



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES**

**INSTITUTO DE INGENIERÍA**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS SUPERIORES-JURIQUILLA**

**Modelado de nuevos ciclos  
termodinámicos para la producción  
de potencia y refrigeración de  
manera simultánea**

**TESIS**

Que para obtener el título de  
**Ingeniera en Energías Renovables**

**P R E S E N T A**

Karen Sánchez Sánchez

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco

Temixco, Mor., a 13 de febrero de 2020





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.



**OF/IER/LIER/011/2020**  
**ASUNTO:** Notificación de jurado y  
fecha para examen profesional.

**LIC. IVONNE RAMÍREZ WENCE**  
**DIRECTORA GENERAL DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR**  
**Presente.**

Por medio de la presente le informo que el día jueves 13 de febrero de 2020, a las 11:00 hrs., en el Instituto de Energías Renovables, la **C. KAREN SÁNCHEZ SÁNCHEZ**, con número de cuenta 313176122 de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, llevará a cabo la presentación del trabajo de tesis y examen profesional titulado:

***“Modelado de nuevos ciclos termodinámicos para la producción de potencia y refrigeración de manera simultánea”***

Debido a que la alumna ha cumplido con los requisitos que establece el Reglamento General de Exámenes, el Comité Académico de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, le asigna el Jurado de Examen Profesional integrado por los siguientes académicos.

<b>PRESIDENTE:</b>	<b>DR. ROBERTO BEST Y BROWN</b>
<b>VOCAL:</b>	<b>DR. WILLIAM VICENTE Y RODRÍGUEZ</b>
<b>SECRETARIO:</b>	<b>DR. WILFRIDO RIVERA GÓMEZ FRANCO</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>DR. PATRICIO JAVIER VALADÉS PELAYO</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>DR. JORGE ALFREDO FERRER PÉREZ</b>

Sin otro particular, le envío un cordial saludo.

Atentamente,  
**“Por mi raza hablará el espíritu”**  
Temixco, Mor., a 4 de febrero de 2020

**Dr. Jorge Alejandro Wong Loya**  
**Coordinador Académico de la LIER**  
**IER-UNAM**

JAWL´mfp.

**UNAM**



**INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES**  
**LICENCIATURA DE INGENIERÍA**  
**EN ENERGÍAS RENOVABLES**

Priv. Xochicalco s/n,  
Col. Centro,  
62580 Temixco, Morelos, México  
T. 01 (777) 362 00 90  
(52) 55 56 22 97 00

[ier.unam.mx](http://ier.unam.mx)

*A mis papás  
y hermano*

# Agradecimientos

Esta tesis es el resultado de más de cuatro años de esfuerzo tanto mío como de muchas personas cercanas a mí, por lo que agradezco a quienes me ayudaron en algún punto a hacer esto posible.

Al Dr. Wilfrido, por aceptarme como su alumna y asesorarme en la realización de este trabajo. A mis sinodales, Dr. Roberto Best, Dr. William Vicente, Dr. Patricio Valadés y Dr. Jorge Ferrer, por sus comentarios, recomendaciones y apoyo. Al Dr. Alejandro Hernández y al Dr. Rosenberg Romero por su ayuda y su disposición para resolver mis dudas.

A mis papás Diana y Leo, por todo su cariño, apoyo y confianza. A mi hermano Leo, por alegrarme la vida. A mis tíos Vero, Moma, Memo, Lidia y Leoni, por alimentarme, darme ánimos y creer en mí. A mi abuelito, por el apoyo que me ha dado. A mis abuelitas Feli y María, por todo el cariño que me dieron durante su vida.

A mis amigas de toda la vida Ari, Grecia y Karla, por crecer conmigo. A Aída, Aldo, Lu y Mario, por su compañía y buenos deseos. A Aless, André, Fani, Jesús, Karen, Max, Nat, Pine, Sergio, Ville, Yao; a toda la 5G y en general a toda la LIER, por todas las cosas que compartí con ellos.

A todos los profesores admirables que tuve durante la carrera, y a los ayudantes que estuvieron siempre dispuestos a contribuir en mi formación.

A las personas que forman parte de la coordinación de la LIER: Dr. Alejandro Wong, Maribel, Carlos, Miguel, Magali y Claudia, por ayudarme en todo este tiempo y hacer de esta una comunidad cercana.

# Índice general

<b>Nomenclatura</b>	<b>13</b>
<b>Resumen</b>	<b>15</b>
<b>1. Antecedentes</b>	<b>16</b>
1.1. Situación energética mundial . . . . .	17
1.2. Situación energética en México . . . . .	20
1.3. Revisión bibliográfica . . . . .	22
1.3.1. Ciclo Kalina . . . . .	23
1.3.2. Ciclo Goswami . . . . .	24
1.3.3. Ciclos de refrigeración y potencia . . . . .	26
1.4. Justificación . . . . .	31
1.5. Hipótesis . . . . .	32
1.6. Objetivos . . . . .	32
1.6.1. Objetivo general . . . . .	32
1.6.2. Objetivos específicos . . . . .	32
<b>2. Fundamentos teóricos</b>	<b>33</b>
2.1. Balance de masa . . . . .	33
2.2. Primera Ley de la Termodinámica . . . . .	34
2.3. Segunda Ley de la Termodinámica . . . . .	34
2.4. Entropía . . . . .	35

2.5. Exergía . . . . .	36
2.6. Ciclo Rankine . . . . .	37
2.7. Ciclo de refrigeración por compresión . . . . .	38
2.8. Ciclo de refrigeración por absorción . . . . .	40
2.9. Ciclo Kalina . . . . .	42
2.10. Ciclo Goswami . . . . .	43
<b>3. Descripción de los sistemas</b>	<b>46</b>
3.1. Modelo I . . . . .	46
3.1.1. Funcionamiento del ciclo . . . . .	47
3.1.2. Modelo matemático . . . . .	48
3.2. Modelo II . . . . .	50
3.2.1. Funcionamiento del ciclo . . . . .	50
3.2.2. Modelo matemático . . . . .	51
3.3. Parámetros para la evaluación de los ciclos . . . . .	53
3.3.1. Factor de Utilización de Energía . . . . .	53
3.3.2. Eficiencia exergética . . . . .	54
3.3.3. Irreversibilidad . . . . .	54
3.4. Simulación de los ciclos termodinámicos . . . . .	54
3.4.1. Consideraciones . . . . .	54
3.4.2. Parámetros de entrada . . . . .	55
3.4.3. Solución de ecuaciones en EES . . . . .	56
3.4.4. Algoritmo de solución Modelo I . . . . .	56
3.4.5. Algoritmo de solución Modelo II . . . . .	58
<b>4. Resultados</b>	<b>60</b>
4.1. Ciclo Goswami . . . . .	60
4.2. Resultados Modelo I . . . . .	61
4.3. Resultados Modelo II . . . . .	67

4.4. Comparación con el ciclo Goswami . . . . .	71
<b>5. Conclusiones y recomendaciones</b>	<b>77</b>
5.1. Conclusiones . . . . .	77
5.2. Recomendaciones para trabajos posteriores . . . . .	79
<b>Bibliografía</b>	<b>79</b>

# Índice de figuras

1-1. Suministro de energía primaria total por combustible en 2017. [1] . . . . .	17
1-2. Consumo de energía final por sector a nivel mundial en 2017. [1] . . . . .	18
1-3. Consumo de energía final por sector, OCDE. [1] . . . . .	18
1-4. Generación de electricidad a nivel mundial. [1] . . . . .	19
1-5. Estructura de la producción de energía primaria, 2017 (PJ). [2] . . . . .	20
1-6. Consumo final energético por sector y por energético. [2] . . . . .	22
2-1. Diagrama de ciclo Rankine. . . . .	37
2-2. Diagrama de ciclo Refrigeración por Compresión. . . . .	39
2-3. Diagrama de ciclo Refrigeración por Absorción. . . . .	41
2-4. Diagrama de ciclo Kalina. . . . .	42
2-5. Diagrama de ciclo Goswami. . . . .	44
3-1. Diagrama de Modelo I. . . . .	47
3-2. Diagrama de Modelo II. . . . .	51
4-1. $\dot{W}N$ en función de TE y $x_4$ para el ciclo Goswami. . . . .	61
4-2. $\dot{W}T$ y $\dot{Q}E$ del Modelo I. . . . .	62
4-3. $\dot{W}T$ y $\dot{W}B$ del Modelo I. . . . .	63
4-4. $\dot{W}N$ del Modelo I. . . . .	64
4-5. FUE del Modelo I. . . . .	65
4-6. Eficiencia exergética del Modelo I. . . . .	66

4-7. Irreversibilidad del Modelo I. . . . .	66
4-8. $\dot{W}T$ y $\dot{Q}E$ del Modelo II. . . . .	67
4-9. $\dot{W}T$ y $\dot{W}B$ del Modelo II. . . . .	68
4-10. $\dot{W}N$ del Modelo II. . . . .	69
4-11. FUE del Modelo II. . . . .	69
4-12. Eficiencia exergética del Modelo II. . . . .	70
4-13. Irreversibilidad del Modelo II. . . . .	71
4-14. Diagrama y propiedades del ciclo Goswami. . . . .	72
4-15. Diagrama y propiedades del modelo I con FE = 0.5. . . . .	72
4-16. Diagrama y propiedades del modelo II con FE = 0.5. . . . .	73
4-17. Comparación de $\dot{W}T$ y $\dot{Q}E$ de los tres modelos. . . . .	74
4-18. Comparación de $\dot{W}T$ y $\dot{W}B$ para los tres modelos. . . . .	74
4-19. Comparación del FUE de los tres modelos. . . . .	75
4-20. Comparación de la eficiencia exergética de los tres modelos. . . . .	75
4-21. Comparación de la irreversibilidad de los tres modelos. . . . .	76

# Índice de tablas

1-1. Consumo energético total. [2] . . . . .	21
3-1. Parámetros entrada Modelos I y II. . . . .	55

# Nomenclatura

COP	Coeficiente de Operación (-)
FE	Fracción de Extracción (-)
FUE	Factor de Utilización de Energía (-)
$g$	Gravedad ( $\text{m/s}^2$ )
$h$	Entalpía ( $\text{kJ/kg}$ )
$I$	Irreversibilidad ( $\text{kW}$ )
$\dot{m}$	Flujo másico ( $\text{kg/s}$ )
PA	Presión alta ( $\text{kPa}$ )
PB	Presión baja ( $\text{kPa}$ )
Pint	Presión intermedia ( $\text{kPa}$ )
$q$	Fracción de vapor (-)
$\dot{Q}$	Potencia térmica ( $\text{kW}$ )
$s$	Entropía ( $\text{kJ/kg K}$ )
$T$	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )
$u$	Energía interna ( $\text{kJ/kg}$ )
$v$	Volumen específico ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
$V$	Velocidad ( $\text{m/s}$ )
VE	Válvula de expansión
$\dot{W}$	Potencia mecánica ( $\text{kW}$ )
$x$	Fracción en masa de amoníaco (-)
$z$	Altura ( $\text{m}$ )

Letras griegas

$\eta$	Eficiencia (-)
$\Delta T$	Diferencia de temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )

Subíndices

1-17	Estados
A	Absorbedor
B	Bomba
C	Condensador
Cal	Caldera
Com	Compresor
e	Entrada
E	Evaporador
Ec	Economizador
Ex	Exergética
G	Generador
N	Neto
R	Rectificador
Rec	Recalentador
s	Salida
T	Turbina
vc	Volumen de control
0	Condiciones del ambiente

# Modelado de nuevos ciclos termodinámicos para la producción de potencia y refrigeración de manera simultánea

por

Karen Sánchez Sánchez

## Resumen

Actualmente existen graves problemas de contaminación ambiental y calentamiento global, los cuales son causados en cierta medida por el uso de combustibles fósiles. Por esto, es necesario utilizar fuentes renovables de energía, así como hacer un mejor uso de la energía que tenemos disponible. Respecto a esto último, se han propuesto diversos ciclos termodinámicos de absorción que aprovechan el calor de desecho o fuentes de baja temperatura para la producción de refrigeración y potencia. En este trabajo se proponen dos ciclos termodinámicos para la producción simultánea de refrigeración y potencia, los cuales aprovechan una mayor cantidad de energía que otros ciclos propuestos anteriormente.

Los ciclos termodinámicos que se proponen surgen como modificaciones al ciclo Goswami, al hacer una división de flujo del refrigerante y hacer pasar una fracción de este por un condensador y una válvula de expansión. En el Modelo I se hace una división de flujo de refrigerante a la salida del rectificador, mientras que en el Modelo II se realiza una extracción de flujo en la turbina.

Los ciclos propuestos se simularon en el Software Engineering Equation Solver (EES) operando con la mezcla amoníaco - agua. Se analizaron mediante la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica, y se compararon con el ciclo Goswami. Se encontró que los ciclos propuestos tienen una mayor producción de potencia de enfriamiento respecto al ciclo Goswami, sin sacrificar en gran medida la potencia producida por la turbina, lo cual ayuda a incrementar los parámetros de eficiencia.

Se encontró que el Modelo II, respecto al ciclo Goswami, tiene un Factor de Utilización de Energía (*FUE*) hasta cuatro veces mayor, una eficiencia exergética del doble e incrementa la potencia de enfriamiento hasta 11 veces. Comparándolo con el Modelo I, produce la misma cantidad de potencia de refrigeración con variaciones 50 % menores en la potencia de la turbina. Además, produce una mayor cantidad de trabajo neto a diferentes fracciones de extracción y temperaturas del evaporador. Tiene valores de *FUE* hasta 30 % más altos, la eficiencia exergética tiene un aumento del 4 %, mientras que para el Modelo I tiene disminuciones de hasta 58 %, y presenta una disminución de la irreversibilidad, mientras que en el modelo I incrementa considerablemente. Por estas razones, este modelo es mejor que el Modelo I y que el ciclo Goswami. Por otro lado, la variación en la fracción de extracción en ambos modelos permite que tengan flexibilidad en su aplicación, ya que pueden producir potencia de enfriamiento y potencia en la turbina dependiendo de las condiciones de operación.

# Capítulo 1

## Antecedentes

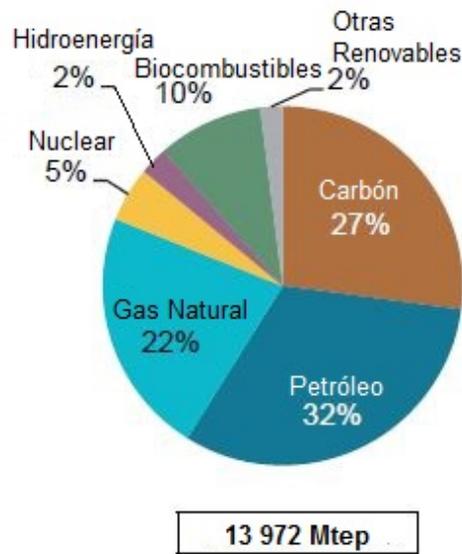
La energía es un punto clave en el desarrollo de la vida. Como seres humanos, juega un papel importante debido a que el desarrollo de la sociedad depende de la energía que se tiene disponible. Actualmente, su producción es principalmente mediante combustibles fósiles. Sin embargo, debido a la gran cantidad de contaminantes que liberan al medio ambiente así como a la gran cantidad de energía que se desperdicia durante la conversión, es de suma importancia aprovechar otras fuentes de energía, como las fuentes renovables, así como proponer nuevos métodos de conversión que permitan aprovechar una mayor cantidad de energía.

Para comprender el contexto en que se desarrolla este trabajo, en este capítulo se explica brevemente la situación energética mundial en 2017: se presentan datos de producción de energía primaria, consumo de energía final, generación de electricidad y estudios sobre el calor de desecho. Se presenta también la situación energética en México en el año 2017, mostrando datos de producción de energía primaria y consumo de energía final. Posteriormente se desarrolla una revisión bibliográfica sobre los ciclos termodinámicos de absorción para la producción de refrigeración y potencia, mostrando estudios sobre el ciclo Kalina y el ciclo Goswami, así como otros ciclos propuestos para el mismo fin. Para finalizar, se presenta la justificación del presente trabajo, su hipótesis y sus objetivos.

## 1.1. Situación energética mundial

De acuerdo al reporte “World Energy Balances: Overview (2019)” [1] de la Agencia Internacional de Energía (IEA, por sus siglas en inglés), en el año 2017 el suministro de energía primaria total aumentó 1.9% respecto al 2016, alcanzando 13972 Mtep.

En la Figura 1-1 se muestra el suministro de energía primaria a nivel mundial en 2017. Se observa que el petróleo es la fuente de energía más demandada, seguida del carbón y el gas natural, con un 32%, 27% y 22% respectivamente.



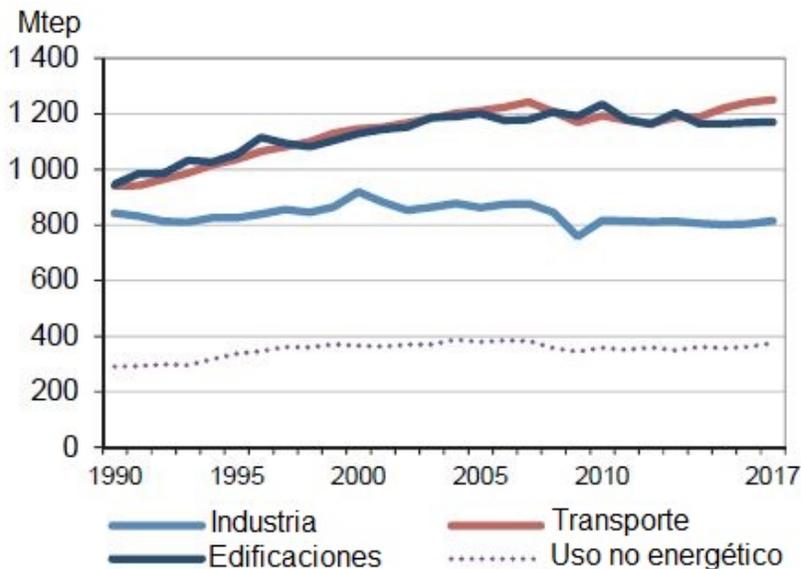
**Figura 1-1:** Suministro de energía primaria total por combustible en 2017. [1]

En la Figura 1-2 se muestra el consumo de energía final por sectores a nivel mundial en el año 2017. Se observa que el sector de mayor consumo es la Industria, seguida del sector Transporte y el sector Residencial, con un 37%, 29% y 21% respectivamente.



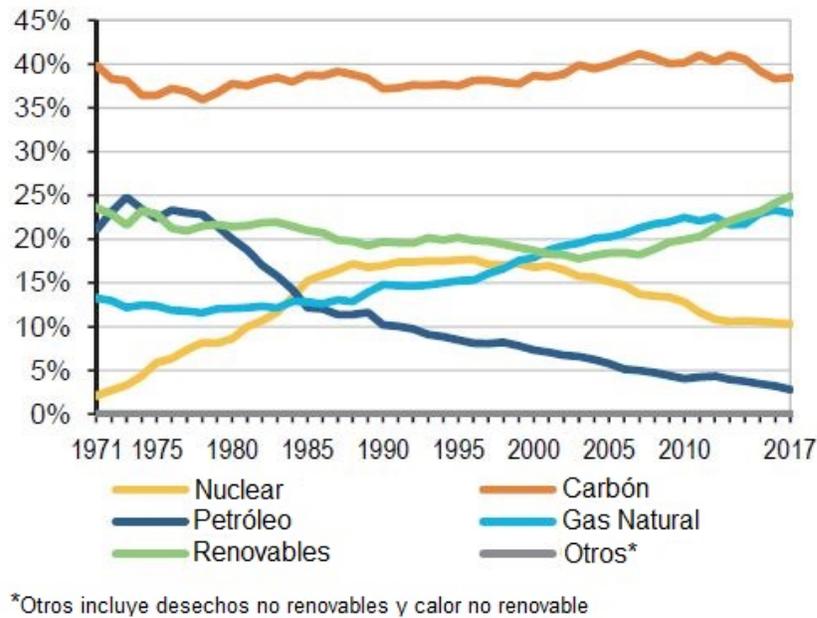
**Figura 1-2:** Consumo de energía final por sector a nivel mundial en 2017. [1]

En la Figura 1-3 se muestra el consumo de energía final por sector de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE), en la cual se observa que los sectores Transporte y Edificaciones tienen el mayor consumo de energía final, con aproximadamente 1200 Mtep, mientras que la Industria se posiciona por debajo de dichos sectores, con un consumo de aproximadamente 200 Mtep.



