



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO COMBINADO CON UN TUBO VÓRTEX**

TESIS

Para optar por el título de:
MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA

IVÁN DARÍO GÓMEZ MOSQUERA

Barranquilla, Colombia
Diciembre de 2018



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO COMBINADO CON UN TUBO VÓRTEX**

Tesis para optar por el título de:
MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA

Iván Darío Gómez Mosquera

Trabajo dirigido por:
Antonio Bula Silvera, Ph.D.

Codirector:
Hermes Ramírez León, M.Sc.

Barranquilla, Colombia
Diciembre de 2018

DEDICATORIA

Quisiera expresar mi completa gratitud con todos aquellos que contribuyeron en el desarrollo de este trabajo. Inicio dando gracias a Dios por colmarme de bendiciones en todo momento.

Agradezco de forma especial a mi director de tesis, Dr. Antonio Bula, por brindarme la confianza y permitirme ser parte de su gran equipo de trabajo. Su apoyo y direccionamiento fueron garantes de que se lograrían cumplir las metas. Igualmente doy gracias a mi codirector, M. Sc. Hermes Ramírez, sus enseñanzas y consejos desde todos los ámbitos resultaron ser invaluable en este proceso.

A mi esposa, Liliana, con quien compartiré próximamente la dicha de ser papá, por ser incondicional y porque en todo momento sabes cómo llenar mi vida de felicidad. A mis padres, Julio y Yaneth, y a mis hermanos (Ma-Di-Yu) por su cariño y apoyo incondicional. Gracias a ustedes por ser mi norte y recordarme lo que al final del día debe ser realmente importante en la vida.

Este agradecimiento también es para esos amigos que sin importar las perturbaciones permanecieron siempre constantes: Nanda, Hermes, Fernando, Arnold, Javie, Eduar, Arturo y Gloria.

Finalmente, gracias a los compañeros de sala y del grupo especializado M&M por las extensas charlas y Ef-lu-Ei transmitido.

RESUMEN

Los esquemas de acondicionamiento de aire para aplicaciones de enfriamiento y refrigeración utilizan en una gran proporción sistemas de compresión de vapor (SRC), estos sistemas al requerir para su operación energía eléctrica, incrementan de forma proporcional las emisiones de gases de efecto invernadero. Los sistemas de refrigeración por absorción (SRA) constituyen una fuerte alternativa a los SRC, siendo especialmente llamativas por poder utilizar para su funcionamiento energía térmica proveniente de fuentes renovables o calor residual de procesos industriales, entre otros. El principal inconveniente de este tipo de sistemas radica en las bajas eficiencias.

En el presente trabajo de investigación se pretende analizar desde la perspectiva de la primera y segunda ley de la termodinámica una configuración alternativa de un SRA de simple efecto al que se integra en su configuración un tubo Ranque-Hilsch o tubo vórtex. Un divisor instalado a la salida de refrigerante del generador (como vapor a alta presión) permite direccionar una fracción de este flujo hacia el tubo vórtex en el cual se presenta una expansión hasta la presión de baja del sistema y separación térmica en una fracción fría y otra caliente, que pueden ser posteriormente aprovechadas en los circuitos de refrigerante y solución, respectivamente. Se utiliza la mezcla amoníaco – agua como pareja refrigerante – absorbente.

Se utilizan herramientas de modelación y simulación termodinámica para desarrollar un análisis teórico del ciclo propuesto. En este mismo sentido, se lleva a cabo un análisis paramétrico modificando las condiciones operativas del sistema para determinar los efectos sobre los coeficientes de desempeño energético y exergético.

Los resultados obtenidos han permitido demostrar un ajuste adecuado en la predicción de las propiedades termodinámicas en el equilibrio líquido-vapor de la mezcla amoníaco agua mediante la ecuación de estado de Peng – Robinson. La validación de la simulación con ASPEN Hysys ® del sistema de refrigeración por absorción (SRA) con los reportes de la literatura presenta desviaciones mínimas, con excepción de la potencia suministrada a la bomba. Las condiciones presentadas en la corriente de refrigerante como vapor a la salida del generador posibilitan la integración del tubo vórtex en los SRA.

