablemente mientras la extracción de fluido sea mayor, esto debido a que al fluido ya se le ha extraído una cantidad de trabajo, para las condiciones del punto óptimo del primer modelo el FUE que se obtuvo es de 0.186, mientras que el FUE obtenido para esas condiciones utilizando una extracción de fluido a una presión intermedia es de 0.527 que es 183% mayor.

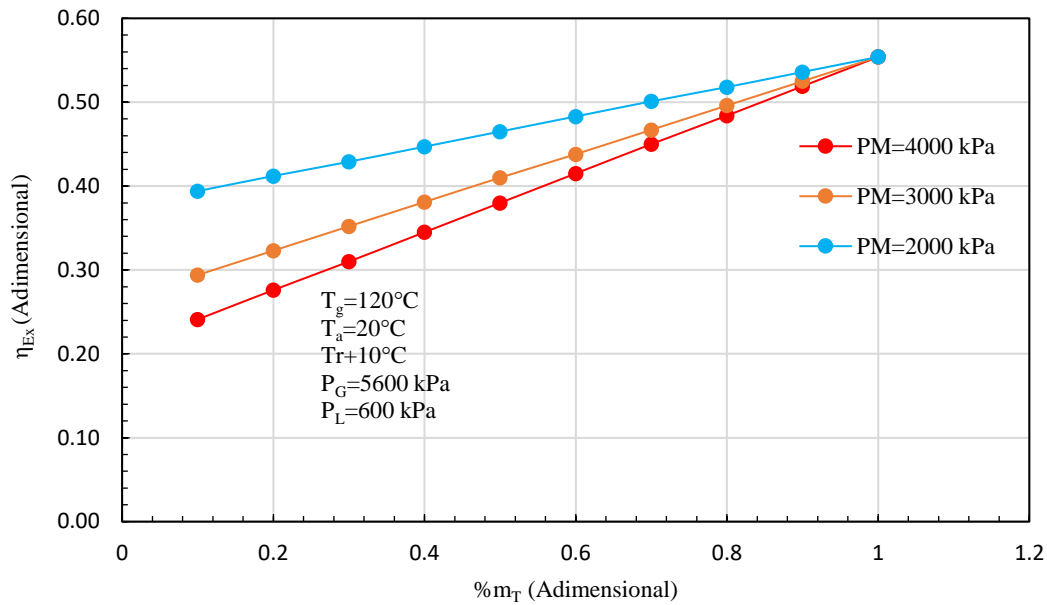
El gráfico mostrado en la figura 39 muestra la relación del trabajo entregado por la turbina y el calor del evaporador en función del porcentaje de fluido extraído de la turbina.



**Figura 39.** Trabajo de turbina y calor de evaporador en función de la fracción de fluido extraído de la turbina.

Mientras la fracción de fluido va disminuyendo la potencia entregada por la turbina decrece, pero el calor de evaporador aumenta significativamente, para las condiciones del punto óptimo del primer modelo la potencia de la turbina y el calor del evaporador toman valores de 239.061 kW y 70.775 kW respectivamente, mientras que para el tercer modelo estos valores son de 139.127 kW de trabajo de turbina y 746.605 kW de calor de evaporador, el trabajo de la turbina decrece en un 42% por otra parte el calor del evaporador aumenta casi 10 veces.

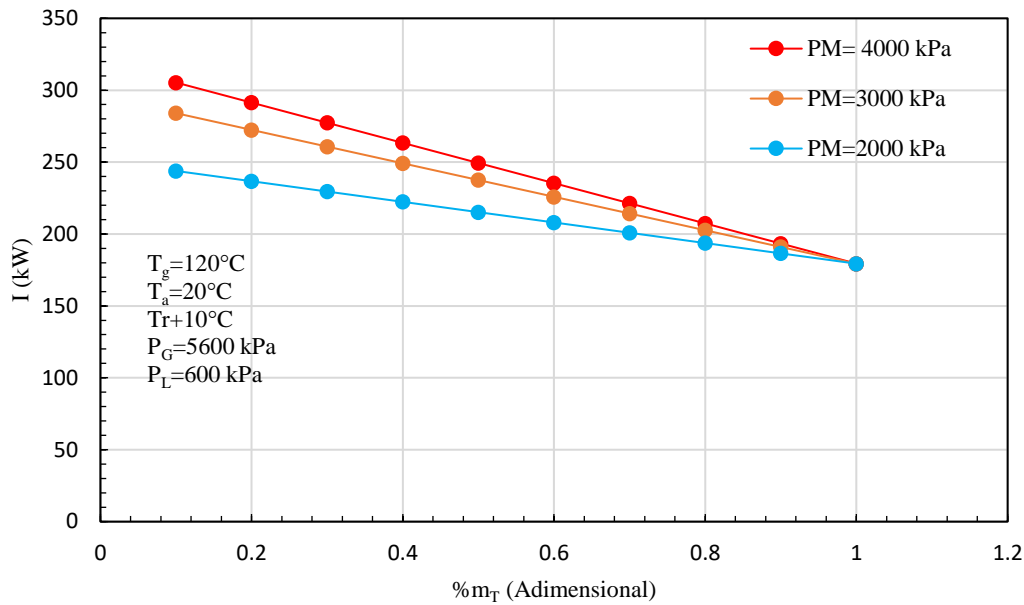
En el gráfico presentado por la figura 40 se puede observar la eficiencia exergetica del sistema, en función de la fracción de fluido que se extrae de la turbina