**Figura 1-3:** Consumo de energía final por sector, OCDE. [1]

Respecto a la generación de electricidad a nivel mundial, en la Figura 1-4 se observa que el carbón ha sido la fuente de energía primaria más utilizada para dicho fin. También se observa que en los últimos años la producción de energía eléctrica mediante gas natural ha sido superada por las fuentes renovables, mientras que la producción de energía eléctrica mediante petróleo y energía nuclear va en descenso.



**Figura 1-4:** *Generación de electricidad a nivel mundial.* [1]

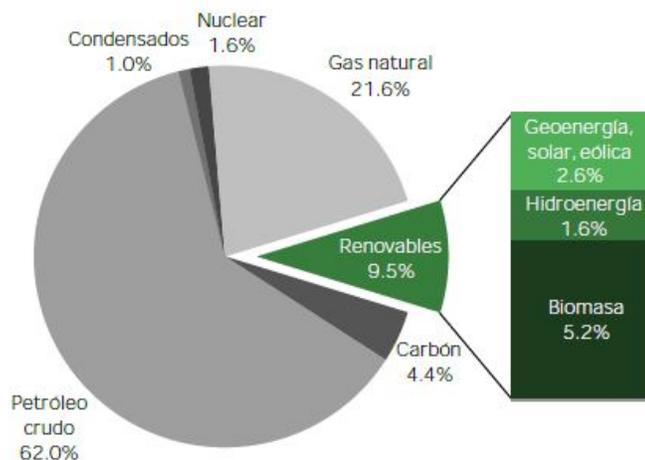
Diversos estudios sobre el calor de desecho han sido realizados. El calor de desecho es el calor que se libera al medio ambiente, procedente de procesos de conversión de energía. Miró et al. [3] realizaron una revisión literaria sobre el calor de desecho en 33 países. Encontraron que los mayores productores de calor de desecho son los siguientes sectores: industria del metal, química, alimentos y bebidas, papel y minerales no metálicos. Por otro lado, los países en los que la cantidad de calor de desecho es mayor a la cantidad de energía consumida son: España, Canadá y Alemania. Los países que tienen mayor cantidad de calor de desecho industrial que energía consumida por la industria son: Lituania, Eslovaquia, Grecia, Rumania, Bélgica, Holanda, Polonia, España, Reino Unido, Italia, Francia, Turquía, Alemania y Canadá.

Forman et al. [4] realizaron un estudio sobre la cantidad de calor de desecho a nivel mundial.

Determinaron que el 72 % de la energía primaria a nivel mundial se pierde después de la conversión, es decir 340.512 PJ. La mayor cantidad de calor de desecho proviene de la generación de energía eléctrica, con 132.748 PJ, seguida del sector transporte, el industrial, el residencial y el comercial, con 85.019 PJ, 54.233 PJ, 42.591 PJ y 25.920 PJ, respectivamente. También determinaron las temperaturas a las que se encuentra el calor de desecho de cada sector; en el sector industrial el 42 % del calor de desecho es de baja temperatura ( $<100^{\circ}\text{C}$ ), el 20 % es de media temperatura ( $100\text{-}299^{\circ}\text{C}$ ) y el 38 % es de alta temperatura ( $\geq 300^{\circ}\text{C}$ ), mientras que en la generación de electricidad el 88 % del calor de desecho es de baja temperatura y el resto es de media temperatura.

## 1.2. Situación energética en México

De acuerdo al Balance Nacional de Energía 2017 [2], la producción de energía primaria en México fue de 7027.22 PJ en el año 2017, de la cual el 84.54 % corresponde a hidrocarburos, 1.61 % a energía nuclear y 9.47 % a energías renovables. En la Figura 1-5 se muestra una descripción detallada de estos porcentajes.



**Figura 1-5:** Estructura de la producción de energía primaria, 2017 (PJ). [2]

La producción de energía primaria tuvo un decremento de 8.9 % respecto al año anterior. Específicamente, los decrementos fueron en petróleo crudo con 9.78 %, condensados con 23.81 %, y biomasa con 1.61 %.

gas natural con 14.68 %, energía geotérmica con 3.90 % y leña con 0.50 %. El resto de las energías primarias tuvieron incrementos respecto al año 2016. En el año 2017 la producción bruta de energía secundaria fue de 4288.29 PJ, 11.9 % menor que en el 2016. De dicha cifra, 1184.71 PJ corresponden a producción de electricidad, la cual aumentó un 2.73 % respecto al año anterior.

Respecto al consumo final de energía, se clasifica en consumo no energético y consumo energético; el primero se refiere a los derivados de petróleo que se utilizan como materia prima. Por otro lado, el consumo energético se refiere a la energía primaria y secundaria que se destina a cubrir la demanda energética. Del consumo final total, el 97.53 % corresponde al consumo energético, y el 2.47 % al consumo no energético. El consumo final energético tuvo en 2017 un incremento de 1.07 % respecto al año anterior, alcanzando 5362.82 PJ. En la Tabla 1-1 se muestra el consumo final total por tipo de combustible. Se puede observar que la electricidad tiene el 17.4 % del consumo energético, siendo el segundo energético con mayor consumo.

<b>Combustible</b>	<b>2017 (PJ)</b>	<b>Porcentaje (%)</b>
Gasolinas y Naftas	1504.41	28.05
Electricidad	935.57	17.45
Diesel	807.73	15.06
Gas seco	734.69	13.69
Gas licuado	423.27	7.89
Biomasa	300.20	5.59
Carbón	237.44	4.43
Querosenos	172.55	3.28
Coque de petróleo	142.36	2.65
Coque de carbón	63.75	1.18
Combustóleo	29.94	0.56
Solar	10.89	0.20

**Tabla 1-1:** Consumo energético total. [2]

En la Figura 1-6 se muestra el consumo final energético del año 2017, en el cual se observa que el sector con mayor consumo energético es el transporte, seguido del sector industrial, el sector residencial, comercial y público y del sector agropecuario. A excepción del sector transporte, en todos los sectores la electricidad se encuentra en los dos primeros lugares de mayor consumo energético.

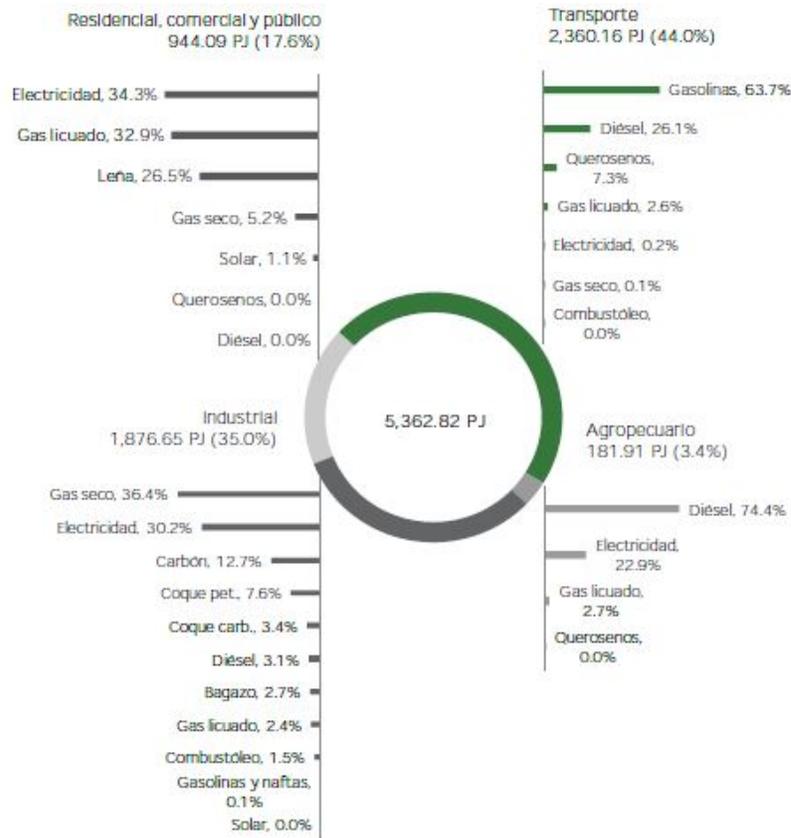


Figura 1-6: Consumo final energético por sector y por energético. [2]

### 1.3. Revisión bibliográfica

En la sección anterior se muestra que la Industria es de los sectores de mayor consumo energético, en especial de energía eléctrica. Además, se observa que a nivel mundial el calor de desecho llega a ser del 72% de la energía primaria. Por esto, es importante el desarrollo de tecnologías enfocadas al aprovechamiento del calor de desecho y de fuentes de baja temperatura

de manera eficiente. A continuación se presentan las tecnologías que se han desarrollado para la producción de refrigeración y potencia. También se presentan estudios que se han realizado al ciclo Kalina y al ciclo Goswami.

### 1.3.1. Ciclo Kalina

En 1983 Kalina [5] presentó un ciclo termodinámico de absorción para la producción de potencia que opera con la mezcla amoníaco - agua. Este ciclo presenta eficiencias mayores que las obtenidas con un ciclo Rankine, además se presenta un estimado del tiempo de recuperación de la inversión de este ciclo, resultando ser de casi la mitad del tiempo de recuperación del ciclo Rankine.

Nag y Gupta [6] realizaron análisis de Primera y Segunda Ley para el ciclo Kalina e identificaron que los parámetros que más afectan el desempeño del ciclo son la temperatura y concentración de amoníaco a la entrada de la turbina, así como la temperatura del separador.

Lolos y Rogdakis [7] presentaron un estudio del ciclo Kalina utilizando colectores solares planos para cubrir hasta el 95 % de la demanda de energía del ciclo, y calor de desecho para cubrir el resto. Encontraron que el ciclo puede aprovechar la energía solar a 70 °C, y que la eficiencia térmica del ciclo alcanza un valor máximo de 8.3 % cuando la fracción de amoníaco es de 95 %. También desarrollaron ecuaciones para relacionar los parámetros de operación del ciclo con los parámetros de desempeño del mismo.

Zhang et al. [8] realizaron una revisión bibliográfica del ciclo Kalina, así como comparaciones con el ciclo Rankine. Concluyeron que en general el ciclo Kalina tiene mejores eficiencias energéticas y exergéticas que el ciclo Rankine, a pesar de que para lograrlo el ciclo Kalina requiera de presiones altas más elevadas que el ciclo Rankine. Además, se menciona que en aplicaciones geotérmicas el ciclo Kalina genera de 30 a 50 % más potencia que las plantas de ciclo Rankine Orgánico.

Sun et al. [9] realizaron un análisis de energía y exergía del ciclo Kalina KCS-11, el cual utiliza energía solar como fuente de energía. Determinaron que la mayor pérdida de exergía se encuentra en la turbina y en el condensador. Realizaron un estudio de desempeño del ciclo en

la Isla Kumenkima, Japón, determinando que la energía máxima producida por el ciclo es de 553.52 MWh.

Wang y Yu [10] propusieron un ciclo Kalina de composición ajustable para lograr un mejor desempeño al hacer que la temperatura de condensación se establezca de acuerdo a la temperatura ambiente del ciclo. Esto lo lograron añadiendo un sensor de densidad y una unidad de control para monitorizar la temperatura ambiente y controlar las condiciones de operación de las bombas, el condensador y el separador previo a la turbina. El ciclo se analizó con temperaturas anuales de los siguientes lugares: Beijing, China; Husavik, Islandia; Roma, Italia; Lima, Perú; y Turpan, China. El análisis muestra que se logra un mejor desempeño del ciclo a pesar de las variaciones de la temperatura ambiente a lo largo del año.

Zare et al. [11] realizaron un análisis del ciclo Kalina KCS-123 acoplado con un campo de colectores cilindro parabólicos. Encontraron que la temperatura de salida del campo solar puede ser de 180 °C a 380 °C como resultado de incrementar el número de colectores de 4 a 10 en cada fila, realizando el análisis con 10 filas de colectores solares y considerando para cada colector solar una longitud de 7.8 m y un ancho de apertura de 5 m. Por otro lado, mientras que el ciclo Kalina estudiado tiene eficiencias energética y exergética de 25.0% y 63.9% respectivamente, cuando se incluye el campo solar las eficiencias son de 12.7% y 13.9%, considerando la conversión de energía térmica a potencia mecánica. También encontraron que la planta tiene poca variación en las eficiencias al tener distintas temperaturas en el campo solar a lo largo del día y del año.

### **1.3.2. Ciclo Goswami**

En 1998 Goswami [12] propuso un ciclo termodinámico que produce refrigeración y potencia, logrando mejorar la eficiencia y tener un mejor aprovechamiento de la fuente de calor que el ciclo Kalina. A continuación se mencionan estudios realizados para el ciclo Goswami.

Xu et al. [13] realizaron simulaciones y determinaron que se pueden obtener eficiencias térmicas máximas con una temperatura en el generador de alrededor 125 °C. También determinaron condiciones en las que el ciclo puede producir máxima refrigeración, máxima potencia

o máxima eficiencia térmica.

Lu y Goswami [14] realizaron un estudio para determinar las salidas de refrigeración y potencia que se obtienen teniendo muy bajas temperaturas de operación. Encontraron que se puede lograr un efecto de refrigeración de aproximadamente  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sin embargo el desempeño del ciclo generalmente empeora cuando la temperatura de refrigeración disminuye. Posteriormente, Lu y Goswami [15] realizaron una optimización del ciclo, y determinaron que con una fuente de calor de aproximadamente  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  se produce refrigeración y potencia en condiciones óptimas. Esta temperatura corresponde a la temperatura de operación de los colectores solares planos. También encontraron que cuando la temperatura del ambiente aumenta, todos los parámetros de desempeño disminuyen.

Hasan et al. [16] realizaron un análisis para optimizar las condiciones respecto a la Segunda Ley de la Termodinámica. Encontraron que se tiene una eficiencia de segunda ley máxima de  $65.8\%$  a una temperatura de la fuente de calor de aproximadamente  $145\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El incremento de esta temperatura no provoca el aumento de la eficiencia de Segunda Ley. Las irreversibilidades del ciclo se encuentran principalmente en el absorbedor, el economizador y el rectificador. Hasan y Goswami [17] realizaron un análisis exergético, y encontraron que  $39.2\%$  de la exergía contenida en la fuente de calor se pierde en el ciclo. Determinaron que para mejorar el diseño del ciclo, el rectificador se debe eliminar cuando se tiene una fuente de temperatura de  $146\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sobretodo si no se requiere una refrigeración de grados bajo cero.

Tamm et al. [18] realizaron un análisis paramétrico y lo validaron con resultados experimentales, determinando que cuando se toman en cuenta las pérdidas reales del ciclo, éste reduce su eficiencia térmica en un  $20.6\%$ , el trabajo en un  $11.8\%$  y la capacidad de enfriamiento en un  $37.7\%$ . También encontraron que la fuente de mayor irreversibilidad en el ciclo es el proceso de expansión no isentrópica en la turbina.

Vijayaraghavan y Goswami [19] realizaron una simulación utilizando mezclas binarias de fluidos de trabajo orgánicos, en los cuales consideran metano, etano, propano, isobutano, entre otros. Determinaron que dichos fluidos podrían utilizarse en el ciclo, sin embargo se obtiene un mejor desempeño con la mezcla amoníaco - agua, a pesar de las ventajas técnicas que pudieran

presentar estos fluidos de trabajo sobre el amoniaco. Martin y Goswami [20] realizaron un estudio del ciclo utilizando un parámetro que proponen llamado “COP efectivo”, el cual se define como la refrigeración obtenida entre el trabajo sacrificado. Con este parámetro lograron optimizar el ciclo para obtener una mayor cantidad de refrigeración. Vidal et al. [21] realizaron un análisis exergético, considerando procesos reversibles e irreversibles. Concluyeron que el ciclo tiene un buen desempeño, incluso considerando irreversibilidades. Sin embargo, la refrigeración producida es muy baja comparada con la producción de potencia.

Padilla et al. [22] realizaron un análisis paramétrico del ciclo mediante el software Chemcad, analizando también los efectos del rectificador y el recalentador en el desempeño del ciclo. Encontraron que las eficiencias energéticas y exergéticas máximas fueron de 21 % y 92 % respectivamente, a una temperatura de la fuente de 130 °C y temperatura del absorbedor de 10 °C. Sin embargo, cuando la eficiencia de la turbina es de 50 % bajo las condiciones anteriores, las eficiencias energéticas y exergéticas son de 10 % y 42 %, respectivamente. Además, encontraron que cuando el ciclo es configurado para obtener una máxima potencia, no es necesario el uso del rectificador y el recalentador. Por otro lado, se obtiene refrigeración máxima cuando no se utiliza el recalentador.

Demirkaya et al. [23] realizaron un estudio paramétrico. Compararon dos casos: rectificación con el fluido que se obtiene del generador y rectificación con un fluido de trabajo externo. Encontraron que en el segundo caso se pueden alcanzar eficiencias energéticas y exergéticas de 5 % y 28 % a una temperatura del generador de 83.4 °C y 75 % de eficiencia de la turbina. Sin embargo, en el segundo caso se pueden alcanzar eficiencias energética y exergética de 5.5 % y 33 % respectivamente, usando un recalentador antes de la turbina.

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

Rogdakis y Antonopoulos [24] presentaron un ciclo de absorción para la producción de potencia que presenta una eficiencia al menos 20 % más alta que un ciclo Rankine. La diferencia más notoria con respecto al ciclo Kalina es que en este ciclo se tienen tres turbinas, a alta, media y baja presión, para la expansión del amoniaco, en vez de solo una como en el ciclo Kalina. Por

otro lado, las máquinas térmicas necesarias así como la operación del ciclo son más simples que en el ciclo Kalina.

Dejfors et al. [25] realizaron una comparación entre un ciclo Rankine de vapor y un ciclo de cogeneración con la mezcla amoníaco - agua. Sus resultados arrojan que la cogeneración no produce mayor potencia que el ciclo Rankine tradicional, y dicen que es probable que a altas presiones el ciclo de cogeneración con la mezcla amoníaco - agua produzca mayores potencias que el ciclo Rankine, sin embargo no realizan ninguna simulación debido a la falta de datos de las propiedades de la mezcla en dichas condiciones.

Zhang y Lior [26] proponen un ciclo combinado para la producción de refrigeración y potencia. El sistema se compone por un ciclo combinado paralelo conformado por un ciclo Rankine y un ciclo de refrigeración por amoníaco interconectados por los procesos de absorción, separación y transferencia de calor. Este sistema se puede utilizar como un ciclo inferior en un ciclo combinado. Encontraron que sus eficiencias térmica y exergética son 27.7 % y 55.7 %, respectivamente, las cuales son mayores al ciclo Kalina, y a los ciclos Rankine y de refrigeración funcionando a la par.

Ziegler [27] propone la producción de refrigeración y potencia mediante dos ciclos termodinámicos: el primero se compone por un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto y por un ciclo Kalina; el segundo se compone por un ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto y por un ciclo Kalina.