ABSTRACT

The schemes of air conditioning for refrigeration applications use in a large proportion, vapor compression systems. These systems require for their operation electric power, what increases, in a proportional rate, the emissions of greenhouse gases. The absorption refrigeration systems (ARS) constitute a strong alternative to vapor compression systems. The former are especially striking for being able to use, for their operation, thermal energy coming from renewable sources or residual heat from industrial processes, inter alia. The main disadvantage of this kind of systems lies in the low efficiencies.

The present research work pretends to analyze, from the perspective of the first and the second thermodynamic laws, an alternative setup for a simple effect ARS to which is integrated to its configuration, a Ranque-Hilsch tube or Vortex tube. A divider installed at the generator coolant outlet (high pressure vapor), allows to direct a fraction of the flow to the vortex tube in which, there is an expansion to the system low pressure and a thermal separation into a cold fraction and another hot, that could be harnessed later in the circuits of coolant and solution, respectively. It is use the blend ammonia – water as refrigerant – absorbent.

Some thermodynamic modeling and simulation tools are used for developing a theoretical analysis of the proposed cycle. In the same way it is carried out a parametric analysis, modifying the operative conditions of the system, to determine the effects over the energetic and exergetic coefficients of performance (COP).

The obtained results have allowed to demonstrate an adequate adjustment for the prediction of the thermodynamic properties in the vapor – liquid equilibrium (VLE) in the ammonia-water mixture through the Peng-Robinson equation of state. The validation of the simulation using ASPEN Hysys® of the absorption refrigeration system (ARS) with literature reports shows minimum deviations, with exception of the power supplied to the pump. The conditions presented in the refrigerant stream as vapor in the generator outlet enable the integration of the vortex tube to the ARSs.

CONTENIDO

RESUMEN.....	IV
ABSTRACT.....	V
CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
Nomenclatura	X
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivo General	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
2 ESTADO DEL ARTE	4
2.1 Introducción.....	4
2.2 Fundamentos y Características del proceso de Absorción	4
2.3 Fluidos de trabajo.....	5
2.3.1 Refrigerante	6
2.3.2 Absorbente.....	6
2.3.3 Mezcla Amoníaco–Agua	6
2.4 Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA)	8
2.4.1 Equipos que integran el Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA)	8
2.5 Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción.....	9
2.5.1 SRA de simple efecto.....	11
2.6 Tubos de vórtice Ranque-Hilsch	12
2.6.1 Componentes y funcionamiento.....	13
2.7 Desarrollos en Sistemas de Refrigeración por Absorción	14
3 MODELACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO	17
3.1 Modelación del SRA.....	17
3.2 Análisis energético del sistema	18
3.2.1 Evaporador.....	18
3.2.2 Condensador.....	19

3.2.3	Absorbedor.....	19
3.2.4	Generador	20
3.2.5	Intercambiadores de calor (Solución y Gas)	21
3.2.6	Bomba.....	23
3.2.7	Válvulas de expansión	24
3.2.8	Coeficiente de desempeño energético.....	25
3.3	Análisis exergético del sistema	25
3.3.1	Coeficiente de desempeño exergético.....	27
3.4	Propiedades termodinámicas (<i>VLE</i>): Ecuación de estado de Peng–Robinson ...	27
3.5	Análisis numérico de un caso de estudio de SRA de simple efecto	30
4	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO COMBINADO CON UN TUBO VÓRTEX.....	34
4.1	Descripción del SRA integrando tubo vórtex (SRTV).....	34
4.2	Modelación termodinámica del SRTV	37
4.2.1	Modelo numérico del tubo vórtex	39
4.3	Simulación del SRTV	43
5	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	47
5.1	Conclusiones.....	47
5.2	Trabajos futuros	48
6	REFERENCIAS	49