**Figura 40.** Eficiencia exergética del sistema en función de la fracción extraída de la turbina.

Para diferentes presiones de extracción de fluido de la turbina se puede observar que la eficiencia exergética es diferente, por ejemplo, entre menor sea la presión de extracción y mayor sea el porcentaje de flujo extraído, la eficiencia exergética del sistema es mayor, principalmente a que la potencia entregada por la turbina es mayor. Es decir, para una presión de 4000 kPa y una fracción de extracción de fluido de 0.5, la eficiencia exergética es de 0.38, mientras que, para esa misma fracción, pero a una presión de 200 kPa el valor de la eficiencia exergética es de 0.465 que es 22% mayor.

La figura 41 muestra un gráfico de las irreversibilidades del sistema en función del porcentaje de fluido que se extrae de la turbina, en este gráfico se puede observar el comportamiento del sistema para diferentes presiones de extracción.



**Figura 41.** Irreversibilidades del sistema en función del porcentaje de flujo extraído.

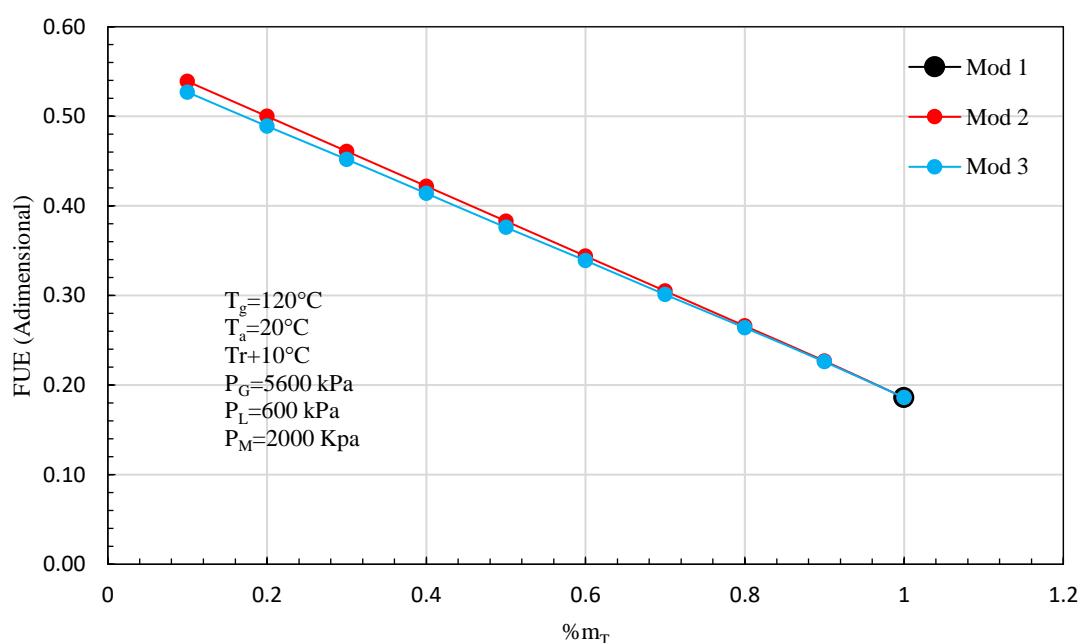
Las irreversibilidades del sistema disminuyen cuando se extrae fluido a una presión menor y a una fracción mayor, se aprovecha de mejor manera la energía suministrada al obtener mayor trabajo en la turbina, por ejemplo, para la extracción de 4000 kPa el trabajo entregado por la turbina es de 153.54 kW, mientras que para una extracción a 3000 y 2000 kPa el trabajo entregado es de 163.503 y 183.542 kPa, respectivamente, estos valores son para una extracción de fluido del 50%. Las irreversibilidades para cada extracción, es decir, 4000, 3000 y 2000 kPa corresponden a 249.351, 237.513 y 215.195 kW, respectivamente.