Boza et al. [28] estudiaron un ciclo semicerrado de turbina de gas que utiliza calor de desecho para operar una unidad de refrigeración por absorción. Analizaron dos casos, el ciclo con una turbina de 40 MW y con una turbina de 100 kW. Encontraron que la eficiencia térmica del ciclo está altamente influenciada por la temperatura de entrada a la turbina.

Ryu et al. [29] propusieron un sistema para producción de potencia, aire acondicionado y refrigeración, el cual se compone por una turbina de gas y de un sistema de refrigeración por absorción. Encontraron que el ciclo tiene un buen desempeño y puede tener flexibilidad en la producción de refrigeración y aire acondicionado.

Padilla et al. [30] propusieron y analizaron un ciclo combinado compuesto por un ciclo

Rankine y un ciclo Goswami. Determinaron que la eficiencia energética máxima obtenida con este ciclo es mayor a la eficiencia energética obtenida con el ciclo Rankine a las mismas presiones de condensación. También encontraron que el trabajo neto máximo del ciclo fue de 85 MW.

Jawahar et al. [31] propusieron un ciclo de absorción para refrigeración y potencia que utiliza un intercambiador de calor por generación-absorción (GAX, por sus siglas en inglés). Determinaron que una relación de flujo óptima es de 0.5, y con temperaturas de generación, ambiente y evaporador de 150 °C, 35 °C y 0 °C respectivamente, se pueden obtener 80 kW de potencia y 225 kW de refrigeración. También encontraron que las eficiencias térmicas y el COP del ciclo son mayores a las del ciclo de absorción para refrigeración y potencia sin utilizar el intercambiador de calor GAX.

Hua et al. [32] propusieron un ciclo Kalina modificado para refrigeración y potencia con la mezcla amoníaco - agua, que opera con calor de desecho de baja y media temperatura. Con una fuente de calor de 200 °C y una fracción de refrigeración de 0.5, la eficiencia del ciclo es de 13.1%; cuando la fracción de refrigeración es cero, la eficiencia es de 13.2%, mientras que para el ciclo Kalina a las mismas condiciones de operación la eficiencia es de 11.7%.

Mendoza et al. [33] propusieron un sistema para refrigeración y potencia utilizando una turbina de desplazamiento, y realizaron un análisis de este ciclo operando con las siguientes mezclas: NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>-NaSCN. Determinaron que con las mezclas NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>-NaSCN el ciclo tiene un mejor desempeño que con la mezcla NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, debido principalmente a que los absorbentes de dichas mezclas no son volátiles. También determinaron que para una temperatura ambiente de 35 °C, la potencia máxima obtenida fue de 7.5 kW y la refrigeración de 33 kW al tener una entrada de calor de 100 kW. La eficiencia energética fue de 11.3% y la eficiencia exergética fue de 43%.

Ayou et al. [34] propusieron y analizaron un nuevo ciclo de absorción de doble etapa para la producción de refrigeración y potencia operando con la mezcla amoníaco - agua, el cual funciona con fuentes de temperatura media (200 a 300 °C). Determinaron que con una temperatura del desorbedor 1 de 240 °C, temperatura del medio de 30 °C, temperatura del evaporador de 5 °C, el radio de presiones de expansión de 3.5 y radio de compresión de 2.0 la eficiencia térmica es

de 19.9 %.

Yang et al. [35] realizaron un estudio de un ciclo combinado de potencia y refrigeración por eyección utilizando la mezcla isobutano/pentano como fluido de trabajo. El sistema se conforma por un generador, una turbina, un eyector, un condensador, un evaporador, una bomba y una válvula de expansión. Encontraron que los componentes con mayor pérdida de exergía son el eyector y el generador, con una pérdida de 40 % y 28 % respectivamente.

Muye et al. [36] estudiaron un ciclo combinado utilizando la mezcla amoníaco - agua, para la producción de refrigeración y potencia en edificaciones con energía solar como fuente de calor y biomasa como fuente auxiliar. Determinaron que el incremento de la temperatura de la fuente es ventajoso para la producción de potencia, pero no favorece la producción de refrigeración. También analizaron el desempeño anual de este ciclo en las ciudades de Sevilla, España y Chennai, India, concluyendo que el sistema tiene un mejor desempeño en Sevilla que en Chennai.

Barkhordarian et. at. [37] propusieron un ciclo termodinámico para refrigeración y potencia que se compone de un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por eyección. Encontraron que con un radio de potencia y enfriamiento de 5.28 se obtienen 605.9 kW de potencia y 114.8 kW de enfriamiento, con una eficiencia térmica de 19 % y una eficiencia exergética de 38.97 %. También estudiaron otros casos en los que se produce una mayor cantidad de refrigeración o de potencia ajustando el radio de potencia y enfriamiento.

Jiang et al. [38] propusieron un ciclo termodinámico en cascada para la producción de refrigeración y potencia. La primera etapa del ciclo se compone por un ciclo Rankine Orgánico sin bomba con refrigerante R245fa como fluido de trabajo. La segunda etapa del ciclo se compone por un ciclo de refrigeración por sorción con gel de sílice/LiCl como fluido de trabajo. Determinaron que la eficiencia exergética del ciclo en cascada es mayor que la de los ciclos Rankine Orgánico y de refrigeración por sorción, con 41.8 %, 17.6 % y 26.5 % respectivamente, a una temperatura de la fuente de 75 °C .

Cao et al. [39] propusieron un ciclo termodinámico para refrigeración y potencia basado en el ciclo Kalina y el ciclo de refrigeración por absorción, utilizando fuentes de calor de baja temperatura. Realizaron una optimización del sistema por medio de un algoritmo genético. En

condiciones óptimas, con 140 °C en la fuente de calor, encontraron que la eficiencia exergética de este ciclo es 25.76 %, la potencia obtenida es de 89.59 kW, y la refrigeración es de 12.54 kW.

Ghaebi et al. [40] propusieron un ciclo de refrigeración y potencia compuesto por un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por eyección, alimentados con fuentes de calor geotérmicas y con amoníaco - agua como fluido de trabajo. Realizaron un estudio paramétrico y una optimización del ciclo. Bajo condiciones óptimas, encontraron que las salidas de refrigeración, potencia neta, eficiencia térmica y eficiencia exergética tienen valores de 1133 kW, 2319 kW, 15 % y 47.8 %, respectivamente, utilizando una fuente de calor geotérmico a 110 °C.

Parikhani et al. [41] propusieron un nuevo ciclo termodinámico para la producción de refrigeración y potencia utilizando calor de baja temperatura de fuentes geotérmicas. Este ciclo se compone por un generador, un absorbedor, un intercambiador de calor de solución, un evaporador, un condensador, una turbina, una bomba, tres válvulas de expansión, un separador y un mezclador. Realizaron análisis energético, exergético y exergoeconómico del ciclo. Encontraron que las eficiencias térmicas, exergéticas y el costo unitario de los productos son de 16.4 %, 28.95 % y 93.87 \$/GJ, respectivamente. También encontraron que el ciclo propuesto es capaz de producir una mayor cantidad de refrigeración que de potencia.

Shankar et al. [42] propusieron un ciclo termodinámico para la producción simultánea de refrigeración y potencia, el cual se conforma de un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por absorción, añadiendo otros componentes como un deflegmador, un recalentador, un subenfriador, un separador y una válvula de expansión adicional. Estudiaron el desempeño de este ciclo al alimentarlo con calor solar. Shankar y Srivinas [43] analizan este ciclo termodinámico comparándolo con el ciclo Kalina y el ciclo de refrigeración por absorción, reportando factores de utilización de la energía de hasta 0.39.

Han et al. [44] propusieron un ciclo termodinámico para refrigeración y potencia con flujo másico ajustable. Determinaron que a pesar de la variación de diversos parámetros del ciclo, la refrigeración obtenida permanece constante.

Kordlar et al. [45] propusieron un nuevo ciclo termodinámico que se conforma por un ciclo Kalina y un ciclo de refrigeración por absorción, el cual utiliza amoníaco - agua como fluido de

trabajo y se alimenta de calor geotérmico.

Bian et al. [46] propusieron un ciclo combinado compuesto por un ciclo Kalina con amoníaco-agua como fluido de trabajo basado en conversión de energía térmica del océano (OTEC por sus siglas en inglés) y un ciclo de refrigeración por eyección con R600a como fluido de trabajo.

## 1.4. Justificación

En las últimas décadas se han agudizado los problemas ambientales debido en gran medida al crecimiento poblacional y al consumo de recursos a un ritmo acelerado. Este último supone un gran consumo de materias primas, así como de energía necesaria para transformarla en productos finales. En las industrias se utiliza una gran cantidad de combustibles, en su mayoría fósiles, y se libera al ambiente calor de desecho, que de acuerdo con Forman [4] rebasó los 340 PJ en 2012.

De acuerdo a lo presentado en las secciones anteriores, a nivel mundial el sector Industrial es el que demanda mayor cantidad de energía, mientras que a nivel nacional se encuentra en segundo lugar, y queda en tercer lugar considerando a los países de la OCDE. Por otro lado, la energía eléctrica es el segundo energético de mayor demanda, siendo la Industria el sector que más utiliza este tipo de energía. Por esto, es de importancia desarrollar métodos y dispositivos que conviertan la energía primaria de una manera más eficiente.

En la Revisión Bibliográfica se presentaron diversos sistemas que son capaces de producir potencia eléctrica y refrigeración utilizando calor de baja y media temperatura, así como estudios comparativos y de optimización realizados sobre el ciclo Kalina y el ciclo Goswami. A pesar de que se encontraron distintos sistemas que producen refrigeración y potencia de manera simultánea, no se encontró ningún ciclo igual a las configuraciones que se proponen a continuación.

En este trabajo se presenta un estudio de dos nuevas configuraciones para el ciclo Goswami, con las cuales se pretende incrementar la capacidad de refrigeración del ciclo, lo cual conlleva a un mayor aprovechamiento del calor suministrado.

## 1.5. Hipótesis

Al añadir al ciclo Goswami un condensador y una válvula de expansión posteriores al rectificador, y haciendo una división de flujo del refrigerante, se pueden obtener mayores potencias de enfriamiento, y por consiguiente mayores Factores de Utilización de Energía.

## 1.6. Objetivos

### 1.6.1. Objetivo general

Simular el ciclo Goswami operando con la mezcla amoníaco - agua, así como las nuevas configuraciones que se proponen, para determinar sus condiciones óptimas de operación, así como establecer la configuración que tenga un mejor aprovechamiento del calor suministrado.

### 1.6.2. Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica sobre los ciclos termodinámicos para la producción de refrigeración y potencia simultáneas.
- Realizar simulaciones en el software Engineering Equation Solver (EES) para el ciclo Goswami, así como de las nuevas configuraciones que se proponen; con división de flujo a la salida del rectificador y con sangrado en la turbina.
- Evaluar el desempeño del ciclo con las configuraciones propuestas, y compararlas con el ciclo Goswami.
- Determinar la configuración que tiene un mejor desempeño, así como sus condiciones óptimas de operación.

## Capítulo 2

# Fundamentos teóricos

En este capítulo se presentan los conceptos básicos necesarios para comprender el funcionamiento de los ciclos de absorción para la producción de refrigeración y potencia de manera simultánea que se analizan en el presente texto: se definen balances de masa, Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, entropía y exergía. Se presentan los ciclos principales en los que se basa el funcionamiento de los ciclos propuestos, como son: Rankine, refrigeración por compresión, refrigeración por absorción, Kalina y Goswami. De estos ciclos se mencionan los componentes que los conforman, se explica su funcionamiento y se exponen los balances de masa y energía que se utilizan para su análisis.

### 2.1. Balance de masa

El balance de masa dice que la transferencia neta de masa hacia o desde un volumen de control es igual al cambio de masa dentro de ese volumen de control, en un intervalo de tiempo. A continuación se muestra la ecuación que lo representa.

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad (2-1)$$

## 2.2. Primera Ley de la Termodinámica

La primera Ley de la Termodinámica, o Principio de Conservación de la Energía, tiene como enunciado el siguiente: “La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma”. La Primera Ley expresa que en todo proceso existe una explicación para el cambio en la cantidad de energía del sistema, la cual puede ser mediante entradas y salidas de calor, entradas y salidas de trabajo, y cambio en la energía interna ( $u$ ), siendo ésta la suma de todas las formas microscópicas de energía.

De esta Ley se obtiene la ecuación de la energía, o balance de energía, en el cual se considera que en un sistema cerrado, la energía que entra menos la energía que sale debe ser igual al cambio de ésta en el volumen de control. A continuación se presenta dicho balance.

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_e(u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_e - \sum \dot{m}_s(u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_s \pm \sum \dot{W} \pm \sum \dot{Q} \\ = \frac{d}{dt} \left[ m_{vc}(u + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{vc} \right] \end{aligned} \quad (2-2)$$

A la suma de los términos de energía interna ( $u$ ) y del producto de la presión por el volumen específico se le llama entalpía ( $h$ ), y es una propiedad de la materia que indica la energía del sistema bajo ciertas condiciones, por lo que  $h = u + Pv$ . Con esta definición, el balance de energía se puede escribir de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_e(h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_e - \sum \dot{m}_s(h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_s \pm \sum \dot{W} \pm \sum \dot{Q} \\ = \frac{d}{dt} \left[ m_{vc}(u + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{vc} \right] \end{aligned} \quad (2-3)$$

## 2.3. Segunda Ley de la Termodinámica

La Segunda Ley de la Termodinámica considera la calidad de la energía que se transfiere en un proceso, además de determinar la dirección en que éste ocurre. El enunciado de Kevin-Planck

para esta Ley establece que ninguna máquina térmica puede alcanzar una eficiencia del 100 %. Mediante este enunciado se explica que una máquina térmica tiene un límite de conversión de energía, y depende de la transferencia de energía que puede darse entre la máquina, el ambiente y el depósito de energía.

Por otro lado, el enunciado de Clausius establece 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” [47]. Este enunciado explica que en la naturaleza el calor se transferirá de una fuente de mayor temperatura a una de menor temperatura. También marca los fundamentos de un refrigerador o una bomba de calor, en los cuales se transfiere calor de una fuente de menor temperatura a una de mayor temperatura, necesitando una entrada de energía para su funcionamiento, ya sea en forma de potencia, como en el ciclo de refrigeración por compresión, o de calor y potencia, como en el ciclo de refrigeración por absorción. Ambos ciclos se explicarán posteriormente.

Los procesos termodinámicos se pueden clasificar en reversibles e irreversibles. Los procesos reversibles son aquellos que no dejan ningún rastro en los alrededores cuando regresan a su estado original mediante su proceso inverso, contrario a los procesos irreversibles. Sin embargo, los primeros son solamente procesos idealizados que ayudan a estudiar los fenómenos reales, por lo que no ocurren en la naturaleza. Los procesos reales son irreversibles debido a una serie de factores llamados irreversibilidades, como son: fricción, transferencia de calor mediante una diferencia de temperatura finita, expansión libre, mezclado de dos fluidos, resistencia eléctrica, deformación inelástica de sólidos y reacciones químicas.

## 2.4. Entropía

La entropía es una medida del desorden en un sistema. También se considera como una medida de las Irreversibilidades en un sistema, por lo que a diferencia de la energía, no existe la conservación de la entropía. La ecuación de la entropía es la siguiente:

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s \pm \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} = \frac{d}{dt} (m_{vc} s_{vc}) \quad (2-4)$$

Donde  $S_{gen}$  es la entropía generada y se calcula como el cambio de entropía en el sistema más el cambio de entropía en los alrededores. De acuerdo a los valores que se le pueden asignar se establece el principio de generación de entropía, el cual dice que en un proceso, si  $S_{gen} > 0$  el proceso es real, si  $S_{gen} = 0$  el proceso es ideal y si  $S_{gen} < 0$  el proceso es imposible. Estas definiciones apoyan la idea de la dirección en que ocurre un proceso que se establece en la Segunda Ley.

## 2.5. Exergía

La exergía es la energía disponible que hay en un sistema. También se define como el trabajo máximo que puede entregar cierto sistema o proceso, siendo el trabajo máximo aquel que realiza un proceso reversible desde un estado inicial hasta un estado muerto, es decir, hasta que ya no es posible extraer más energía. La ecuación general de la exergía se presenta a continuación:

$$\begin{aligned} & \sum \dot{m}_e \left[ (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}V^2 + gz \right]_e - \sum \dot{m}_s \left[ (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}V^2 + gz \right]_s \\ & \pm \sum \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \pm \sum \dot{W} - I = \frac{d}{dt} \left[ (u - u_0) + P(v - v_0) + \frac{1}{2}V^2 + gz \right]_{vc} m_{vc} \quad (2-5) \end{aligned}$$

Como se puede observar, la ecuación de la exergía incluye el balance de energía pero considerando el estado muerto, el balance de entropía en el sistema, la irreversibilidad y la energía asociada al flujo del calor, la cual considera la eficiencia de Carnot y se representa en el término  $\sum \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right)$ .

La irreversibilidad ( $I$ ) se calcula mediante la diferencia entre el trabajo máximo y el trabajo real que entrega el sistema. Se puede considerar como la parte de la energía que no se convirtió

en trabajo. Por lo tanto, cuanto más pequeña sea la irreversibilidad en un sistema, mayor será el trabajo producido.

## 2.6. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo de potencia de vapor que es comúnmente utilizado en las centrales eléctricas. Este ciclo se compone por una caldera, una turbina, un condensador y una bomba, como se muestra en la Figura 2-1. A continuación se explica el funcionamiento del ciclo Rankine ideal.

El fluido de trabajo, usualmente agua, entra como líquido saturado a la bomba (1) donde aumenta su presión isentrópicamente, obteniendo líquido subenfriado (2). Después entra a la caldera, donde aumenta su temperatura a presión constante para obtener vapor sobrecalentado (3), el cual pasa por la turbina; se expande isentrópicamente y sale como vapor saturado (4). Posteriormente pasa por el condensador, donde se extrae calor al fluido de trabajo formando líquido saturado a la misma presión, el cual entra a la bomba, completándose el ciclo.

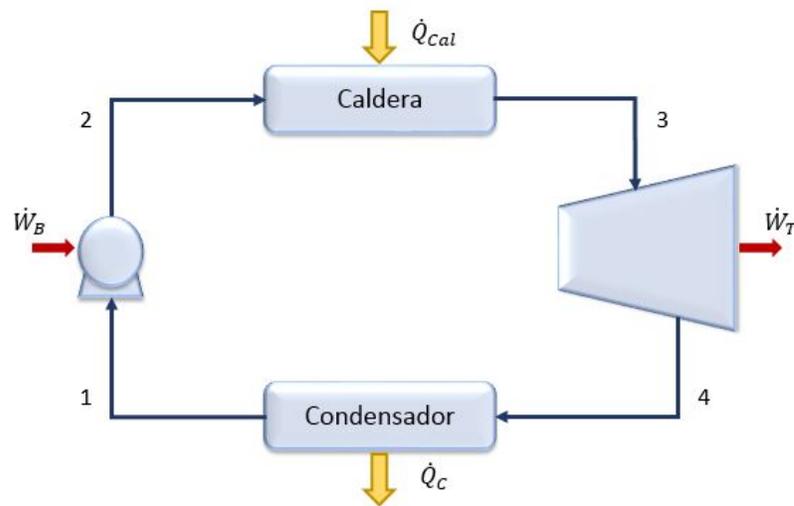


Figura 2-1: Diagrama de ciclo Rankine.

A continuación se muestran las ecuaciones principales que describen el funcionamiento de este ciclo.

Para la Caldera:

$$\dot{Q}_{\text{Cal}} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2-6)$$

Para la Turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2-7)$$

Para la Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2-8)$$

El trabajo neto es el trabajo producido por la turbina menos el trabajo consumido por la bomba.

$$\dot{W}_N = \dot{W}_T - \dot{W}_B \quad (2-9)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina mediante la razón del trabajo neto producido entre la energía consumida para realizar dicho trabajo.