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Proceso de absorción	4
Figura 2.2 Diagramas P-h. Envoltentes refrigerantes	7
Figura 2.3 Esquema sistema de refrigeración por absorción de simple efecto	10
Figura 2.4 Esquema sistema de refrigeración por absorción de medio efecto.....	10
Figura 2.5 Esquema sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.....	11
Figura 2.6 Esquema de un sistema de refrigeración por absorción	12
Figura 2.7 Descripción tubo vórtex Ranque-Hilsch	13
Figura 2.8 Representación esquemática de un ciclo de refrigeración por absorción de tres niveles de presión.....	15
Figura 3.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto: Amoníaco-Agua.....	17
Figura 3.2 Diagrama del evaporador	18
Figura 3.3 Diagrama del condensador	19
Figura 3.4 Diagrama del absorbedor	20
Figura 3.5 Diagrama del generador.....	21
Figura 3.6 Diagrama de los intercambiadores de calor	23
Figura 3.7 Diagrama de la bomba	23
Figura 3.8 Diagrama de las válvulas	24
Figura 3.9 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a $P = 200$ kPa.....	28
Figura 3.10 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a $P = 1.000$ kPa.....	29
Figura 3.11 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a $P = 2.500$ kPa.....	29
Figura 3.12 Simulación SRA de simple efecto amoníaco-agua en ASPEN Hysys.....	31
Figura 3.13 Diagrama h-x de la mezcla amoníaco-agua en fase líquida.....	31
Figura 3.14 Comparación de temperaturas para las diferentes corrientes del SRA	32
Figura 4.1 Diagrama T-x-y para selección de la localización del tubo vórtex en el SRTV .	34
Figura 4.2 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto combinado con tubo vórtex (SRTV) – Esquema 1	36
Figura 4.3 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto combinado con tubo vórtex (SRTV) – Esquema 2.....	37
Figura 4.4 Curvas de eficiencia isoentrópica en tubos vórtex para aire	42
Figura 4.5 Comportamiento del flujo másico de refrigerante en el generador en función de T_4	44
Figura 4.6 Comportamiento del flujo de calor por componente en función de T_4	45
Figura 4.7 Comportamiento del flujo másico de refrigerante en el generador en función de T_4	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas del par amoníaco-agua	7
Tabla 2.2 Uso de tubos vórtex en sistemas de refrigeración por absorción	15
Tabla 3.1 Exergía por flujos másicos del SRA	26
Tabla 3.2 Balance de exergía por equipos del SRA	26
Tabla 3.3. Nivel de ajuste Ecuación de Peng – Robinson en <i>VLE</i>	30
Tabla 3.4 Propiedades del SRA de simple efecto simulado en ASPEN Hysys	32
Tabla 3.5 Resultados análisis energético del SRA de simple efecto simulado	33
Tabla 3.6 Resultados análisis exergético del SRA de simple efecto simulado	33
Tabla 4.1 Recorridos de flujos de vapor de refrigerante producido en el generador	35
Tabla 4.2 Exergía de los flujos másicos adicionales del SRTV	39
Tabla 4.3 Efecto de enfriamiento y calentamiento en tubos vórtex para aire [50]	41
Tabla 4.4 Eficiencias isoentrópicas de la fracción fría en tubos vórtex	41

Nomenclatura

a	Factor de atracción
b	Exergía específica [kJ/kg]
b'	co-volumen de la mezcla
\dot{B}	Flujo de exergía [kW]
\dot{B}_{dest}	Flujo de exergía destruida [kW]
\dot{B}_{ter}	Flujo de exergía térmica [kW]
$C_{caliente}$	Capacidad calorífica del fluido caliente [kJ/K]
$C_{frío}$	Capacidad calorífica del fluido frío [kJ/K]
COP_{en}	Coefficiente de desempeño energético [-]
COP_{ex}	Coefficiente de desempeño exergético [-]
C_p	Calor específico [kJ/kg-K]
h	Entalpía específica [kJ/kg]
$h_{TV,isen}$	Entalpía específica por expansión isoentrópica en fracción fría del tubo vórtex [kJ/kg]
k_{ij}	Parámetro de interacción binaria [-]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
m_i	Término de simplificación del factor acéntrico [-]
P	Presión [kPa]
\dot{Q}	Flujo de calor [kW]
R	Constante de idealidad de los gases [J/mol-K]
R_{TV}	Relación de expansión del fluido [-]
s	Entropía específica [kJ/kg-K]
T	Temperatura [K]
v	Volumen específico [m ³ /kg]
\bar{V}	Volumen molar de mezcla [m ³ /mol]
\dot{W}	Potencia eléctrica [kW]
x	Fracción másica [-]
\bar{x}	Fracción molar [-]
y_C	Fracción fría del tubo vórtex [-]
y_H	Fracción caliente del tubo vórtex [-]