Se ha visto que los modelos donde se realiza la división de flujo a la salida del recalentador y donde se extrae fluido directamente de la turbina a una presión intermedia del sistema, presentan un mayor FUE, a continuación se presenta una comparación entre estos dos modelos, para observar y determinar el comportamiento de ambos a las mismas condiciones de operación.



#### 4.4 Comparación entre los tres modelos desarrollados.

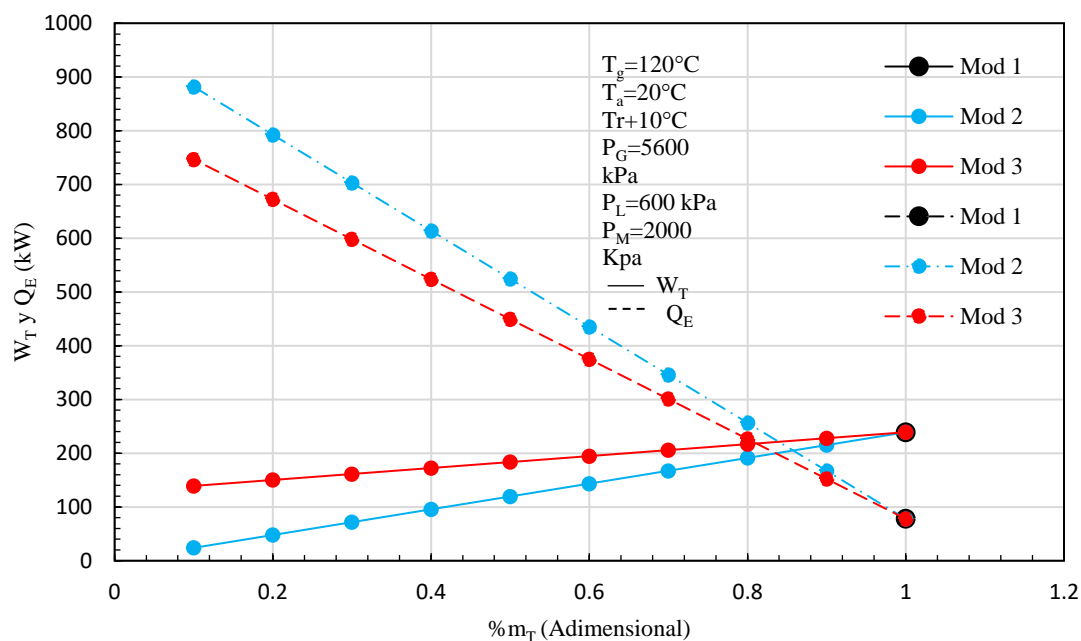
En la figura 42 se puede ver un gráfico representando el FUE de los tres modelos propuestos, en función de la fracción de fluido de trabajo que sale directamente de la turbina a la presión más baja del sistema, para el primer modelo únicamente se tiene un punto donde el porcentaje de flujo es igual a 1 ya que en este no existe división o extracción de fluido.



**Figura 42.** FUE del sistema en función de la fracción de fluido de trabajo que sale de la turbina a la presión más baja del sistema.

Claramente se ve que el FUE de los modelos 2 y 3 presenta el mismo comportamiento, ya que tienen valores muy similares, la diferencia de estos se puede apreciar cuando la fracción de fluido toma valores de 0.5 y menores a este, por ejemplo, para una fracción de 0.3 el FUE del segundo modelo es igual a 0.46 mientras que el FUE del tercer modelo tienen un valor de 0.45 para las mismas condiciones que es apenas menor en un 2%. Si comparamos el aumento del FUE del segundo modelo a un porcentaje de división de fluido de 0.3 con el FUE óptimo del primer modelo se tiene un aumento del 147%, mientras que para el tercer modelo el incremento en el FUE resultó en un 141%.

La figura 43 muestra un gráfico donde se aprecia la generación de potencia y el calor de evaporador para los tres modelos en función de la fracción de fluido que sale de la turbina a la presión más baja.