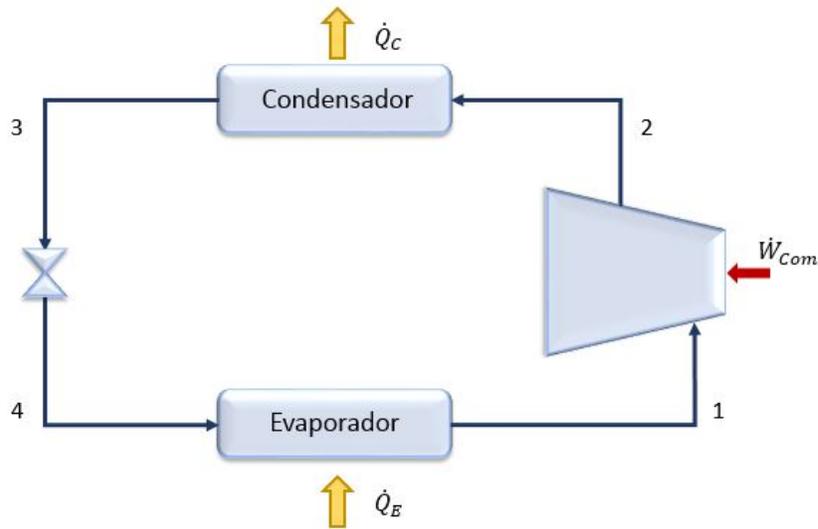
$$\eta = \frac{\dot{W}_N}{\dot{Q}_{\text{Cal}}} \quad (2-10)$$

## 2.7. Ciclo de refrigeración por compresión

El ciclo de refrigeración por compresión se compone por un compresor, un evaporador, una válvula de expansión y un condensador, como se muestra en la Figura 2-2. Este ciclo es ampliamente utilizado en refrigeradores, bombas de calor y sistemas de acondicionamiento de aire. A continuación se explica el funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión ideal.

El refrigerante entra al compresor como vapor saturado (1), aumenta su presión de manera isentrópica y sale como vapor sobrecalentado (2), el cual entra al condensador donde pierde calor a presión constante obteniendo líquido saturado (3). Posteriormente se expande isentálpicamente, de manera que el refrigerante que sale de la válvula de expansión se encuentra en la región de mezcla de líquido y vapor (4). Éste pasa por el evaporador, donde aumenta su tem-

peratura a presión constante hasta obtener vapor saturado, realizando el efecto de refrigeración y completando el ciclo.



**Figura 2-2:** Diagrama de ciclo Refrigeración por Compresión.

A continuación se muestran las ecuaciones que describen el funcionamiento de este ciclo.

Para el Evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2-11)$$

Para el Compresor:

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2-12)$$

Para medir la eficiencia en un ciclo de refrigeración se utiliza el Coeficiente de Operación (*COP*) de enfriamiento, el cual indica la eficiencia del ciclo y se calcula dividiendo la cantidad de calor que se requiere extraer en el espacio refrigerado entre el trabajo que se utiliza:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (2-13)$$

A diferencia de la Eficiencia, el COP de enfriamiento puede tener valores mayores a 1.

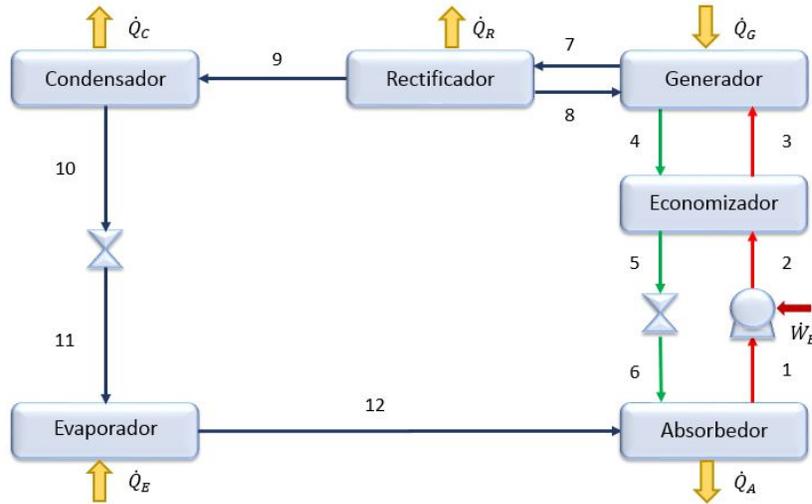
## 2.8. Ciclo de refrigeración por absorción

El propósito de este ciclo es lograr el efecto de refrigeración teniendo un menor consumo energético. Esto se logra al modificar el ciclo de refrigeración por compresión: se reemplaza el compresor por un sistema de absorción, el cual se compone por un generador, un absorbedor, un economizador, una bomba y una válvula de expansión, como se muestra en la Figura 2-3. En el sistema de absorción, la bomba es el único componente que consume energía eléctrica, y a diferencia del compresor su consumo de energía eléctrica es mínimo.

El ciclo de refrigeración por absorción funciona con una mezcla compuesta por un refrigerante y un absorbente. Las mezclas más utilizadas en estos sistemas son Amoniaco - Agua ( $\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}$ ) y Agua - Bromuro de Litio ( $\text{LiBr H}_2\text{O}$ ). En estas mezclas el primer componente es el refrigerante y el segundo es el absorbente, y se aprovecha su característica de tener distintas temperaturas de ebullición entre ambos componentes. Otras características a tomar en cuenta son las siguientes: que la mezcla no llegue a estado sólido, buena afinidad y solubilidad entre ambos componentes, las presiones de operación moderadas, las propiedades de transporte como son viscosidad, conductividad térmica y coeficiente de difusión; que no sea corrosiva y que sea asequible económicamente.

A continuación se explica el funcionamiento del presente ciclo. En el generador se evapora el refrigerante separándolo del absorbente, obteniendo dos flujos: el estado 7 es refrigerante casi puro como vapor saturado y el estado 4 es una mezcla de baja concentración de refrigerante. El flujo 7 pasa por un rectificador en caso de que queden trazas del absorbente para obtener un refrigerante puro (9). Posteriormente entra al condensador, en el cual el refrigerante pierde calor a presión constante obteniendo líquido saturado (10) que se expande isentálpicamente (11) para entrar al evaporador, donde se produce el efecto de refrigeración, obteniendo vapor saturado (12). El flujo 4 que sale del generador pasa por el economizador, donde transfiere parte de su calor al flujo de alta concentración de refrigerante obteniendo el flujo 5, posteriormente se expande isentálpicamente (6) y entra al absorbedor, donde se mezcla con el flujo 12, obteniendo así una mezcla con alta concentración de refrigerante (1). Esta mezcla se bombea (2), pasa por

el economizador aumentando su temperatura (3) y entra al generador, completándose el ciclo.



**Figura 2-3:** Diagrama de ciclo Refrigeración por Absorción.

A continuación se presentan las ecuaciones principales que describen este ciclo.

Para el Generador:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2-14)$$

Para el Evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11}) \quad (2-15)$$

El  $COP$  en este caso se define de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (2-16)$$

Debido a que la magnitud del trabajo de la bomba es muy pequeña comparado con el calor del generador, el  $COP$  se suele simplificar obteniendo la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (2-17)$$

## 2.9. Ciclo Kalina

El ciclo Kalina es un ciclo para la producción de potencia mediante un sistema de absorción, por lo cual se pueden aprovechar fuentes de calor con temperaturas más bajas que aquellas utilizadas en un ciclo Rankine. Este ciclo se compone por un evaporador, una turbina, un rectificador, un generador, un economizador, un absorbedor, una bomba y una válvula de expansión, como se muestra en la Figura 2-4. A continuación se explica el funcionamiento del ciclo.

En el generador se separa el refrigerante del absorbente, obteniendo dos flujos; el primer flujo (7) es de refrigerante casi puro como vapor saturado, que pasa por un rectificador donde se pretende obtener un refrigerante más puro (9), evitando así que el absorbente forme líquido dentro de la turbina y la dañe. Posteriormente el refrigerante entra a la turbina como vapor sobrecalentado, donde se expande isentrópicamente (10); después pasa por el evaporador, donde sale como vapor sobrecalentado (11) y entra al absorbedor. El segundo flujo que sale del generador (4) es una mezcla de baja concentración de refrigerante, la cual pasa por el economizador, donde cede parte de su calor obteniendo el flujo 5, y después pasa por la válvula de expansión (6), para llegar al absorbedor donde se mezcla con el flujo 11. En el absorbedor se forma una mezcla de alta concentración de refrigerante (1), la cual pasa por la bomba (2) y posteriormente por el economizador, donde aumenta su temperatura (3) para llegar al generador, completándose el ciclo.

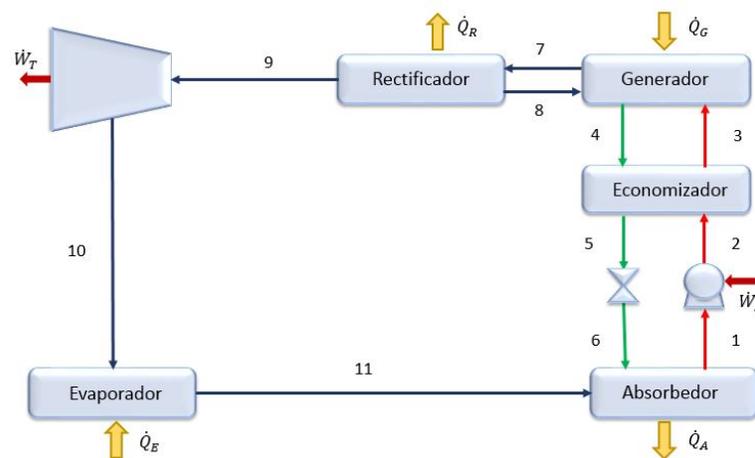


Figura 2-4: Diagrama de ciclo Kalina.

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el funcionamiento de este ciclo.

Para el Generador:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2-18)$$

Para la Turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{10}(h_9 - h_{10}) \quad (2-19)$$

Para la Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (2-20)$$

El Trabajo Neto se presenta en la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_N = \dot{W}_T - \dot{W}_B \quad (2-21)$$

La eficiencia térmica de este ciclo se presenta a continuación:

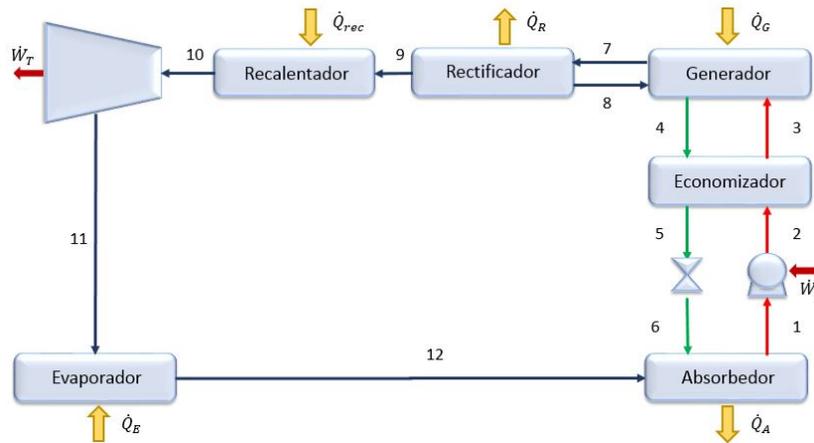
$$\eta = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (2-22)$$

## 2.10. Ciclo Goswami

El ciclo Goswami es un ciclo de absorción para la producción de refrigeración y potencia de manera simultánea, y puede considerarse como la unión de un ciclo de refrigeración por absorción con un ciclo Rankine. Este ciclo puede admitir calor de desecho, geotérmico o solar térmico como fuentes de energía, ya que funciona con fuentes de baja a media temperatura.

Sus componentes son: una turbina, un evaporador, un recalentador, un rectificador, un absorbedor, un economizador, un generador, una bomba y una válvula de expansión, como se muestra en la Figura 2-5. A continuación se explica el funcionamiento del ciclo.

En el generador se evapora el refrigerante para separarlo del absorbente, obteniendo dos flujos. En el primero (7) el refrigerante pasa por el rectificador para eliminar las trazas de absorbente obteniendo un refrigerante casi puro (9) y posteriormente pasa por un recalentador para aumentar su temperatura, obteniendo un vapor sobrecalentado (10), el cual se expande isentrópicamente en la turbina (11). Posteriormente el refrigerante entra al evaporador, donde se produce el efecto de refrigeración, obteniendo vapor sobrecalentado (12). El segundo flujo que se obtiene del Generador es una mezcla de baja concentración de refrigerante (4), que entra al economizador donde cede parte de su calor (5) y posteriormente pasa por la válvula de expansión, donde se expande isentálpicamente (6), para entrar al absorbedor y mezclarse con el flujo 12, obteniendo una mezcla con alta concentración de refrigerante (1). Esta mezcla pasa por una bomba, la cual aumenta su presión de manera isentrópica (2), posteriormente pasa por un economizador donde aumenta su temperatura (3) y finalmente entra al generador, completándose el ciclo.



**Figura 2-5:** Diagrama de ciclo Goswami.

A continuación se presentan las ecuaciones que describen el funcionamiento de este ciclo.

Para el Generador:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8 \quad (2-23)$$

Para el Evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) \quad (2-24)$$

Para la Turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{11}(h_{10} - h_{11}) \quad (2-25)$$

Para la Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (2-26)$$

El Trabajo Neto se presenta en la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_N = \dot{W}_T - \dot{W}_B \quad (2-27)$$

En este ciclo se produce calor y potencia de manera simultánea, por lo cual es conveniente definir el *FUE* como una medida de la eficiencia del ciclo, en lugar del *COP*. EL *FUE* indica la cantidad de energía aprovechada en el ciclo, sin embargo se debe ser cauteloso en su uso debido a que combina diferentes tipos de energía.

$$FUE = \frac{\dot{Q}_E + \dot{W}_T}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_{Rec} + \dot{W}_B} \quad (2-28)$$

## Capítulo 3

# Descripción de los sistemas

En este capítulo se explica el funcionamiento de los dos ciclos que se proponen, los cuales son ciclos de absorción para la producción de refrigeración y potencia de manera simultánea que surgen de variaciones al ciclo Goswami. Para cada ciclo se exponen los balances de masa, especies y energía en cada componente. Se presentan los parámetros de eficiencia que se utilizan para la evaluación de los ciclos, los cuales son: factor de utilización de energía, eficiencia exergética e irreversibilidad. Para finalizar, se exponen las consideraciones y los parámetros de entrada que se utilizan en la simulación de los ciclos, se presentan los métodos de solución que utiliza el software EES y que se aplicaron para la simulación, y se explican los algoritmos de solución que se siguieron.

### 3.1. Modelo I

Este ciclo es una variación del ciclo Goswami en el que se añade un condensador y una válvula de expansión a la salida del rectificador para incrementar el efecto de refrigeración producido en el evaporador. El diagrama del ciclo se muestra en la Figura 3-1.

### 3.1.1. Funcionamiento del ciclo

En el Generador se evapora el refrigerante para separarlo del absorbente, formando dos flujos: el primero es un flujo de refrigerante casi puro (7) el cual pasa por el rectificador para obtener un refrigerante puro (9). A la salida del rectificador, el refrigerante se divide en los siguientes flujos: el flujo 13 entra al recalentador y el flujo 14 entra al condensador. A la salida del recalentador (10) el refrigerante pasa por la turbina donde se expande isentrópicamente obteniendo el flujo 11. A la salida del condensador (15) se tiene líquido saturado, el cual pasa por una válvula de expansión donde se expande isentálpicamente obteniendo el flujo 16, el cual se mezcla con el flujo 11 formando el flujo 17, que entra al evaporador obteniendo vapor sobrecalentado (12) al realizar el efecto de refrigeración. El segundo flujo que sale del generador es una mezcla con baja concentración de refrigerante (4) el cual pasa por el economizador donde cede parte de su calor (5). Posteriormente pasa por una válvula de expansión donde se expande isentálpicamente (6) para entrar al absorbedor, donde se mezcla con el flujo 12 obteniendo una mezcla con alta concentración de refrigerante (1) como líquido saturado, el cual se bombea (2) para entrar al economizador, donde aumenta su temperatura (3) y finalmente entra al generador, completando el ciclo.

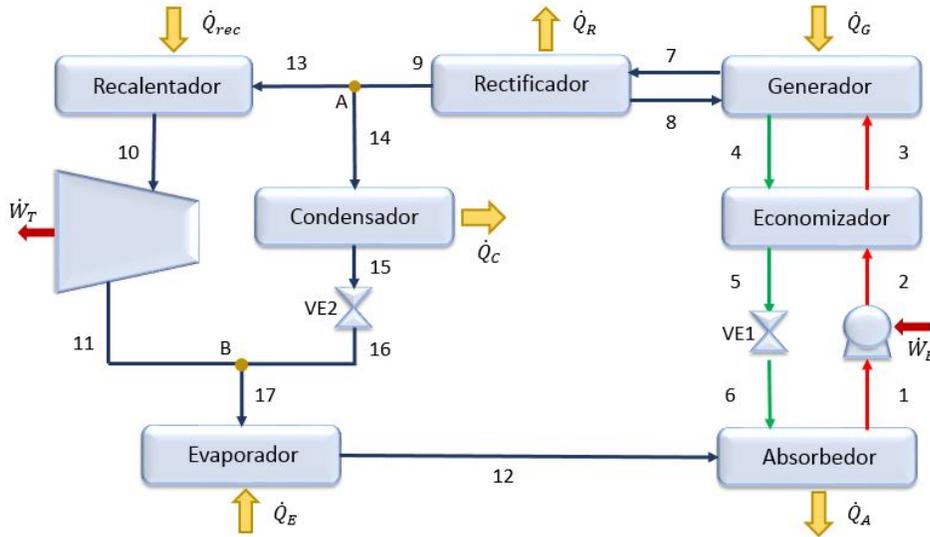


Figura 3-1: Diagrama de Modelo I.

### 3.1.2. Modelo matemático

A continuación se presentan los balances de masa, especies y energía que describen este ciclo, los cuales fueron utilizados para el desarrollo del modelo en el programa EES.

- Generador

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3-1)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (3-2)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (3-3)$$

- Rectificador

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (3-4)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad (3-5)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_R \quad (3-6)$$

- Punto A

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_9 FE \quad (3-7)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} \quad (3-8)$$

- Recalentador

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{13} \quad (3-9)$$

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_{\text{Rec}} = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3-10)$$

- Turbina

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3-11)$$

$$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{W}_T \quad (3-12)$$

- Condensador

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (3-13)$$

$$\dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{Q}_C \quad (3-14)$$

- Punto B

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (3-15)$$

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_{17}h_{17} \quad (3-16)$$

- Evaporador

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{17} \quad (3-17)$$

$$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{12}h_{12} \quad (3-18)$$

- Absorbedor

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \quad (3-19)$$

$$\dot{m}_6x_6 + \dot{m}_{12}x_{12} = \dot{m}_1x_1 \quad (3-20)$$

$$\dot{m}_6h_6 + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_A \quad (3-21)$$

- Economizador

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3-22)$$

$$x_2 = x_3 \quad (3-23)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3-24)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3-25)$$

$$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_5h_5 \quad (3-26)$$

$$\eta_{Ec} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (3-27)$$

- Bomba

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3-28)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3-29)$$

$$\dot{W}_B = \frac{(\dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1)}{\eta_B} \quad (3-30)$$

- Válvula de Expansión 1

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3-31)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3-32)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (3-33)$$

- Válvula de Expansión 2

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3-34)$$

$$\dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} \quad (3-35)$$

## 3.2. Modelo II

Este ciclo es una variación del ciclo Goswami en el que se hace una extracción de flujo a la turbina a una presión intermedia y se hace pasar por un condensador y una válvula de expansión para incrementar el efecto de refrigeración producido en el evaporador sin sacrificar la potencia producida por el ciclo. El diagrama del ciclo se muestra en la Figura 3-2.