Caracteres griegos:

α	Término de simplificación del factor acéntrico y temperatura reducida [-]
ε	Efectividad [-]
ΔT_C	Efecto de enfriamiento de la corriente fría [K]
ΔT_H	Efecto de calentamiento de la corriente caliente [K]
ΔT_{max}	Máxima diferencia de temperatura [K]
η_p	Eficiencia de la bomba [-]
$\eta_{C,isen}$	Eficiencia isoentrópica de enfriamiento [-]
ω	Factor acéntrico [-]

Subíndices:

1,2,3 ... 7A,7B	Corrientes del sistema
<i>A</i>	Absorbedor
<i>Act</i>	Actual
<i>C</i>	Condensador
<i>c</i>	Crítica
<i>D</i>	Divisor de flujo
<i>E</i>	Evaporador
<i>G</i>	Generador
<i>GHX</i>	Intercambiador de calor del gas
<i>i,j</i>	Componentes de una mezcla
<i>M</i>	Mezclador
<i>max</i>	Máximo
<i>o</i>	Condición de referencia " <i>dead stage</i> "
<i>P</i>	Bomba
<i>r</i>	Reducida
<i>SHX</i>	Intercambiador de calor de la solución
<i>ter</i>	Térmico
<i>TVC</i>	Fracción fría del tubo vórtex
<i>TVH</i>	Fracción caliente del tubo vórtex

1 INTRODUCCIÓN

De la mano del crecimiento industrial y poblacional a nivel mundial, la demanda energética ha presentado un incremento dramático durante las últimas décadas y las tendencias indican que este comportamiento se conservará [1]. En procura de mejorar las condiciones de vida, el uso de dispositivos de refrigeración a diferentes escalas (residencial, comercial e industrial) es cada vez más frecuente, tomando un lugar importante dentro de los principales consumidores de energía eléctrica. La situación antes mencionada ha agudizado diferentes problemas como el déficit en la oferta energética y el cambio climático, entre otros.

Actualmente, los sistemas de compresión mecánica (SRC) se consolidan como los más utilizados en aplicaciones de refrigeración y enfriamiento, estos requieren para su funcionamiento el suministro de energía eléctrica. La reducción de costos y el uso eficiente de la energía es un área que ha despertado el interés de la comunidad científica, abriendo campo a investigaciones relacionadas con sistemas como el de refrigeración por absorción (SRA), los cuales para su operación emplean una fuente de calor, dentro de las cuales se incluyen energías renovables como la solar y la geotérmica o energías residuales provenientes de procesos industriales. Los SRA igualmente requieren de una mezcla de dos fluidos de trabajo, uno de ellos actúa como refrigerante y el otro como absorbente.

En el desarrollo de este trabajo se realiza un análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto que utiliza como fluido de trabajo la mezcla amoniac-agua (refrigerante – absorbente), al cual se ha integrado en su configuración un tubo Ranque-Hilsch [2], [3], también conocido como tubo de vórtice o vórtex. La caracterización del funcionamiento del sistema se hace posible mediante el análisis del efecto que ocasionan la variación de algunos parámetros operativos sobre los coeficientes de desempeño energético y exergético.