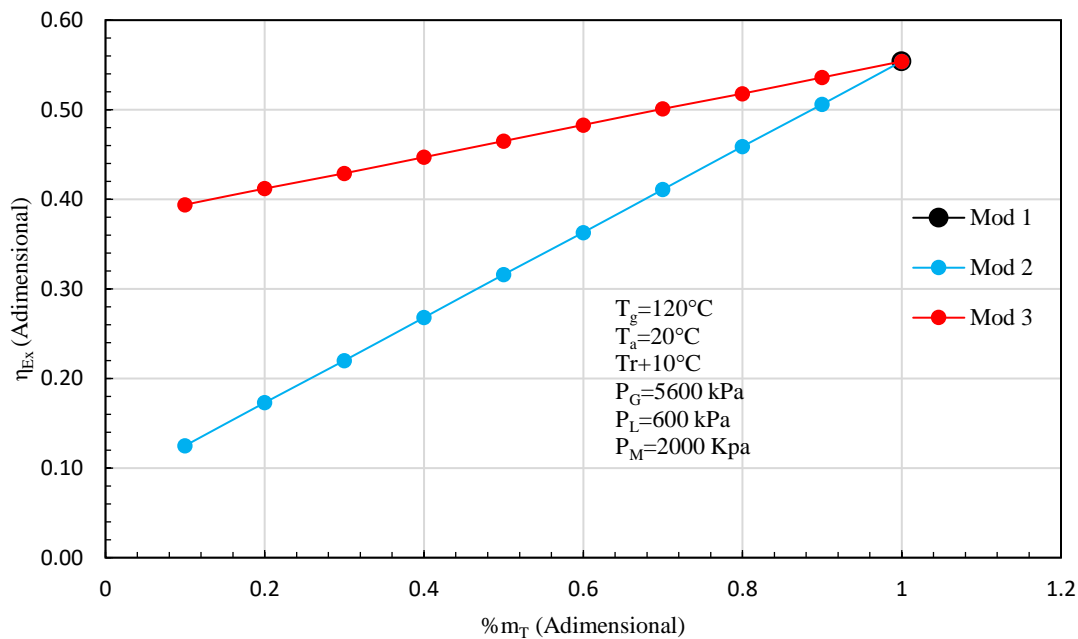


**Figura 43.** Comparación entre trabajo de turbina y calor de evaporador para los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale de la turbina a la presión más baja del sistema.

Las curvas en la figura 43 muestran que, para el trabajo entregado por la turbina, el segundo modelo presenta un decaimiento bastante significativo, mientras que para el tercer modelo la disminución de trabajo de turbina es menor, sin en cambio referente al calor del evaporador el segundo modelo presenta un aumento mayor que el tercero. Si analizamos la fracción de 0.3 podemos ver que los valores de trabajo entregado y calor de evaporación para el segundo modelo son de 71.71 kW y 703.09 kW, respectivamente, mientras que para esta misma fracción el tercer modelo entrega un trabajo de turbina de 161.33 kW y un calor de evaporación 597.98 kW, para apreciar mejor el comportamiento de cada modelo ahora analizaremos la fracción de 0.1, a estas condiciones el segundo modelo está entregando un trabajo de turbina de 23.90 kW y un calor de evaporador de 881.74 kW, para el tercer modelo y a las mismas condiciones el trabajo de turbina es de 139.127 kW y un calor de evaporador de 746.60 kW, el decaimiento referente al trabajo de la turbina entre la fracción de 0.3 y 0.1

para el segundo modelo fue de 67% mientras que el aumento del calor de evaporador fue de un 25 %, para el tercer modelo entre la fracción de 0.3 y 0.1 el sistema tuvo un decaimiento de trabajo de turbina del 14% y respecto al calor de evaporador este aumentó en un 24%.

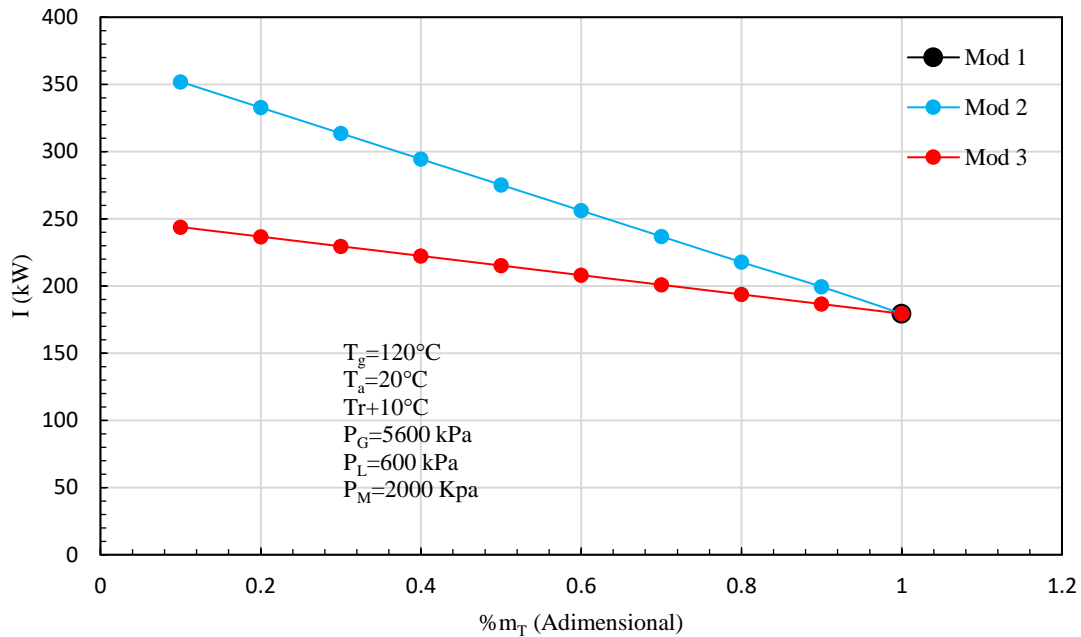
En la figura 44 se presenta un gráfico con el comportamiento de la eficiencia exergética para los modelos 1, 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale directamente de la turbina a la presión más baja del sistema.