### 3.2.1. Funcionamiento del ciclo

En el Generador se evapora el refrigerante para separarlo del absorbente, formando dos flujos: el primero es un flujo de refrigerante casi puro (7) el cual pasa por el rectificador para obtener un refrigerante puro (9). Posteriormente pasa por el recalentador para incrementar su temperatura (10) y después entra a la turbina donde una fracción del refrigerante se expande hasta una presión intermedia, obteniendo el flujo 13. El resto del refrigerante se expande completamente en la turbina obteniendo el flujo 11. El flujo 13 entra al condensador, del cual se obtiene líquido saturado (14) que se expande isentálpicamente en una válvula de expansión obteniendo el flujo 15, el cual se mezcla con el flujo 11 para entrar al evaporador (16) de donde se obtiene el efecto de refrigeración formando vapor sobrecalentado (12). El resto del ciclo corresponde al sistema de absorción, el cual funciona de la misma manera que en el caso anterior.

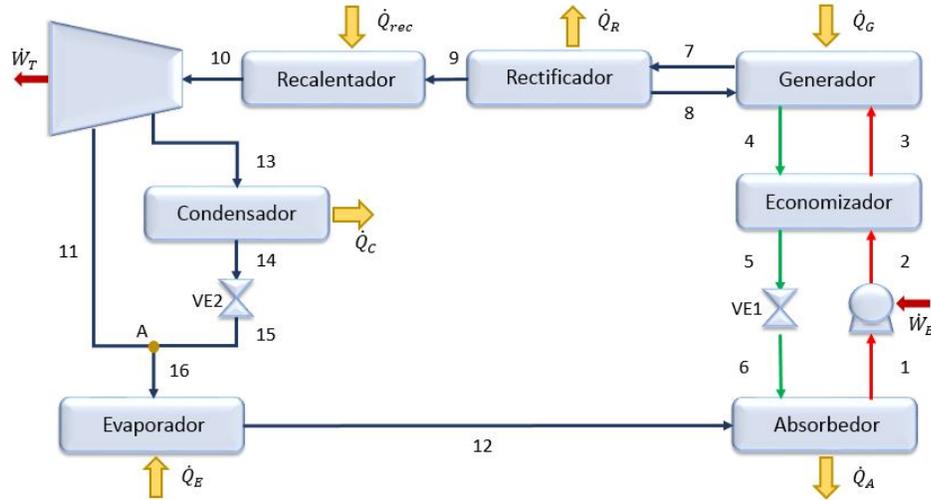


Figura 3-2: Diagrama de Modelo II.

### 3.2.2. Modelo matemático

A continuación se presentan los balances de masa, especies y energía que describen este ciclo.

- Generador

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3-36)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (3-37)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (3-38)$$

- Rectificador

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (3-39)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad (3-40)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_R \quad (3-41)$$

- Recalentador

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3-42)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{\text{Rec}} = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3-43)$$

- Turbina

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{10} FE \quad (3-44)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{13} \quad (3-45)$$

$$\dot{W}_T = \eta_T (\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{13} h_{13}) \quad (3-46)$$

- Condensador

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (3-47)$$

$$\dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{Q}_C \quad (3-48)$$

- Punto A

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3-49)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} \quad (3-50)$$

- Evaporador

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{16} \quad (3-51)$$

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (3-52)$$

- Absorbedor

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \quad (3-53)$$

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} = \dot{m}_1 x_1 \quad (3-54)$$

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A \quad (3-55)$$

- Economizador

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3-56)$$

$$x_2 = x_3 \quad (3-57)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3-58)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3-59)$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (3-60)$$

$$\eta_{Ec} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (3-61)$$

- Bomba

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3-62)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3-63)$$

$$\dot{W}_B = \frac{(\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1)}{\eta_B} \quad (3-64)$$

- Válvula de Expansión 1

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3-65)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3-66)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (3-67)$$

- Válvula de Expansión 2

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (3-68)$$

$$\dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15} \quad (3-69)$$

### 3.3. Parámetros para la evaluación de los ciclos

En esta sección se presentan tres parámetros que serán utilizados para evaluar el desempeño de los ciclos.

#### 3.3.1. Factor de Utilización de Energía

En el Capítulo 2 se presentó el *FUE*. En estos ciclos se calcula de la siguiente manera:

$$FUE = \frac{\dot{Q}_E + \dot{W}_N}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_{Rec}} \quad (3-70)$$

### 3.3.2. Eficiencia exergetica

Debido a que el *FUE* mezcla en su cálculo distintos tipos de energía, es necesario utilizar otro parámetro que no tenga dicho problema, como es la eficiencia exergetica, la cual se calcula dividiendo la exergía útil que se produce entre la exergía que se consume en el ciclo.

$$\eta_{\text{Ex}} = \frac{\dot{W}_N + \dot{Q}_E \left( \frac{T_0 - T_E}{T_E} \right)}{\dot{Q}_G \left( 1 - \frac{T_0}{T_G} \right) + \dot{Q}_{\text{Rec}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{\text{Rec}}} \right)} \quad (3-71)$$

### 3.3.3. Irreversibilidad

Este parámetro indica la exergía que pierde el sistema y se calcula restando la exergía que se suministra al sistema menos la exergía útil que entrega.

$$\dot{i} = \left[ \dot{Q}_G \left( 1 - \frac{T_0}{T_G} \right) + \dot{Q}_{\text{Rec}} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{\text{Rec}}} \right) \right] - \left[ \dot{W}_N + \dot{Q}_E \left( \frac{T_0 - T_E}{T_E} \right) \right] \quad (3-72)$$

## 3.4. Simulación de los ciclos termodinámicos

Las simulaciones de los ciclos fueron realizadas en el software Engineering Equation Solver (EES). A continuación se presentan las consideraciones y los parámetros de entrada que se utilizaron para la simulación de los ciclos, así como los algoritmos de solución que se siguieron.

### 3.4.1. Consideraciones

La simulación de estos sistemas requiere de algunas simplificaciones, las cuales se muestran a continuación.

1. Existe equilibrio termodinámico en los ciclos
2. Los sistemas se consideran en estado estacionario
3. Las pérdidas de calor de los componentes son despreciables
4. A la salida del condensador, el refrigerante se encuentra en estado de saturación
5. La mezcla está en condiciones de saturación a la salida del generador y del absorbedor
6. La pérdida de presión en las tuberías es despreciable

7. La bomba es isentrópica
8. Las válvulas de expansión son isentálpicas

### 3.4.2. Parámetros de entrada

Los parámetros de entrada que se utilizaron se enlistan en la Tabla 3-1. Cabe aclarar que los valores asignados a las eficiencias de la turbina y la bomba son los mismos que los utilizados por Demirkaya et al. [23], para obtener una comparación más acertada de los modelos propuestos con el ciclo Goswami. Por otro lado, el valor que se utiliza para la eficiencia del economizador se tomó de valores experimentales para intercambiadores de calor de placas obtenidos en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables de la UNAM.

Parámetro	Rango de operación	Intervalo
TA (°C)	20 - 40	5
TE (°C)	-10 - 10	5
TG (°C)	90 - 150	10
PA (kPa)	2000 - 4000	500
$\Delta T$ (°C)	10 - 50	20
FE (-)	0 - 1	0.1
x4 (-)	0.20 - 0.40	0.05
$\eta_B$ (-)	0.80	-
$\eta_T$ (-)	0.85	-
$\eta_{Ec}$ (-)	0.70	-
$m_g$ (kg/s)	1	-
$x_R$ (-)	0.995	-

**Tabla 3-1:** *Parámetros entrada Modelos I y II.*

### 3.4.3. Solución de ecuaciones en EES

Para resolver las ecuaciones que se presentaron anteriormente, el software EES utiliza una variante del método de Newton para la resolución de sistemas no lineales, en el que la matriz Jacobiana necesaria en dicho método se evalúa numéricamente en cada iteración.

Para la obtención de las propiedades de la mezcla amoníaco - agua se utilizó una rutina incluida en el software que utiliza las ecuaciones de estado descritas por Ibrahim y Klein [48], quienes proporcionan ecuaciones de estado separadas para las fases de líquido y gas, para amoníaco puro y agua pura. Para la mezcla en estado gaseoso, asumieron que ésta se comporta como una solución ideal, mientras que en estado líquido modificaron la energía libre de Gibbs, incluyendo datos experimentales para altas presiones y temperaturas. Esta correlación cubre la mezcla líquido - vapor en equilibrio para presiones de 20 a 11000 kPa y temperaturas de -43 a 327 °C. Teniendo como datos de entrada tres propiedades, se pueden obtener de manera explícita el resto de ellas, mientras que para determinar el equilibrio de fase es necesario resolver un sistema de ecuaciones no lineales, mediante el método mencionado anteriormente.

### 3.4.4. Algoritmo de solución Modelo I

A continuación se explica el algoritmo de solución para el Modelo I simulado en el software EES.

La presión baja del ciclo se calcula como la presión de saturación a la salida del evaporador, considerando refrigerante puro.

$$PB = P_{sat}(T_{12})$$

Posteriormente, se calculan las fracciones en masa de amoníaco de los puntos 1 y 4.

$$x_1 = x(T_1, PB, q = 0)$$

$$x_4 = x(T_4, PA, q = 0)$$

Se calculan los flujos másicos en todo el ciclo mediante los balances de masa y materia presentados en la sección 3.2.2.

Se calculan las entalpías de los puntos 1 y 4 mediante la rutina para amoniaco - agua.

$$h_1 = h(TA, PB, q = 0)$$

$$h_4 = h(TG, PA, q = 0)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 2, 3, 5, 6 mediante balances de energía en los componentes que corresponden, de acuerdo a las ecuaciones mostradas en la sección 3.2.2.

Se calcula la temperatura del punto 3 mediante la rutina para amoniaco - agua.

$$T_3 = T(PA, x_1, h_3)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 y 15 mediante la rutina para amoniaco - agua.

$$h_7 = h(T_3, PA, q = 1.001)$$

$$h_8 = h(T_9, PA, q = 0)$$

$$h_9 = h(PA, x_R, q = 1)$$

$$h_{10} = h(T_9 + \Delta T, PA, q = 1.001)$$

$$h_{11} = h(PB, x_R, s_{10})$$

$$h_{12} = h(TE, PB, q = 1)$$

$$h_{13} = h(PA, x_R, q = 1)$$

$$h_{14} = h(PA, x_R, q = 1)$$

$$h_{15} = h(TA, PA, q = 0)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 16 y 17 mediante balances de energía en los componentes que corresponden, de acuerdo a las ecuaciones mostradas en la sección 3.2.2.

Posteriormente, se calculan trabajos y calores mediante balances de energía, así como los parámetros de eficiencia mediante las ecuaciones 3-70, 3-71 y 3-72.

### 3.4.5. Algoritmo de solución Modelo II

A continuación se explica el algoritmo de solución para el Modelo II simulado en el software EES.

La presión baja del ciclo se calcula como la presión de saturación a la salida del evaporador, considerando refrigerante puro.

$$PB = P_{sat}(T_{12})$$

Para calcular la presión intermedia, se toma en cuenta la presión de saturación a la salida del condensador, considerando refrigerante puro.

$$P_{int} = P_{sat}(T_{14})$$

Posteriormente, se calculan las fracciones en masa de amoníaco de los puntos 1 y 4.

$$x_1 = x(T_1, PB, q = 0)$$

$$x_4 = x(T_4, PA, q = 0)$$

Se calculan los flujos másicos en todo el ciclo mediante los balances de masa y materia presentados en la sección 3.2.3.

Se calculan las entalpías de los puntos 1 y 4 mediante la rutina para amoníaco - agua.

$$h_1 = h(TA, PB, q = 0)$$

$$h_4 = h(TG, PA, q = 0)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 2, 3, 5 y 6 mediante balances de energía en los componentes que corresponden, de acuerdo a las ecuaciones presentadas en la sección 3.2.3.

Se calcula la temperatura del punto 3 mediante la rutina para amoníaco - agua.

$$T_3 = T(PA, x_1, h_3)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 1, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 y 14 mediante la rutina para amoníaco - agua.

$$h_7 = h(T_3, PA, q = 1.001)$$

$$h_8 = h(T_9, PA, q = 0)$$

$$h_9 = h(PA, x_R, q = 1)$$

$$h_{10} = h(T_9 + \Delta T, PA, q = 1.001)$$

$$h_{11} = h(PB, x_R, s_{10})$$

$$h_{12} = h(TE, PB, q = 1)$$

$$h_{13} = h(Pint, x_R, s_{10})$$

$$h_{14} = h(TA, Pint, q = 0)$$

Se calculan las entalpías de los puntos 15 y 16 mediante balances de energía en los componentes que corresponden, de acuerdo a las ecuaciones presentadas en la sección 3.2.3.

Posteriormente, se calculan trabajos y calores mediante balances de energía, así como los parámetros de eficiencia mediante las ecuaciones 3-70, 3-71 y 3-72.

## Capítulo 4

# Resultados

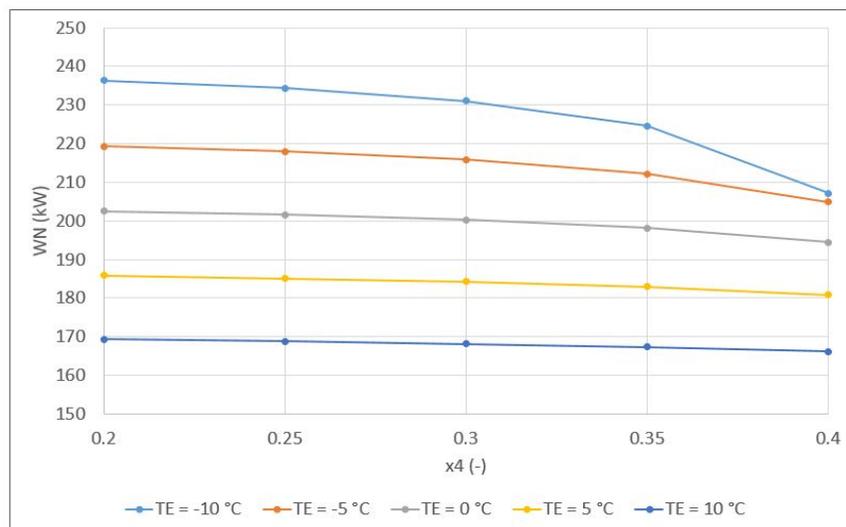
En este capítulo se presentan los resultados de las simulaciones realizadas en el Software EES. En la sección 4.1 se presenta una comparación de la simulación del ciclo Goswami realizada con un trabajo previo, así como el efecto de la concentración de la mezcla en el trabajo neto. En la sección 4.2 se presentan los resultados de la simulación del ciclo con división de flujo a la salida del rectificador (modelo I), en la sección 4.3 se presentan los resultados de la simulación del ciclo con extracción de vapor en la turbina (modelo II), y en la sección 4.4 se presenta la comparación de ambos modelos con el ciclo Goswami. Para cada ciclo se reportan los siguientes parámetros en función de la temperatura de evaporación y de la fracción de extracción: trabajo de la turbina, trabajo de la bomba, trabajo neto, calor del evaporador, factor de utilización de energía, eficiencia exergética e irreversibilidades.

### 4.1. Ciclo Goswami

A continuación se presenta una comparación del ciclo Goswami simulado en este trabajo y el ciclo Goswami simulado por Xu et al. [13], para validar las simulaciones realizadas. En esta comparación se utilizaron los parámetros de entrada que se presentan en el artículo, los cuales son:  $T_E = 7\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_G = 127\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_A = 3000\text{ kPa}$ ,  $P_B = 200\text{ kPa}$ ,  $x_4 = 0.415$ . Se observa que el trabajo de la turbina varía un 12 %, y la suma de trabajo de la turbina y calor del evaporador

varía un 23%. Estas diferencias se deben a que el modelo simulado por Xu tiene una variación en los flujos que intervienen en el economizador y en el rectificador, además de que en dicho artículo se utiliza la ecuación de energía libre de Gibbs para obtener los parámetros en cada punto, la cual es una ecuación menos confiable que las que se utilizan en este trabajo.

Por otro lado, en la Figura 4-1 se muestra el efecto de la variación de TE y  $x_4$  en WN. Los parámetros de entrada que se utilizaron son los siguientes: PA = 3000 kPa, TG = 130 °C, TA = TC = 30 °C,  $\Delta T = 10$  °C. Se observa que WN aumenta aproximadamente 20 kW con cada incremento de TE. Por otro lado, WN decrementa entre 2 y 7% con el aumento de  $x_4$ , concentración a la salida del generador. Sin embargo, para TE = -10°C se observa un mayor decremento para valores de  $x_4$  altos. Esto se debe a que los valores de  $x_4$  y  $x_1$  son muy cercanos en este punto, lo cual hace que WB sea mayor, provocando una disminución en WN.

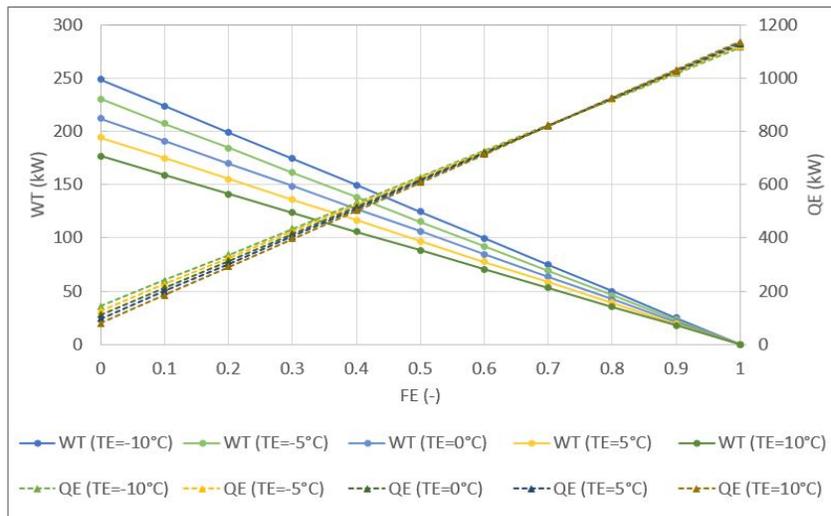


**Figura 4-1:**  $\dot{W}N$  en función de TE y  $x_4$  para el ciclo Goswami.

## 4.2. Resultados Modelo I

A continuación se presentan los resultados de la simulación del Modelo I, el cual es una variación del ciclo Goswami con división de flujo a la salida del rectificador. Los parámetros de entrada que se utilizaron son los siguientes: PA = 3000 kPa, TG = 130 °C, TA = TC = 30 °C,  $\Delta T = 10$  °C.

En la Figura 4-2 se muestra la potencia de la turbina y la potencia de enfriamiento en función de la Fracción de Extracción (FE) para diferentes temperaturas de evaporación. Para una FE = 0 el ciclo funciona como un ciclo Goswami. En este caso, se obtiene una mayor  $\dot{W}T$  cuando TE = -10 °C, llegando  $\dot{W}T$  a 248.8 kW. Cuando se tiene una TE de 10 °C la potencia de la turbina es de 176.5 kW. Sin embargo, a medida que aumenta FE, la diferencia en la potencia entregada por la turbina va disminuyendo conforme aumenta TE, llegando a ser la misma para cualquier TE con FE = 1. Por otro lado, se observa que la potencia de enfriamiento no varía significativamente respecto a TE. La disminución de  $\dot{W}T$  con el aumento de TE se debe a que PB es mayor a TE altas, por lo que se tiene una menor expansión del vapor en la turbina.