1.1 Planteamiento del problema

Las elevadas emisiones de dióxido de carbono (CO_2) generadas por el uso de combustibles fósiles se han posicionado como uno de los factores determinantes en las variaciones de patrones y ciclos climatológicos que se vienen presentando, lo que implica veranos e inviernos más intensos. Actualmente, los sistemas de acondicionamiento de aire constituyen una alternativa cada vez más utilizada gracias a la facilidad de proveer refrigeración o calefacción, en aplicaciones como procesamiento y conservación de alimentos, y ambientes controlados, sin embargo, estos sistemas llevan implícito un alto consumo energético [4].

Las problemáticas ambientales aunadas con la demanda energética han permitido el surgimiento de nuevos campos de investigación y tecnologías. Los ciclos de refrigeración por absorción constituyen una de las mejores alternativas frente a los sistemas

convencionales de acondicionamiento de aire, siendo especialmente atractivos por permitir el uso de energías limpias como energía solar, calor de baja calidad o calor residual/procesos; adicionalmente sus aplicaciones pueden ser residenciales o industriales.

Los sistemas de refrigeración por absorción (SRA) integran en su configuración seis (6) equipos básicos: generador, absorbedor, condensador, evaporador, bomba y válvulas de expansión, dispuestos para dar cumplimiento a tareas específicas. Comercialmente en los ciclos de refrigeración por absorción se destacan dos (2) parejas de fluidos de trabajo, refrigerante/absorbente, que suelen ser inocuas para el medio ambiente, las cuales utilizan: 1 – Amoníaco como refrigerante y agua como absorbente ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), y 2 – Agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente ($\text{H}_2\text{O-BrLi}$). El uso de amoníaco como refrigerante, a diferencia del agua, permite la operación con temperaturas inferiores a los 0 °C.

El tubo Ranque-Hilsch, denominado así en reconocimiento a sus descubridores, permite la separación de un flujo de gas presurizado en dos fracciones, una más fría y otra más caliente, respecto a la temperatura de entrada. Dentro de sus aplicaciones destacan el uso en sistemas de refrigeración [5], enfriamiento de dispositivos electrónicos [6] e industria biofarmacéutica [7], entre otros.

El coeficiente de desempeño (COP, por sus siglas en inglés) es el indicador de la eficiencia energética del sistema de refrigeración, este varía como una función del consumo energético de los equipos. Los SRA de simple efecto pueden alcanzar potencias frigoríficas entre 1 y 100 toneladas de refrigeración cuando las temperaturas de la fuente de calor están entre 80 y 150 °C, con valores de COP de 0,5 a 0,7, los cuales se consideran como bajos [4].

Como parte de una solución al problema de las bajas eficiencias presentadas por los SRA se busca investigar el comportamiento del COP y la eficiencia exergética producto de la integración de un dispositivo tubo Ranque-Hilsch (Tubo vórtex) en un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto que utiliza como fluido de trabajo la mezcla amoníaco-agua. En el desarrollo de este trabajo se combinarán análisis de tipo energético y exergético (Primera y segunda ley de la termodinámica, en este mismo orden).

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Analizar termodinámicamente el potencial efecto generado al incorporar un tubo Ranque-Hilsch en un ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua de simple efecto.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Establecer un diagrama de flujo de proceso de los equipos que conforman el sistema de refrigeración por absorción en el que se integre el tubo Ranque-Hilsch.
- Validar la ecuación de estado de Peng-Robinson como paquete de fluido para la determinación de las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua.
- Simular los procesos que tienen lugar en el ciclo combinado Ranque-Hilsch-Absorción utilizando la herramienta computacional ASPEN Hysys ®.
- Determinar y comparar el comportamiento de los coeficientes de desempeño energético y exergético (COP_{ener} y COP_{exer} , respectivamente) del ciclo de refrigeración combinado Ranque-Hilsch-Absorción con un ciclo de absorción convencional de simple efecto.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Introducción