**Figura 44.** Eficiencia exergética de los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale directo de la turbina a la presión menor del sistema.

La eficiencia exergética del tercer modelo presenta un decaimiento mucho menor que la del segundo modelo para cada fracción de fluido, por ejemplo, para una fracción de 0.1 tanto la eficiencia exergética del modelo 2 y 3 fue de 0.125 y 0.394, respectivamente, se atribuye esto principalmente al comportamiento presentado por la turbina, el cual se puede apreciar en la figura 42, donde la disminución del trabajo para el tercer modelo tiene un decaimiento mucho menor.

El gráfico presentado en la figura 45 describe el comportamiento para los modelos comparados, es decir el modelo sin división o extracción de fluido, el modelo con división de fluido a la salida del recalentador y el modelo con extracción de flujo en la turbina.



**Figura 45.** Irreversibilidades para los modelos 2 y 3 en función de la fracción de fluido que sale directo de la turbina a la presión menor del sistema.

Como es de esperarse al tener una mayor eficiencia exergetica en el tercer modelo, las irreversibilidades son menores, debido a que se está aprovechando de mejor manera la energía suministrada al sistema, las mayores irreversibilidades presentadas en el segundo y tercer modelo son de 351.925 kW y 243.864 kW, respectivamente, la diferencia entre las irreversibilidades entre el segundo modelo y el tercer modelo son de 108.061 kW, eso quiere decir que el segundo modelo presenta 44% más de irreversibilidades, lo que significa que la energía que se está suministrando no se está aprovechando de manera adecuada.

## Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones.

### 5.1 Conclusiones.

- El realizar un buen análisis termodinámico a los sistemas de conversión de energía, nos permite diseñar y mejorar su funcionamiento, aprovechando de mejor manera el suministro de calor y trabajo, para ello es de gran importancia conocer los fenómenos termodinámicos que rigen al sistema.
- Las simulaciones computacionales donde se modelan distintos fenómenos hoy en día son muy importantes ya que permiten tener una perspectiva del comportamiento que podría presentar los modelos operando en diferentes condiciones de operación, encontrando con ello los parámetros óptimos para el diseño físico de los sistemas.
- El ciclo Goswami que es resultado de las modificaciones de un ciclo Kalina al ser evaluado operando con la mezcla amoníaco nitrato de litio se obtuvo que el FUE del sistema óptimo es de 0.186 a las condiciones de operación de  $P_G = 5600 \text{ kPa}$ ,  $P_L = 600 \text{ kPa}$ ,  $T_g = 120^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 20^\circ\text{C}$ , y un aumento de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  a la salida del recalentador.
- Si se realiza una división de flujo a la salida del recalentador y se añade al ciclo un condensador y una válvula de expansión, el FUE del sistema puede aumentar hasta un valor de 0.539, con lo cual se puede remover mayor calor en el evaporador, pero sacrificando el trabajo entregado por la turbina.
- Proponiendo una extracción de flujo en la turbina a una presión intermedia, se puede aumentar el FUE del sistema hasta un valor de 0.527, sin sacrificar tanto el trabajo entregado por la turbina.
- El máximo FUE para el segundo modelo es de 0.539 mientras que para el tercer modelo es de 0.527, apenas 2.3% menor, pero el trabajo de la turbina entregado por el tercer modelo es claramente superior al del segundo modelo, referente al calor del

evaporador en el segundo modelo el valor obtenido es mayor, pero la diferencia de este parámetro entre los dos modelos propuestos no es tan grande. Se debe analizar dependiendo al proceso si es mejor tener mayor producción de potencia o enfriamiento y debido a eso poder seleccionar alguno de los modelos propuestos.