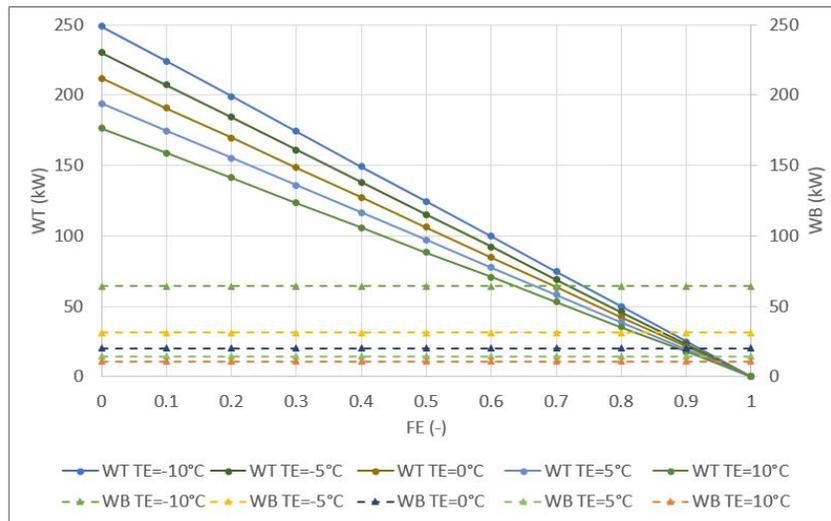
**Figura 4-2:**  $\dot{W}T$  y  $\dot{Q}E$  del Modelo I.

Por otro lado, cuando FE = 0.5, la potencia de la turbina disminuye aproximadamente un 50% para los diferentes valores de TE, con respecto a los valores de  $\dot{W}T$  para FE = 0; sin embargo, la potencia de enfriamiento alcanza valores de hasta 600 kW, siendo aproximadamente seis veces mayor que para FE = 0.

Cuando FE = 1 el ciclo funciona como un ciclo de refrigeración por absorción, y no hay producción de trabajo en la turbina, provocando que la potencia de enfriamiento se incremente considerablemente llegando a valores de hasta 1120 kW, lo que significa que la potencia de

enfriamiento aumenta hasta 11 veces con respecto a los valores obtenidos con  $FE = 0$ .

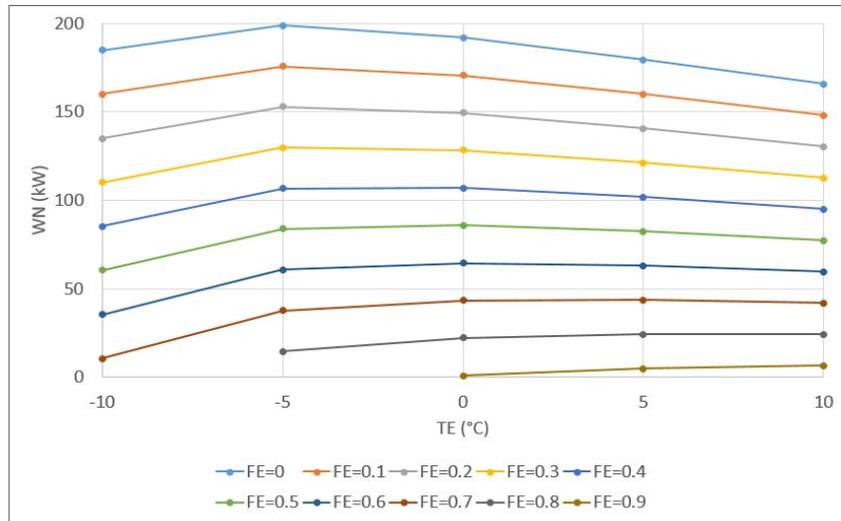
En la Figura 4-3 se observa que la potencia entregada por la turbina disminuye con el incremento de FE, como se observó en la Figura 4-2. Sin embargo, la potencia de la bomba permanece constante con el cambio de FE. Esto es debido a que el cambio de FE no afecta las presiones ni las temperaturas de generación ni de absorción, ni los flujos másicos en el sistema de absorción, por lo que la potencia de la bomba no cambia. Por otro lado, se puede ver que para valores de FE hasta 0.7 la potencia entregada por la turbina es mayor que la potencia requerida por la bomba. Sin embargo, a valores mayores de FE la potencia de la bomba puede ser mayor que la potencia de la turbina, por lo que se debe cuestionar si vale la pena utilizar este modelo a altos valores de FE.



**Figura 4-3:**  $\dot{W}T$  y  $\dot{W}B$  del Modelo I.

En la Figura 4-4 se muestra el trabajo neto del Modelo I a diferentes FE. Se puede ver que  $\dot{W}N$  toma valores máximos para  $TE = -5^\circ C$  y tiene una disminución para temperaturas mayores. Esto se debe a que la potencia de la bomba a  $TE = -10^\circ C$  es muy alta, como se puede ver en la Figura 4-3 y disminuye significativamente para  $TE = -5^\circ C$ , lo que ocasiona que  $\dot{W}N$  crezca en este rango de temperaturas. Sin embargo, a medida que aumenta TE la disminución de  $\dot{W}B$  deja de ser significativa, por lo que la potencia realizada por la turbina es más relevante

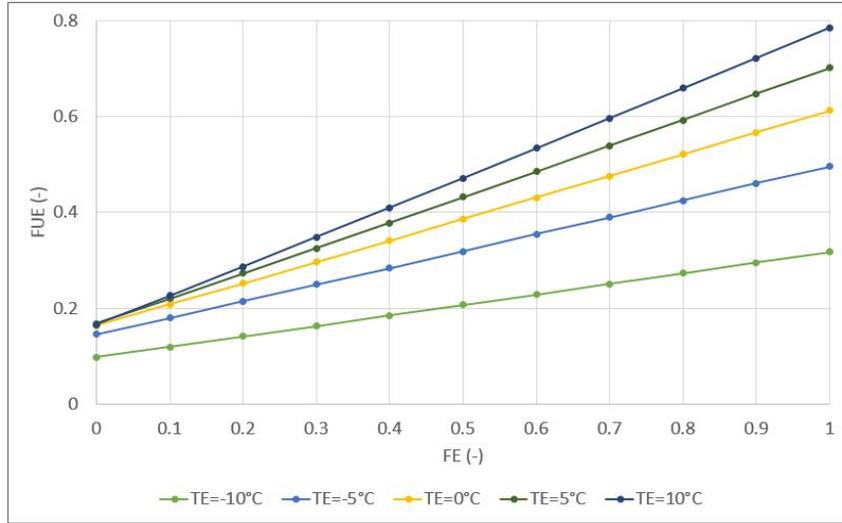
y tiende a disminuir con el aumento de TE ya que se tiene una menor expansión del vapor al interior de la turbina.



**Figura 4-4:**  $\dot{W}_N$  del Modelo I.

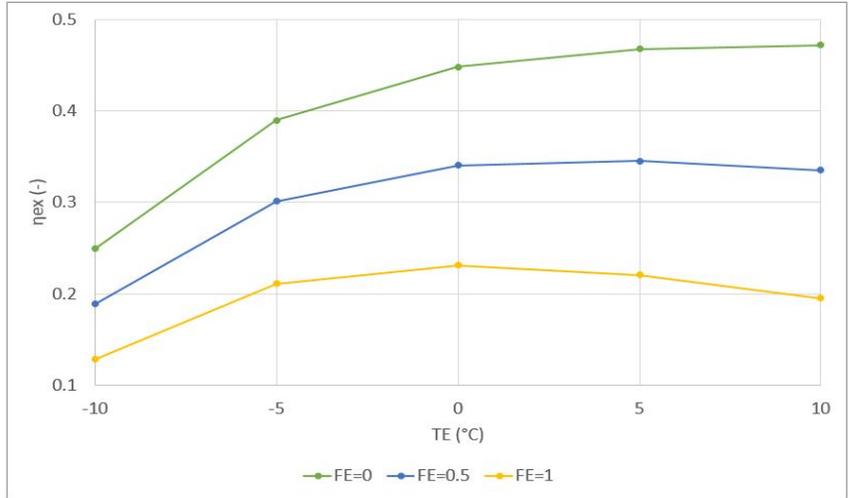
Por otro lado, se observa que  $\dot{W}_N$  varía significativamente con el aumento de FE, ya que para FE = 0.9 la  $\dot{W}_N$  entregada es de pocos kW, mientras que para FE = 0 la  $\dot{W}_N$  varía de 170 a 200 kW, dependiendo de la temperatura de evaporación. Esta variación se debe a que con el aumento de FE se tiene una menor cantidad de vapor expandiéndose en la turbina, por lo que  $\dot{W}_T$  es menor.

En la Figura 4-5 se muestra el FUE en función de FE para diferentes temperaturas de evaporación. Se observa que el FUE tiene valores más grandes a mayores temperaturas de evaporación. Además, aumenta considerablemente con el incremento de FE, tomando un valor mínimo de 0.1 con TE = -10 °C y FE = 0, y llegando a un valor máximo de 0.785 con TE = 10 °C y FE = 1. El incremento significativo del FUE se debe al incremento de  $\dot{Q}_E$ , como se puede observar en la Figura 4-2, de acuerdo a la ecuación 3-70.



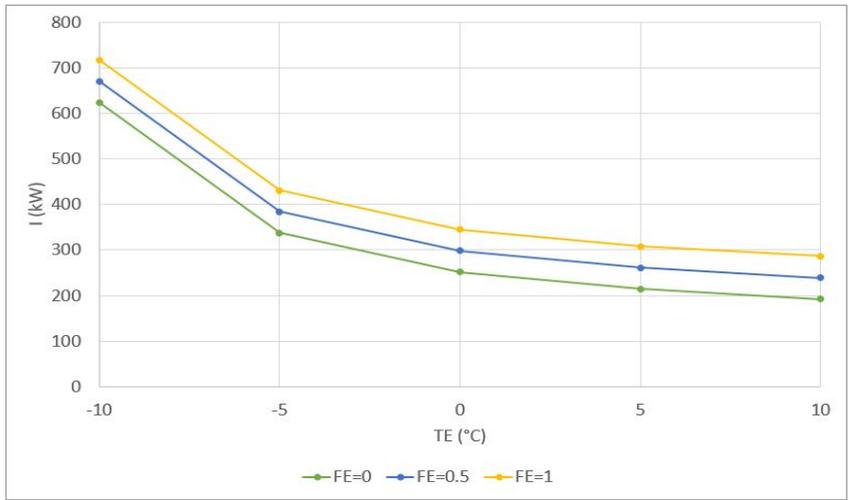
**Figura 4-5:** *FUE del Modelo I.*

En la Figura 4-6 se muestra la variación de la eficiencia exergética en función de la temperatura de evaporación para diferentes FE. Se observa que la eficiencia exergética es mayor a FE menores. Por otro lado, se puede observar que la eficiencia exergética aumenta significativamente para valores de TE desde -10 hasta 0 °C, y posteriormente permanece constante o incluso decrece un poco al seguir aumentando TE, teniendo un valor máximo de 0.4717 a TE = 10 °C y FE = 0 y un valor mínimo de 0.1281 a TE = -10 °C y FE = 1. El incremento de la eficiencia exergética con respecto a TE ocurre debido a que  $\dot{Q}E$  aumenta con el incremento de TE; sin embargo, a TE altas el término de temperaturas que multiplica a  $\dot{Q}E$  en la ecuación 3-71 se reduce considerablemente, predominando esta reducción sobre el incremento de QE, lo cual reduce la eficiencia exergética. Además, se observa que la eficiencia exergética es mayor con FE = 0; en este caso todo el refrigerante pasa por la turbina para producir potencia, es decir, se produce energía de alta calidad. Por otro lado, cuando FE = 1 todo el refrigerante pasa por el condensador para producir frío, la cual es energía de baja calidad, lo que ocasiona que la eficiencia exergética sea menor.



**Figura 4-6:** Eficiencia exergetica del Modelo I.

En la Figura 4-7 se muestra la irreversibilidad en función de la temperatura de evaporación a diferentes FE. Se observa que la irreversibilidad es mayor para valores altos de FE. Por otro lado, la irreversibilidad disminuye conforme aumenta TE. Con esto, se tiene una irreversibilidad mayor a FE = 1 y TE = -10 °C alcanzando un valor de 717.1 kW, mientras que la menor irreversibilidad es de 191.7 kW con un FE = 0 y TE = 10 °C. Es importante observar que la disminución de la irreversibilidad está directamente relacionada con el aumento de la eficiencia exergetica, en función de la temperatura de evaporación, como se muestra en la Figura 4-6.



**Figura 4-7:** Irreversibilidad del Modelo I.

### 4.3. Resultados Modelo II

A continuación se presentan los resultados de la simulación del Modelo II, el cual es una variación del ciclo Goswami con sangrado en la turbina. Los parámetros de entrada que se utilizaron son los siguientes:  $PA = 3000 \text{ kPa}$ ,  $TG = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $TA = TC = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

En la Figura 4-8 se observa la potencia entregada por la turbina y la potencia de enfriamiento en función de FE a diferentes TE. Se observa que a menores TE,  $\dot{W}T$  es mayor. Este aumento se debe a que al disminuir TE disminuye también PB, con lo cual se tiene una mayor expansión en la turbina. Como se observó en la Figura 4-2, TE no tiene un efecto significativo en  $\dot{Q}E$ .

Por otro lado, cuando  $FE = 0.5$ ,  $\dot{W}T$  es de aproximadamente 160 kW, lo que significa una reducción en promedio del 25 % con respecto a los valores de  $\dot{W}T$  para  $FE = 0$ . Sin embargo,  $\dot{Q}E$  alcanza valores de hasta 600 kW, lo que significa un incremento de hasta seis veces respecto a  $\dot{Q}E$  con  $FE = 0$ .

Para  $FE = 1$  la potencia de la turbina disminuye hasta llegar a 109.6 kW, lo que es aproximadamente un 50 % menor que  $\dot{W}T$  para  $FE = 0$ . Sin embargo,  $\dot{Q}E$  alcanzó un valor máximo de 1136 kW con  $FE = 1$ , lo que es aproximadamente 11 veces el valor de  $\dot{Q}E$  con  $FE = 0$ .

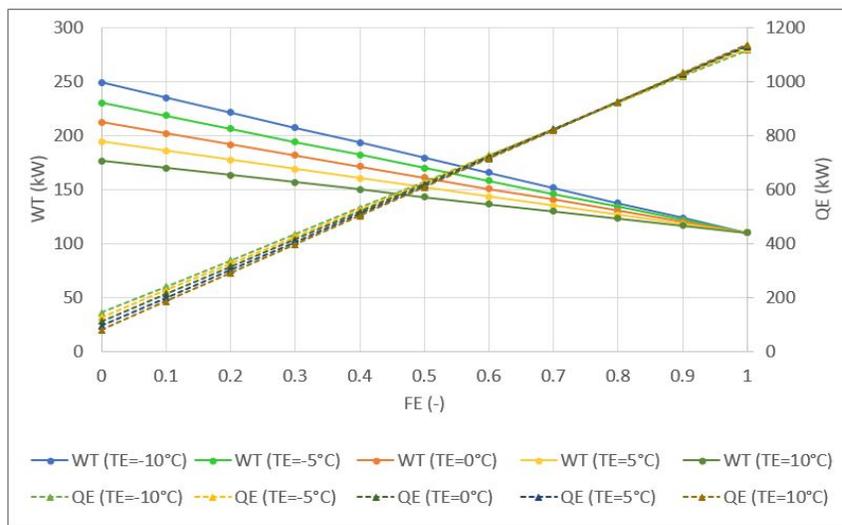
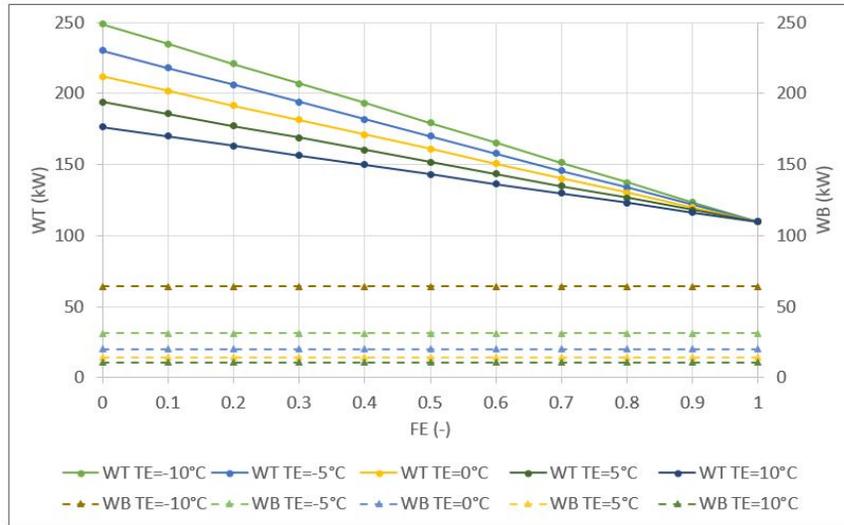


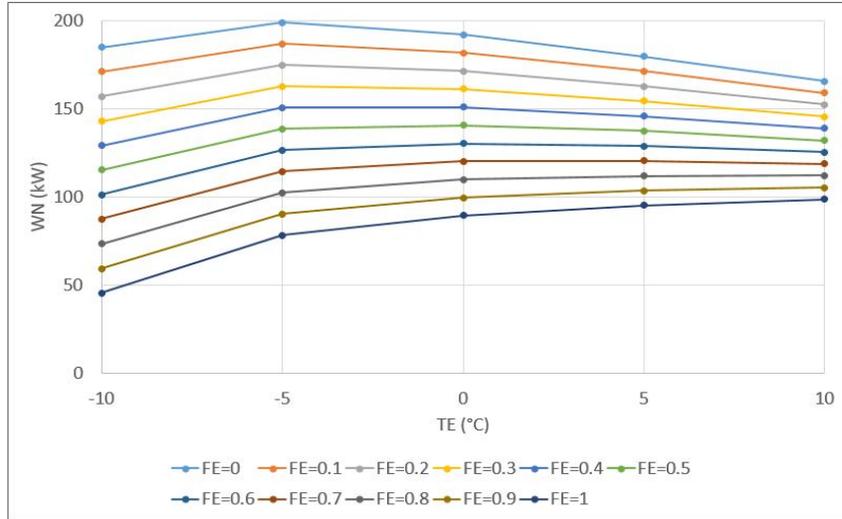
Figura 4-8:  $\dot{W}T$  y  $\dot{Q}E$  del Modelo II.

En la Figura 4-9 se muestra la potencia de la turbina y la potencia de la bomba para el Modelo II. Como se puede ver en esta gráfica, los valores de  $\dot{W}T$  disminuyen mientras que  $\dot{W}B$  permanece constante con el incremento de FE, por las mismas razones mencionadas en la Figura 4-3. Sin embargo, en esta figura se puede ver que para ningún valor de FE la potencia entregada por la turbina es menor que la potencia requerida por la bomba, por lo que desde este punto de vista este modelo es mejor que el Modelo I.



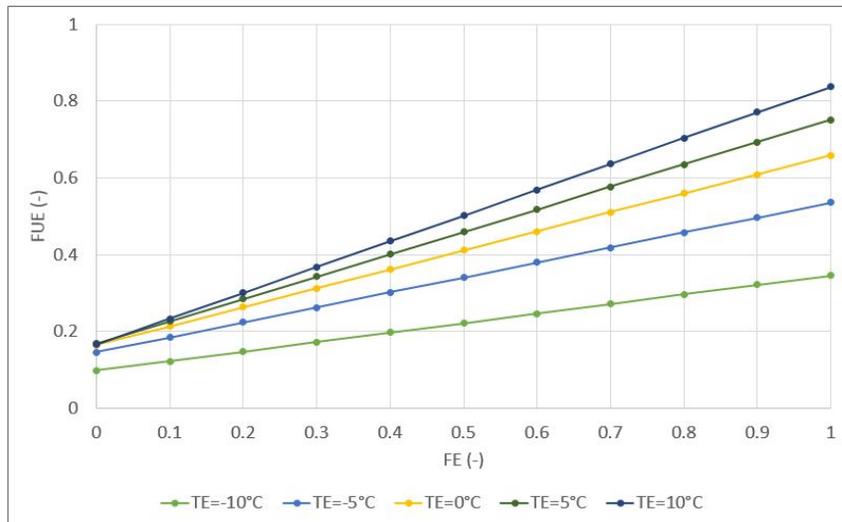
**Figura 4-9:**  $\dot{W}T$  y  $\dot{W}B$  del Modelo II.

En la Figura 4-10 se muestra el trabajo neto del Modelo II a diferentes FE. Se observa que  $\dot{W}N$  crece con el aumento de la temperatura de evaporación hasta llegar a  $TE = -5\text{ }^\circ\text{C}$ , y posteriormente permanece constante o incluso disminuye a  $TE$  más altas, dependiendo del valor de FE. Como se explicó anteriormente, este comportamiento se debe a que la potencia de la bomba a  $TE = -10\text{ }^\circ\text{C}$  es muy alta y disminuye significativamente para  $TE = -5\text{ }^\circ\text{C}$ , lo que ocasiona que  $\dot{W}N$  crezca en este rango de temperaturas. Por otro lado, se puede ver que  $\dot{W}N$  decrece considerablemente conforme aumenta FE debido a que se tiene una menor cantidad de vapor expandiéndose en la turbina conforme FE es mayor.



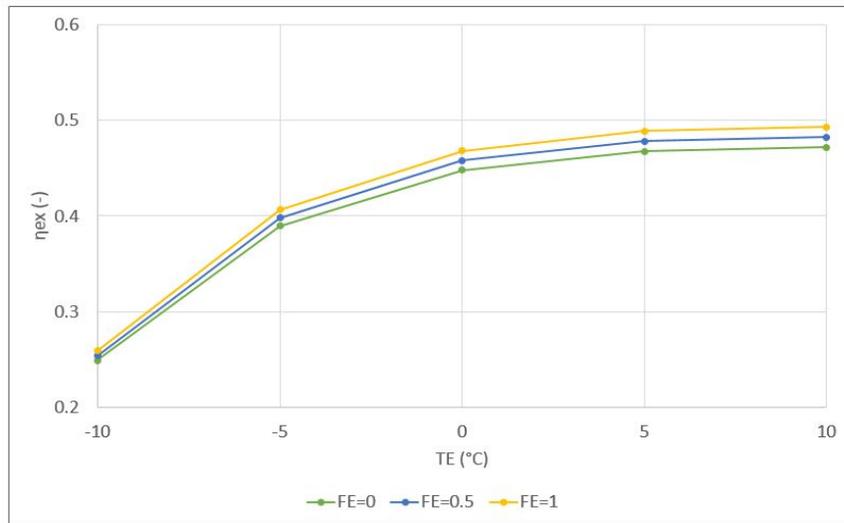
**Figura 4-10:**  $\dot{W}_N$  del Modelo II.

En la Figura 4-11 se muestra el FUE en función de FE para diferentes TE. Se observa que el FUE es mayor a mayores TE y mayores FE. El FUE alcanza un valor máximo de 0.8375 con  $FE = 1$  y  $TE = 10$  °C. Se puede ver que el incremento del FUE se debe a que la potencia de enfriamiento aumenta con el aumento de FE, como se observa en la Figura 4-8.



**Figura 4-11:** FUE del Modelo II.

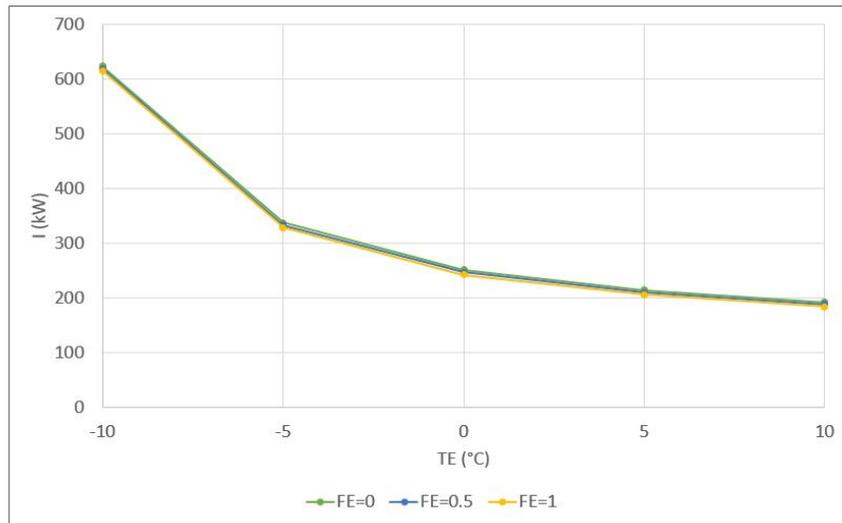
En la Figura 4-12 se muestra la eficiencia exergética en función de la temperatura de evaporación a diferentes FE. Se observa que la eficiencia exergética aumenta con el incremento de FE, sin embargo los valores son muy cercanos entre sí; esto es debido a que en todos los casos hay refrigerante que se expande en la turbina. Por otro lado, este comportamiento es contrario al mostrado en el Modelo I, Figura 4-6, en donde la eficiencia exergética disminuye con el aumento de FE. Esto ocurre debido a que en este ciclo se tiene una mayor producción de potencia mientras que la producción de frío es la misma, por lo que se tiene un mejor aprovechamiento de la energía y la exergía en este modelo. Además, a TE menores a 0 °C la eficiencia exergética tiene un incremento considerable con el incremento de la temperatura, mientras que a TE mayores a 0 °C la variación es menor. La eficiencia exergética mínima es de 0.2488 a TE = -10 °C y FE = 0, mientras que la eficiencia exergética máxima es de 0.4931 a TE = 10 °C y FE = 1. Estas variaciones ocurren debido a que la exergía requerida en el generador para producir frío a bajas TE es muy grande, lo cual provoca una reducción en la eficiencia exergética. Cuando TE aumenta, la exergía requerida en el generador disminuye, ocasionando un comportamiento asintótico en la eficiencia exergética.



**Figura 4-12:** Eficiencia exergética del Modelo II.

En la Figura 4-13 se muestra la irreversibilidad en función de TE a diferentes FE. Se observa que la irreversibilidad disminuye con el aumento de TE; alcanza un valor máximo de 623.4 kW

a  $TE = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y un valor mínimo de 183.9 kW a  $TE = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Por otro lado se puede ver que la irreversibilidad es casi independiente de la variación de FE, lo cual difiere a lo presentado en la Figura 4-7 correspondiente al Modelo I, donde existía una variación de la irreversibilidad con respecto a FE. La razón de este comportamiento es que en este modelo la energía y la exergía se aprovechan de mejor manera, como se explicó anteriormente, por lo que la irreversibilidad es menor. Además, la irreversibilidad tiene un comportamiento opuesto a la eficiencia exergética, como se mencionó anteriormente.



**Figura 4-13:** Irreversibilidad del Modelo II.

#### 4.4. Comparación con el ciclo Goswami

En esta sección se presentan los resultados de la comparación realizada entre el ciclo Goswami y los dos modelos propuestos. Los parámetros de entrada que se utilizaron son los siguientes:  $PA = 3000\text{ kPa}$ ,  $TG = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $TA = TC = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A continuación se presentan los diagramas de los tres modelos analizados incluyendo la temperatura y la entalpía en cada estado. En la figura 4-14 se muestra el diagrama del ciclo Goswami. La presión baja en este caso es de 429 kPa. Se observa que las temperaturas a la entrada y salida del evaporador son muy cercanas entre sí, sin embargo la calidad del refrigerante cambia, pasando de ser una mezcla de líquido vapor a vapor sobrecalentado.

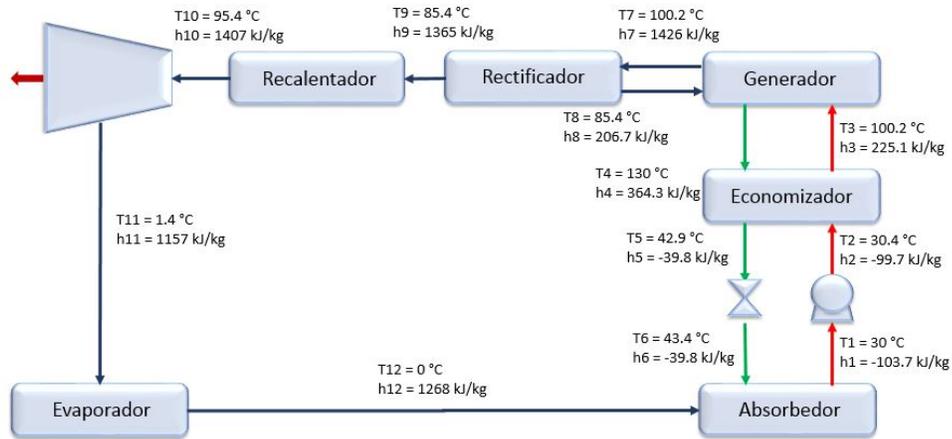


Figura 4-14: Diagrama y propiedades del ciclo Goswami.

En la Figura 4-15 se muestra el diagrama del modelo I considerando una  $FE = 0.5$ . Se observa que las temperaturas y entalpías de los componentes que comparte con el ciclo Goswami son las mismas, así como las presiones. Sin embargo las diferencias serán debidas principalmente a la división de flujo, como se mostrará posteriormente.

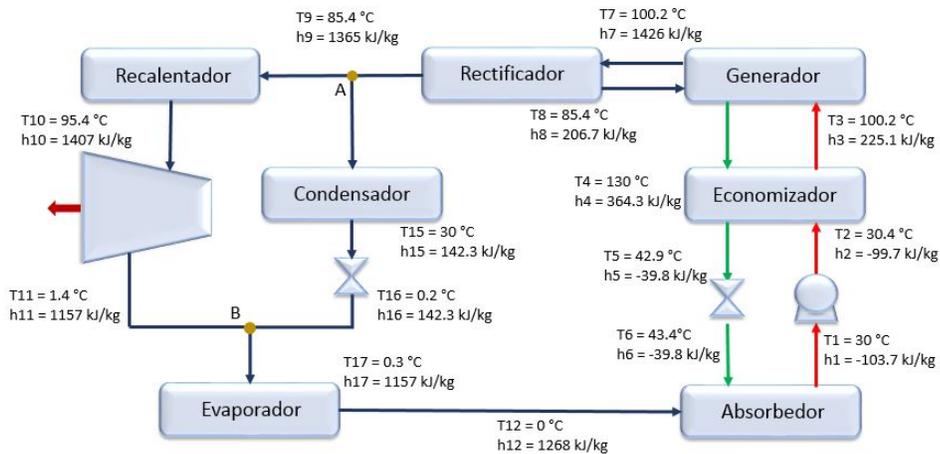
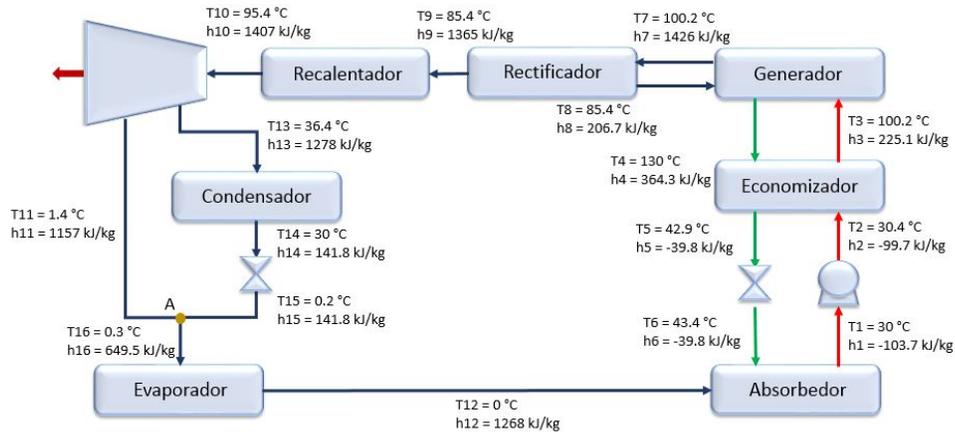


Figura 4-15: Diagrama y propiedades del modelo I con  $FE = 0.5$ .

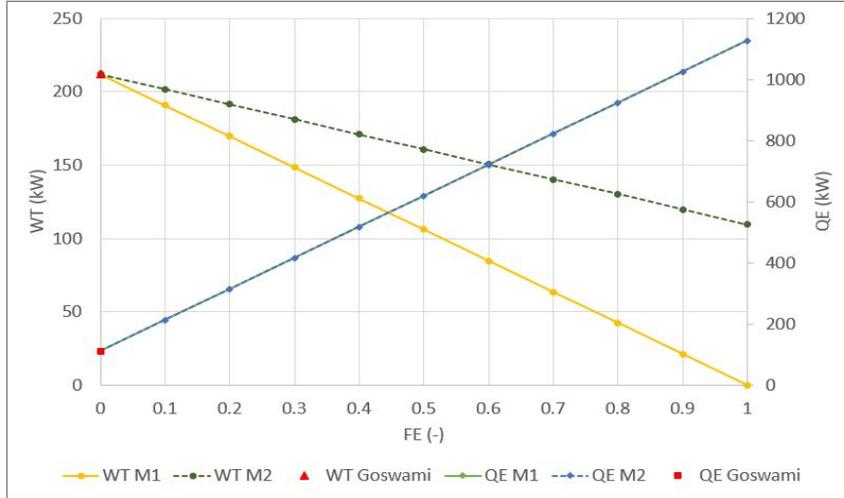
En la Figura 4-16 se muestra el diagrama del modelo II considerando una  $FE = 0.5$ . Se observa que respecto al modelo I, cambian las temperaturas y entalpías de los puntos posteriores al sangrado en la turbina, debido precisamente a que se tiene una presión intermedia, la cual en este caso es de 1167 kPa.



**Figura 4-16:** Diagrama y propiedades del modelo II con  $FE = 0.5$ .

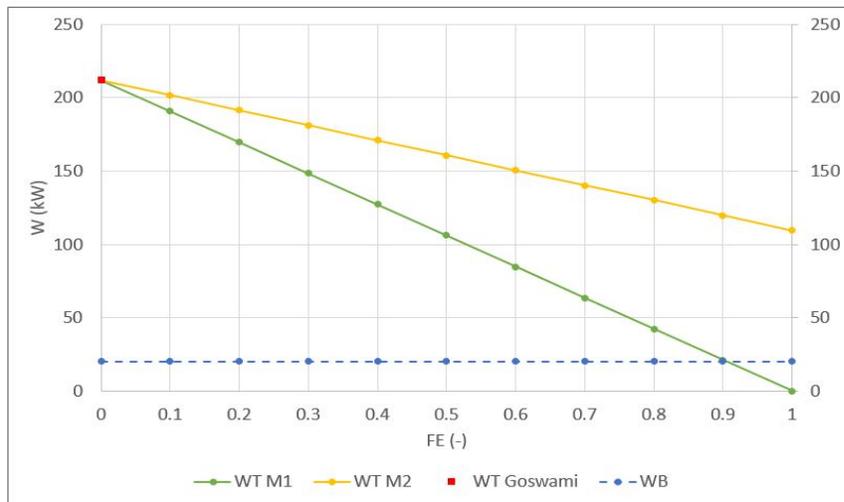
Debido a que en el ciclo Goswami no existe ningún flujo de extracción de vapor los resultados obtenidos no están en función de FE, por lo que en las Figuras 4-17 a 4-21 dicho ciclo aparece como un solo punto marcado en rojo, representado para  $FE = 0$ .

En la Figura 4-17 se muestra la comparación de la potencia de la turbina y la potencia de enfriamiento de los tres modelos. Se observa que para la potencia de la turbina, el ciclo Goswami es el que mayor cantidad produce, como es de esperarse, debido a que todo el refrigerante pasa por la turbina, a diferencia de los dos modelos propuestos cuando tienen una FE distinto a cero. Para los Modelos I y II la potencia de la turbina disminuye con el aumento de FE; con  $FE = 1$ ,  $\dot{W}_T$  llega a 0 kW en el Modelo I y a 109.6 kW en el Modelo II. En el caso de  $\dot{Q}_E$ , éste aumenta con el incremento de FE, llegando a un máximo de 1126 kW con  $FE = 1$  en ambos modelos; este valor es aproximadamente 11 veces la cantidad de calor del evaporador que se obtiene en el ciclo Goswami. Con esto se demuestra que el Modelo II puede producir una mucho mayor cantidad de potencia de enfriamiento que el ciclo Goswami y similar a la obtenida con el Modelo I sin sacrificar en gran medida el trabajo producido por la turbina, por lo que este ciclo es mejor que el Modelo I.

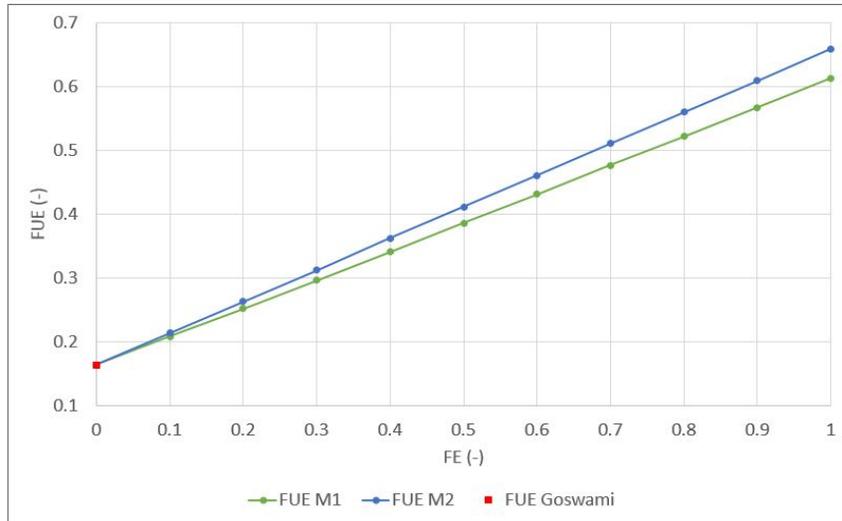


**Figura 4-17:** Comparación de  $\dot{W}T$  y  $\dot{Q}E$  de los tres modelos.

En la Figura 4-18 se muestra la comparación de la potencia de la turbina y la potencia de la bomba para los tres modelos. Para el ciclo Goswami y los Modelos I y II con  $FE = 0$ , se tiene un  $\dot{W}N = 191.79$  kW y  $\dot{W}B$  independiente de  $FE$  de 20.21 kW, mientras que para  $FE = 0.9$  se tiene  $\dot{W}N = 0.99$  kW para el Modelo I y  $\dot{W}N = 99.59$  kW para el Modelo II. Es decir, para valores altos de  $FE$ ,  $\dot{W}B$  es mayor que  $\dot{W}T$  en el Modelo I, mientras que  $\dot{W}T$  del Modelo II es mayor que  $\dot{W}B$  para todos los valores de  $FE$ , al igual que  $\dot{W}T$  del ciclo Goswami. Por esto, el Modelo I tiene mayores limitaciones que el Modelo II respecto a la producción de  $\dot{W}N$ .