- Las irreversibilidades del segundo modelo son 44% mayores que las presentadas por el tercer modelo, esto quiere decir que se está realizando una mejor conversión de la energía en el tercer modelo.

## **5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.**

- Evaluar los tres modelos presentados con otros fluidos de trabajo, lo cual podría resultar en un mejor rendimiento.
- Debido a que, en los modelos propuestos se estableció el flujo de fluido que sale del generador, el análisis se realizó con una única concentración la cual fue determinada de manera numérica por los modelos computacionales, podría ser que si se propone el flujo a la salida del absorbedor o la concentración en este punto los rangos de operación de los modelos podrían ser mejores.
- Si se estudia un caso en específico donde se conoce la demanda de potencia y enfriamiento se puede proponer las condiciones óptimas bajo las cuales puede operar el sistema.

## Apéndice A. Subrutinas para determinar las propiedades de la mezcla amoniaco-Nitrato de litio.

### ➤ Concentración en función de la presión y la temperatura:

$$X_n = X_n - \frac{-PA1 + \log P + \log PC1(273.15 + T) + PD1(273.15 + T) - PA2 \times X_n - PB4 \times X_n^3 - PB5 \times X_n^4 - \frac{PB1 + PB2 \times X_n + PB3 \times X_n^2}{273.15 + T}}{-PA2 - \frac{PB2 + 2PB3 \times X_n + 3PB4 \times X_n^2 + 4PB5 \times X_n^3}{273.15 + T}}$$

### ➤ Entalpia de la mezcla en función de la concentración y la temperatura.

$$H = (AH1 + (AH2 \times X) + (AH3 \times X^2) + (AH4 \times X^3) + (AH5 \times X^4)) + ((CPA1 + (CPA2 \times X) \times Tabs) + (.5(CPB1 + CPB2 \times X) \times (273.15 + T)^2 - 273.15^2))$$

### ➤ Densidad de la mezcla en función de la temperatura.

$$\rho = \frac{A0}{B0^{(1+(1-\frac{T+273.15}{c0})^{D0})}}$$

### ➤ Entalpia de amoniaco sobrecalentado en función de temperatura y presión.

Para presiones iguales o mayores que 101.325 kPa y menores a 501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (2.127 \times T) + (P - 101.325) \times \left( \frac{(2.400 \times T + 1460) - (2.127 \times T + 1492)}{300} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 501.325 kPa y menores a 1001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (2.400 \times T + 1460) + (P - 501.325) \times \left( \frac{(2.712 \times T + 1420) - (2.400 \times T + 1460)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 1001.325 kPa y menores a 1501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (2.712 \times T + 1420) + (P - 1001.325) \times \left( \frac{(-0.001 \times T^2 + 3.015 \times T + 1380) - (2.712 \times T + 1420)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 1501.325 kPa y menores a 2001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.001 \times T^2 + 3.015 \times T + 1380) + (P - 1501.325) \times \left( \frac{(-0.002 \times T^2 + 3.357 \times T + 1337) - (-0.001 \times T^2) + 3.015 \times T + 1380}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 2001.325 kPa y menores a 2501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.002 \times T^2 + 3.357 \times T + 1337) + (P - 2001.325) \times \left( \frac{(-0.003 \times T^2 + 3.691 \times T + 1293) - (-0.002 \times T^2 + 3.357 \times T + 1337)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 2501.325 kPa y menores a 3001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.003 \times T^2 + 3.691 \times T + 1293) + (P - 2501.325) \times \left( \frac{(-0.003 \times T^2 + 4.011 \times T + 1248) - (-0.003 \times T^2 + 3.691 \times T + 1293)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 3001.325 kPa y menores a 3501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.003 \times T^2 + 4.011 \times T + 1248) + (P - 3001.325) \times \left( \frac{(-0.005 \times T^2 + 4.470 \times T + 1193) - (-0.003 \times T^2 + 4.011 \times T + 1248)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 3501.325 kPa y menores a 4001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.005 \times T^2 + 4.470 \times T + 1193) + (P - 3501.325) \times \left( \frac{(-0.006 \times T^2 + 4.971 \times T + 1134) - (-0.005 \times T^2 + 4.470 \times T + 1193)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 4001.325 kPa y menores a 4501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.006 \times T^2 + 4.971 \times T + 1134) + (P - 4001.325) \times \left( \frac{(-0.007 \times T^2 + 5.516 \times T + 1069) - (-0.006 \times T^2 + 4.971 \times T + 1134)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 4501.325 kPa y menores a 5001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.007 \times T^2 + 5.516 \times T + 1069) + (P - 4501.325) \times \left( \frac{(-0.009 \times T^2 + 6.104 \times T + 1000) - (-0.007 \times T^2 + 5.516 \times T + 1069)}{500} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 5001.325 kPa y menores a 6001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.



$$H = (-0.009 \times T^2 + 6.104 \times T + 1000) + (P - 5001.325) \times \left( \frac{(-0.012 \times T^2 + 7.395 \times T + 848.7) - (-0.009 \times T^2 + 6.104 \times T + 1000)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores que 6001.325 kPa y menores a 6501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$H = (-0.012 \times T^2 + 7.395 \times T + 848.7) + (P - 6001.325) \times \left( \frac{(-0.013 \times T^2 + 8.080 \times T + 767.3) - (-0.012 \times T^2 + 7.395 \times T + 848.7)}{500} \right)$$

➤ **Entropía para amoniaco en función de la presión y la temperatura.**

Para presiones mayores o iguales a 101.325 kPa y menores que 1001.325 se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-7 \times 10^{-6} \times T^2 + 0.007 \times T + 6.411) + (P - 101.325) \times \left( \frac{(-1 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.009 \times T + 5.117) - (-7 \times 10^{-6} \times T^2 + 0.007 \times T + 6.411)}{900} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 1001.325 kPa y menores a 2001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-1 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.009 \times T + 5.117) + (P - 1001.325) \times \left( \frac{(-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.019 \times T + 4.580) - (-1 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.009 \times T + 5.117)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 2001.325 kPa y menores a 3001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.010 \times T + 4.580) + (P - 2001.325) \times \left( \frac{(-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.012 \times T + 4.178) - (-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.010 \times T + 4.580)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 3001.325 kPa y menores a 4001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación:

$$S = (-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.012 \times T + 4.178) + (P - 3001.325) \times \left( \frac{(-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.015 \times T + 3.761) - (-2 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.012 \times T + 4.178)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 4001.325 kPa y menores a 5001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.015 \times T + 3.761) + (P - 4001.325) \times \left( \frac{(-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.017 \times T + 3.335) - (-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.015 \times T + 3.761)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 5001.325 kPa y menores a 6001.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.017 \times T + 3.335) + (P - 5001.325) \times \left( \frac{(-4 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.021 \times T + 2.891) - (-3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.017 \times T + 3.335)}{1000} \right)$$

Para presiones iguales o mayores a 6001.325 kPa y menores a 6501.325 kPa se utiliza la siguiente ecuación.

$$S = (-4 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.021 \times T + 2.891) + (P - 6001.325) \times \left( \frac{(-4 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.022 \times T + 2.664) - (-4 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.021 \times T + 2.891)}{500} \right)$$

➤ **Entalpia de amoniaco vapor saturado en función de la presión.**

$$H = -0.054 \times P^6 + 1.2074 \times P^5 - 10.711 \times P^4 + 48.179 \times P^3 - 118.62 \times P^2 + 151 \times P + 1556.5$$

➤ **Entalpia de amoniaco liquido saturado en función de la presión.**

$$H = -0.1407 \times P^6 + 3.156 \times P^5 - 28.154 \times P^4 + 128.03 \times P^3 - 320.92 \times P^2 + 515.6 \times P + 165.63$$

➤ **Entropía de amoniaco vapor saturado en función de la presión.**

$$S = 0.0102 \times P^3 + 0.1315 \times P^2 - 0.6505 \times P + 6.3735$$

## Referencias bibliográficas

- [1] (Unidas, 2015).
- [2] (Energía, 2017).
- [3] Velasco, J. G. (2009). Energías renovables. Reverté.
- [4] Miró, L., Brückner, S., & Cabeza, L. F. (2015). Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 847-855.
- [5] Brueckner, S., Miró, L., Cabeza, L. F., Pehnt, M., & Laevemann, E. (2014). Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions—A categorization and literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 164-171.
- [6] Kalina, A. I. (1983, September). Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. In 1983 joint power generation conference: GT papers (pp. V001T02A003-V001T02A003). American Society of Mechanical Engineers.
- [7] Vijayaraghavan, S., & Goswami, D. Y. (2005). Organic working fluids for a combined power and cooling cycle. *Journal of Energy Resources Technology*, 127(2), 125-130.
- [8] Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 2843-2848.
- [9] Ziegler, F. (2007, October). Novel cycles for power and refrigeration. In 1st European conference on polygeneration. Tarragona, Spain (pp. 16-17).
- [10] Qiu, G. (2012). Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. *Renewable Energy*, 48, 565-570.
- [11] Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A. (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy conversion and management*, 134, 135-155.
- [12] Oyewunmi, O. A., Kirmse, C. J., Pantaleo, A. M., & Markides, C. N. (2017). Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. *Energy conversion and management*, 148, 1508-1524.
- [13] Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A. (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy conversion and management*, 134, 135-155.