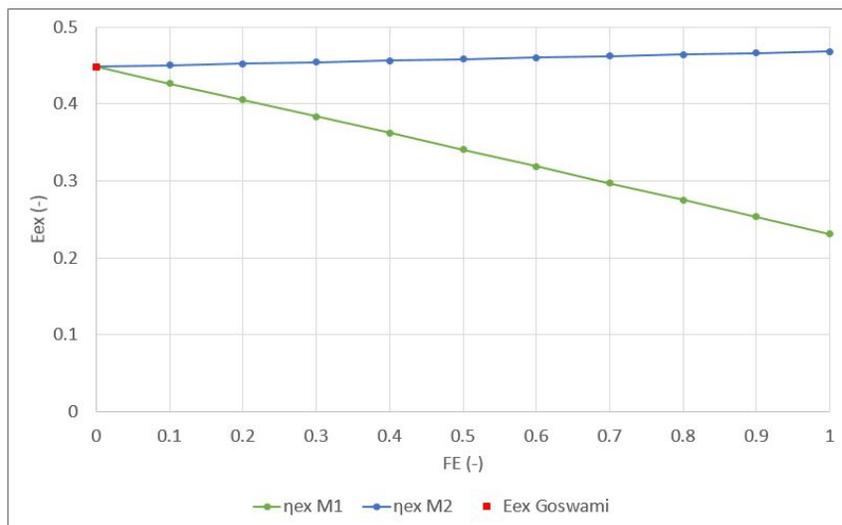


**Figura 4-18:** Comparación de  $\dot{W}T$  y  $\dot{W}B$  para los tres modelos.



**Figura 4-19:** Comparación del FUE de los tres modelos.

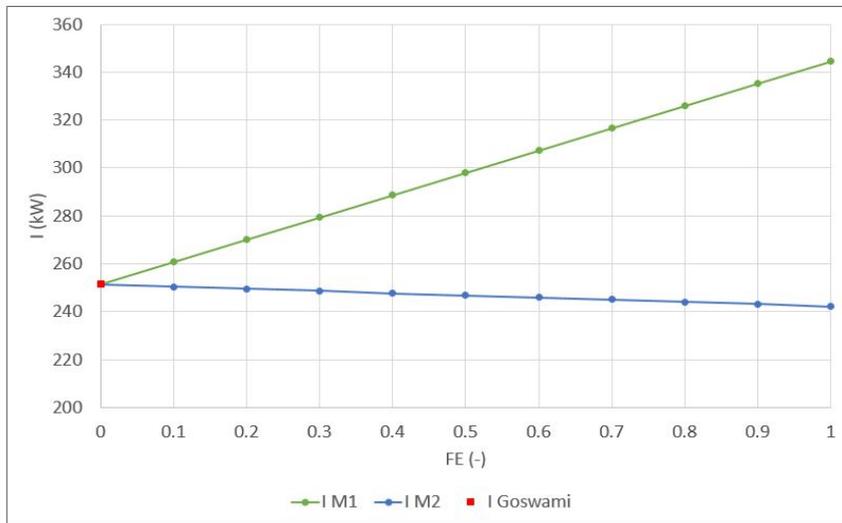
En la Figura 4-19 se muestra la comparación del FUE para los tres modelos. Se observa que el ciclo Goswami es el que tiene menor FUE, con 0.1639, mientras que para los dos modelos propuestos el FUE aumenta al aumentar FE, llegando a máximos de 0.6124 para el Modelo I y 0.6581 para el Modelo II con  $FE = 1$ . Dicho incremento en el FUE se debe al incremento de  $\dot{Q}E$  a FE altas, como se mencionó anteriormente.



**Figura 4-20:** Comparación de la eficiencia exergética de los tres modelos.

En la Figura 4-20 se presenta la comparación de la eficiencia exergética para los tres modelos. Se observa que el ciclo Goswami tiene una eficiencia exergética de 0.448. En el Modelo I la eficiencia exergética disminuye con el aumento de FE; con una  $FE = 1$  la eficiencia exergética llega a un mínimo de 0.231. Por otro lado, para el Modelo II la eficiencia exergética se mantiene prácticamente constante, teniendo un ligero incremento con el aumento de FE, llegando a un valor máximo de 0.468 con  $FE = 1$ .

En la Figura 4-21 se muestra la comparación de la irreversibilidad para los tres modelos. Se observa que para el ciclo Goswami la irreversibilidad tiene un valor de 251.4 kW. Para el Modelo I la irreversibilidad aumenta con el aumento de FE, llegando a un valor máximo de 344.5 kW con  $FE = 1$ . Por otro lado, para el Modelo II la irreversibilidad tiene un ligero decremento con el aumento de FE, llegando a un valor mínimo de 242.2 kW para  $FE = 1$ . Se puede ver que la tendencia de la irreversibilidad para ambos modelos concuerda con la tendencia de la eficiencia exergética en cada caso; cuando la irreversibilidad aumenta en el Modelo I, su eficiencia exergética disminuye, mientras que para el Modelo II la irreversibilidad disminuye mientras la eficiencia exergética aumenta.



**Figura 4-21:** Comparación de la irreversibilidad de los tres modelos.

# Capítulo 5

## Conclusiones y recomendaciones

### 5.1. Conclusiones

- Se realizó una revisión bibliográfica, mediante la cual se encontraron diversos ciclos de absorción para refrigeración y potencia, siendo en general más complejos que los ciclos que se muestran en este trabajo.
- Se presentaron dos nuevos ciclos termodinámicos para la producción simultánea de refrigeración y potencia, los cuales surgen al añadir un condensador y una válvula de expansión al ciclo Goswami. El modelo I es la variación del ciclo Goswami con división de flujo a la salida del rectificador, mientras que el modelo II es la variación del ciclo Goswami con sangrado en la turbina.
- Se realizaron análisis de Primera y Segunda Ley de la Termodinámica para la evaluación de dichos ciclos y su comparación con el ciclo Goswami. Se observó que ambos sistemas tienen la capacidad de producir potencia en la turbina y una gran cantidad de potencia de refrigeración a diferentes condiciones de operación, con lo cual pueden tener aplicación en diversas industrias.
- Se determinó que ambos ciclos pueden llegar a incrementar la potencia de refrigeración en un 1000 %, respecto al ciclo Goswami. Para lograr esto, se reduce la potencia entregada

por la turbina, sin embargo, dicha reducción en el modelo II es del 50 % de la reducción en el modelo I, ya que para  $FE = 1$ , WT fue de 109.6 kW para el modelo II, mientras que para el modelo I fue de 0 kW, comparados con 212 kW correspondientes al ciclo Goswami.

- Respecto al trabajo neto, en el modelo I tiene valores positivos para FE bajas, pero son negativos para FE mayores a 0.7, dependiendo de la temperatura de evaporación. Esto significa que debe analizarse si es conveniente utilizar este modelo a FE altas. Por otro lado, en el modelo II el trabajo neto siempre es positivo, por lo cual es mejor al modelo I bajo este criterio.
- El FUE en ambos modelos aumenta con el incremento de FE, sin embargo, en el modelo I dicho aumento va de 220 % a 370 %, mientras que en el modelo II va de 250 % a 400 %. Se observa que los incrementos son mayores en el modelo II, por lo cual este último modelo es mejor bajo este criterio.
- Al analizar el modelo I se observa que al aumentar FE la eficiencia exergética tiene una disminución de 48 % a 58 % dependiendo de la temperatura de evaporación, mientras que en el modelo II el aumento de FE provoca un aumento de la eficiencia exergética de aproximadamente 4 % para todas las temperaturas de evaporación. Por esto, el modelo II también es mejor bajo este criterio.
- La eficiencia exergética está relacionada con la irreversibilidad: se observó que a mayor eficiencia exergética, menor irreversibilidad. Se encontró que en el modelo I el aumento de FE provoca un aumento de la irreversibilidad de 15 % a 49 %, dependiendo de la temperatura de evaporación. Por otro lado, el aumento de FE en el modelo II provoca una disminución de la irreversibilidad menor al 4 %, además de que este modelo presenta valores de irreversibilidad más bajos.
- Mediante los análisis realizados, se concluye que el modelo II es el que tiene un mejor desempeño, ya que tiene una mayor producción de WT y de WN, presenta valores de FUE y de eficiencia exergética más altos que el modelo I, y tiene irreversibilidades me-

nores en comparación al modelo I. Además, se demostró que el modelo II tiene mayor versatilidad que el ciclo Goswami ya que puede producir una mayor cantidad de potencia de refrigeración sin sacrificar en gran medida la potencia entregada por la turbina.

- El modelo II tiene valores mayores de FUE y de eficiencia exergética a  $TE = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  y FE altas, sin embargo, para determinar las condiciones óptimas de operación se debe evaluar si se requiere una mayor producción de potencia de enfriamiento o de potencia en la turbina.
- Finalmente, mediante los puntos enunciados anteriormente se observa que los objetivos de este trabajo fueron cumplidos en su totalidad.

## **5.2. Recomendaciones para trabajos posteriores**

- Realizar análisis de los modelos propuestos con distintas mezclas de trabajo.
- Realizar estudios de factibilidad económica de los modelos propuestos.
- Realizar simulaciones del modelo II con más extracciones de flujo en la turbina para determinar si el ciclo puede mejorarse.

# Bibliografía

- [1] International Energy Agency, “World energy balances: Overview (2019 edition)”, Tech. Rep., International Energy Agency, 2019.
- [2] Secretaría de Energía, “Balance nacional de energía 2017”, Tech. Rep., Secretaría de Energía, 2018.
- [3] Laia Miró, Sarah Brückner, and Luisa F. Cabeza, “Mapping and discussing industrial waste heat (iwh) potentials for different countries”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 51, pp. 847–855, 2015.
- [4] Clemens Forman, Ibrahim Kolawole Muritala, Robert Pardemann, and Bernd Meyer, “Estimating the global waste heat potential”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 1568–1579, 2016.
- [5] Alexander I. Kalina, “Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation.”, 1983.
- [6] P.K. Nag and A.V.S.S.K.S. Gupta, “Exergy analysis of the kalina cycle”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, no. 6, pp. 427–439, 1998.
- [7] P.A. Lolos and E.D. Rogdakis, “A kalina power cycle driven by renewable energy sources”, *Energy*, vol. 34, no. 4, pp. 457–464, 2009.

- [8] Xinxin Zhang, Maogang He, and Ying Zhang, “A review of research on the kalina cycle”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 7, pp. 5309–5318, 2012.
- [9] Faming Sun, Weisheng Zhou, Yasuyuki Ikegami, Kenichi Nakagami, and Xuanming Su, “Energy–exergy analysis and optimization of the solar-boosted kalina cycle system 11 (kcs-11)”, *Renewable Energy*, vol. 66, pp. 268–279, 2014.
- [10] Enhua Wang and Zhibin Yu, “A numerical analysis of a composition-adjustable kalina cycle power plant for power generation from low-temperature geothermal sources”, *Applied Energy*, vol. 180, pp. 834–848, 2016.
- [11] V. Zare and A. Moalemi, “Parabolic trough solar collectors integrated with a kalina cycle for high temperature applications: Energy, exergy and economic analyses”, *Energy Conversion and Management*, vol. 151, pp. 681–692, 2017.
- [12] D. Yogi Goswami, “Solar thermal power technology: Present status and ideas for the future”, *Energy Sources*, vol. 20, no. 2, pp. 137–145, 1998.
- [13] Feng Xu, D Yogi Goswami, and Sunil S. Bhagwat, “A combined power/cooling cycle”, *Energy*, vol. 25, no. 3, pp. 233–246, 2000.
- [14] S. Lu and D.Y. Goswami, “Theoretical analysis of ammonia-based combined power/refrigeration cycle at low refrigeration temperatures”, 2002, pp. 117–125.
- [15] Shaoguang Lu and D. Yogi Goswami, “Optimization of a Novel Combined Power/Refrigeration Thermodynamic Cycle ”, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, no. 2, pp. 212–217, 05 2003.
- [16] Afif Akel Hasan, D.Yogi Goswami, and Sanjay Vijayaraghavan, “First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source”, *Solar Energy*, vol. 73, no. 5, pp. 385–393, 2002.

- [17] Afif Akel Hasan and D. Y. Goswami, “Exergy Analysis of a Combined Power and Refrigeration Thermodynamic Cycle Driven by a Solar Heat Source ”, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 125, no. 1, pp. 55–60, 01 2003.
- [18] G Tamm, D.Y Goswami, S Lu, and A.A Hasan, “Theoretical and experimental investigation of an ammonia–water power and refrigeration thermodynamic cycle”, *Solar Energy*, vol. 76, no. 1, pp. 217–228, 2004, Solar World Congress 2001.
- [19] S. Vijayaraghavan and D.Y. Goswami, “Organic working fluids for a combined power and cooling cycle”, *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, vol. 127, no. 2, pp. 125–130, 2005.
- [20] C. Martin and D.Y. Goswami, “Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 5, pp. 576–582, 2006.
- [21] A. Vidal, R. Best, R. Rivero, and J. Cervantes, “Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method”, *Energy*, vol. 31, no. 15, pp. 3401–3414, 2006, ECOS 2004 - 17th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy on Process Systems.
- [22] Ricardo Vasquez Padilla, Gökmen Demirkaya, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos, and Muhammad M. Rahman, “Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture”, *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 4649–4657, 2010, The 3rd International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection, SEEP 2009.
- [23] Gokmen Demirkaya, Ricardo Vasquez Padilla, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos, and Muhammad M. Rahman, “Analysis of a combined power and cooling cycle for low-grade heat sources”, *International Journal of Energy Research*, vol. 35, no. 13, pp. 1145–1157, 2011.
- [24] E. D. Rogdakis and K. A. Antonopoulos, “A high efficiency nh<sub>3</sub>/h<sub>2</sub>O absorption power cycle”, *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 11, no. 4, pp. 263–275, 1991.

- [25] C. Dejfors, E. Thorin, and G. Svedberg, “Ammonia–water power cycles for direct-fired cogeneration applications”, *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 16, pp. 1675–1681, 1998.
- [26] Na Zhang and Noam Lior, “Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration”, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 129, no. 3, pp. 254–265, 07 2006.
- [27] Felix Ziegler, “Novel cycles for power and refrigeration”, 2007, pp. 169–181.
- [28] Joseph J. Boza, William E. Lear, and S. A. Sherif, “Performance of a Novel Semiclosed Gas-Turbine Refrigeration Combined Cycle”, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 130, no. 2, 05 2008.
- [29] ChoonJae Ryu, David R. Tiffany, John F. Crittenden, William E. Lear, and S. A. Sherif, “Dynamic Modeling of a Novel Cooling, Heat, Power, and Water Microturbine Combined Cycle”, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 132, no. 2, 06 2010.
- [30] Ricardo Vasquez Padilla, Antonio Ramos Archibold, Gokmen Demirkaya, Saeb Besarati, D. Yogi Goswami, Muhammad M Rahman, and Elias L. Stefanakos, “Performance Analysis of a Rankine Cycle Integrated With the Goswami Combined Power and Cooling Cycle”, *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 134, no. 3, 05 2012.
- [31] C.P. Jawahar, R. Saravanan, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas, “Simulation studies on gas based kalina cycle for both power and cooling applications”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 2, pp. 1522–1529, 2013, Combined Special Issues: ECP 2011 and IMPRES 2010.
- [32] Junye Hua, Yaping Chen, Yaodong Wang, and A.P. Roskilly, “Thermodynamic analysis of ammonia–water power/chilling cogeneration cycle with low-grade waste heat”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 64, no. 1, pp. 483–490, 2014.

- [33] Luis Carlos Mendoza, Dereje S. Ayou, Joaquín Navarro-Esbrí, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas, “Small capacity absorption systems for cooling and power with a scroll expander and ammonia based working fluids”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 72, no. 2, pp. 258–265, 2014, Special Issue: International Symposium on Innovative Materials for Processes in Energy Systems 2013 (IMPRES2013).
- [34] Dereje S. Ayou, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas, “Combined absorption power and refrigeration cycles using low- and mid-grade heat sources”, *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 21, no. 7, pp. 934–943, 2015.
- [35] Xingyang Yang, Li Zhao, Hailong Li, and Zhixin Yu, “Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture”, *Applied Energy*, vol. 160, pp. 912–919, 2015.
- [36] James Muye, Dereje S. Ayou, Rajagopal Saravanan, and Alberto Coronas, “Performance study of a solar absorption power-cooling system”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 97, pp. 59–67, 2016, Polygeneration processes, systems, technologies and applications.
- [37] Orbel Barkhordarian, Ali Behbahaninia, and Rasool Bahrapoury, “A novel ammonia-water combined power and refrigeration cycle with two different cooling temperature levels”, *Energy*, vol. 120, pp. 816–826, 2017.
- [38] Long Jiang, Huitong Lu, Ruzhu Wang, Liwei Wang, Lixia Gong, Yiji Lu, and Anthony Paul Roskilly, “Investigation on an innovative cascading cycle for power and refrigeration cogeneration”, *Energy Conversion and Management*, vol. 145, pp. 20–29, 2017.
- [39] Liyan Cao, Jiangfeng Wang, Hongyang Wang, Pan Zhao, and Yiping Dai, “Thermodynamic analysis of a kalina-based combined cooling and power cycle driven by low-grade heat source”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 8–19, 2017.
- [40] Hadi Ghaebi, Towhid Parikhani, Hadi Rostamzadeh, and Behzad Farhang, “Proposal and assessment of a novel geothermal combined cooling and power cycle based on kalina and ejector refrigeration cycles”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, pp. 767–781, 2018.

- [41] Towhid Parikhani, Hadi Ghaebi, and Hadi Rostamzadeh, “A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis”, *Energy*, vol. 153, pp. 265–277, 2018.
- [42] R Shankar, T Srinivas, and V Reddy, “Investigation of solar cooling cogeneration plant”, *Applied Solar Energy*, vol. 54(1), pp. 65–70, 2018.
- [43] R Shankar and T Srinivas, “Performance investigation of kalina cooling cogeneration cycles”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 163–185, 2018.
- [44] Bing-Chuan Han, Wen-Long Cheng, and Yi-Huan Huang, “Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water power/cooling combined system with adjustable refrigeration-to-power ratio”, *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 2462–2468, 2019, Innovative Solutions for Energy Transitions.
- [45] M. Akbari Kordlar, S.M.S. Mahmoudi, F. Talati, M. Yari, and A.H. Mosaffa, “A new flexible geothermal based cogeneration system producing power and refrigeration, part two: The influence of ambient temperature”, *Renewable Energy*, vol. 134, pp. 875–887, 2019.
- [46] Yongning Bian, Junxiu Pan, Yang Liu, Fengge Zhang, Yunjie Yang, and Hirofumi Arima, “Performance analysis of a combined power and refrigeration cycle”, *Energy Conversion and Management*, vol. 185, pp. 259–270, 2019.
- [47] Yunus A. Cengel and Michael A. Boles, *Termodinámica*, McGraw Hill, 7 edition, 2012.
- [48] SA Klein and OM Ibrahim, “Thermodynamic properties of ammonia-water mixture”, in *ASHRAE Transactions, Symposia CH-93-21*, 1993, vol. 2, pp. 1495–502.
- [49] E. Thorin, C. Dejfors, and G. Svedberg, “Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power cycles”, *International Journal of Thermophysics*, vol. 19, no. 2 SPEC.ISS., pp. 501–510, 1998, cited By 27.

- [50] B Ziegler and Ch Trepp, “Equation of state for ammonia-water mixtures”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 7, no. 2, pp. 101 – 106, 1984.
- [51] Keith E. Heronld, Reinhard Radermacher, and Sanford A. Klein, *Absorption chillers and heat pumps*, CRC Press, 1996.
- [52] José Camilo Jiménez García, “Diseño, construcción y evaluación de un sistema de refrigeración por absorción, enfriado por agua, utilizando intercambiadores de calor de tecnología de placas”.
- [53] Alejandro Pacheco Reyes, “Modelación de un ciclo para la generación de potencia y enfriamiento simultáneos, operando con la mezcla amoniaco - nitrato de litio (nh3-lino)”.