- [14] Thurai Raja, K., Wijewardane, A., Jayasekara, S., & Ranasinghe, C. (2019). Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC. *Energy Procedia*, 156, 244-248.
- [15] Mirzaei, M., Ahmadi, M. H., Mobin, M., Nazari, M. A., & Alayi, R. (2018). Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 230-237.
- [16] Xu, W., Deng, S., Zhang, Y., Zhao, D., & Zhao, L. (2019). How to give a full play to the advantages of zeotropic working fluids in organic Rankine cycle (ORC). *Energy Procedia*, 158, 1591-1597.
- [17] Ayou, D. S., Bruno, J. C., Saravanan, R., & Coronas, A. (2013). An overview of combined absorption power and cooling cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21, 728-748.
- [18] Ayou, D. S., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2015). Combined absorption power and refrigeration cycles using low-and mid-grade heat sources. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(7), 934-943.
- [19] Muye, J., Ayou, D. S., Saravanan, R., & Coronas, A. (2016). Performance study of a solar absorption power-cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 97, 59-67.
- [20] Mendoza, L. C., Ayou, D. S., Navarro-Esbrí, J., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2014). Small capacity absorption systems for cooling and power with a scroll expander and ammonia based working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 72(2), 258-265.
- [21] Zhang, X., He, M., & Zhang, Y. (2012). A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(7), 5309-5318.
- [22] Modi, A., & Haglind, F. (2014). Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 201-208.
- [23] Yang, X., Zhao, L., Li, H., & Yu, Z. (2015). Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture. *Applied energy*, 160, 912-919.
- [24] Modi, A., Andreasen, J. G., Kærn, M. R., & Haglind, F. (2015). Part-load performance of a high temperature Kalina cycle. *Energy conversion and management*, 105, 453-461.
- [25] Barkhordarian, O., Behbahaninia, A., & Bahrampoury, R. (2017). A novel ammonia-water combined power and refrigeration cycle with two different cooling temperature levels. *Energy*, 120, 816-826.

- [26] Jiang, L., Wang, R. Z., Wang, L. W., Gao, P., & Zhu, F. Q. (2017). Investigation on gradient thermal cycle for power and refrigeration cogeneration. *International Journal of Refrigeration*, 76, 42-51.
- [27] Jiang, L., Lu, H., Wang, R., Wang, L., Gong, L., Lu, Y., & Roskilly, A. P. (2017). Investigation on an innovative cascading cycle for power and refrigeration cogeneration. *Energy conversion and management*, 145, 20-29.
- [28] Nemati, A., Nami, H., Ranjbar, F., & Yari, M. (2017). A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: a case study for CGAM cogeneration system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 9, 1-13.
- [29] Eller, T., Heberle, F., & Brüggemann, D. (2017). Techno-economic analysis of novel working fluid pairs for the Kalina cycle. *Energy Procedia*, 129, 113-120.
- [30] Wang, Y., Tang, Q., Wang, M., & Feng, X. (2017). Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 143, 482-492.
- [31] Zhang, S., Chen, Y., Wu, J., & Zhu, Z. (2018). Thermodynamic analysis on a modified Kalina cycle with parallel cogeneration of power and refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 163, 1-12.
- [32] Han, B. C., Cheng, W. L., & Huang, Y. H. (2019). Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water power/cooling combined system with adjustable refrigeration-to-power ratio. *Energy Procedia*, 158, 2462-2468.
- [33] Kordlar, M. A., Mahmoudi, S. M. S., Talati, F., Yari, M., & Mosaffa, A. H. (2019). A new flexible geothermal based cogeneration system producing power and refrigeration, part two: The influence of ambient temperature. *Renewable Energy*, 134, 875-887.
- [34] Higa, M., Yamamoto, E. Y., de Oliveira, J. C. D., & Conceição, W. A. S. (2018). Evaluation of the integration of an ammonia-water power cycle in an absorption refrigeration system of an industrial plant. *Energy Conversion and Management*, 178, 265-276.
- [35] Long, R., Kuang, Z., Li, B., Liu, Z., & Liu, W. (2019). Exergy analysis and performance optimization of Kalina cycle system 11 (KCS-11) for low grade waste heat recovery. *Energy Procedia*, 158, 1354-1359.
- [36] Bian, Y., Pan, J., Liu, Y., Zhang, F., Yang, Y., & Arima, H. (2019). Performance analysis of a combined power and refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 185, 259-270.

[37] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). Termodinámica, Séptima edición. Ed. *MéxicoMcGraw Hill*.