En este capítulo se consolidan los resultados de la búsqueda de información asociada a los diferentes ejes temáticos del trabajo de investigación. En la sección 2.2 se inicia con la descripción general y principios de operación de los sistemas de refrigeración por absorción (SRA), en la sección 2.3 se presentan las principales características de los fluidos de trabajo comúnmente utilizados en este tipo de sistemas, realizando especial énfasis en la mezcla amoníaco (refrigerante) – agua (absorbedor). Seguidamente se presenta una clasificación de los SRA y los equipos que lo integran, secciones 2.4 y 2.5, respectivamente. En la sección 2.6 se describe el funcionamiento, características y principales aplicaciones de los tubos vórtex. Finalmente, en la sección 2.7 se discuten los principales desarrollos en las configuraciones de los SRA.

2.2 Fundamentos y Características del proceso de Absorción

El fenómeno de absorción, en el cual se fundamenta el funcionamiento de los SRA, permite la combinación de dos fluidos que se encuentran inicialmente en diferentes estados de agregación (líquido o gas) en un mismo estado final (líquido o gas) [4], como se observa en la Figura 2.1; en este proceso no se presenta modificación química de las especies involucradas.

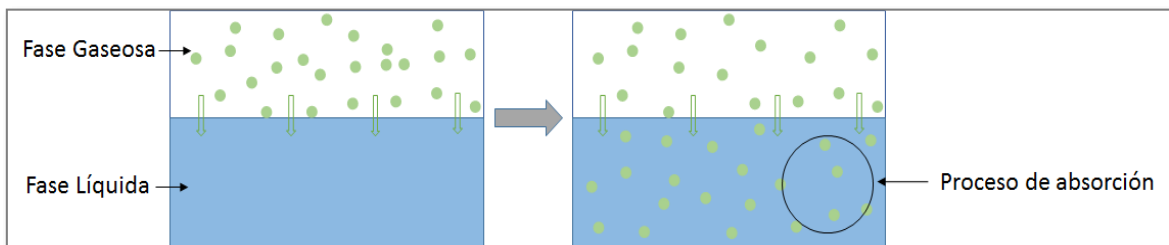


Figura 2.1. Proceso de absorción
Elaboración propia

De acuerdo a las temperaturas de operación alcanzadas, este tipo de sistemas pueden ser utilizados en aplicaciones de climatización y refrigeración. En los procesos de climatización las temperaturas se encuentran limitadas a valores por encima de los 0 °C; en el caso de la refrigeración es posible operar en un rango más amplio, con temperaturas incluso por debajo de los 0 °C.

Los sistemas de refrigeración por absorción (SRA) se establecieron como una alternativa sostenible a los problemas de elevado consumo energético presentes en los sistemas de refrigeración convencionales (por compresión) [8], contribuyendo de forma complementaria a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero (GHG, por sus siglas en inglés).

Adicionalmente, gracias a las bajas temperaturas requeridas por la fuente de calor de los SRA, entre 80 °C y 140 °C [9], se posibilita el aprovechamiento de la energía proveniente de otras fuentes, como el calor residual rechazado en equipos industriales, el sol, geotérmica y biomasa [10], [11], [12].

2.3 Fluidos de trabajo

Los sistemas de refrigeración por absorción requieren para su operación la mezcla de dos fluidos de trabajo, un refrigerante y un absorbente, esta mezcla se conoce comúnmente como par de trabajo. Cada una de estas sustancias, al igual que la mezcla, deben contar con características fisicoquímicas que favorecen el proceso de absorción [13], se pueden destacar características como:

- Ausencia de fase sólida: Se debe garantizar que bajo las condiciones de operación en las diferentes líneas del proceso no se presente formación de sólidos, reduciéndose de esta forma la probabilidad de obstrucción.
- Afinidad: Una fuerte afinidad en el par de trabajo facilita la solubilidad gracias a que los valores de coeficientes de actividad resultan ser inferiores a la unidad para el refrigerante, favoreciendo la reducción de la cantidad de absorbente que debe recircularse en el proceso. Por otra parte, una afinidad muy alta puede hacer necesario la instalación de un equipo rectificador al momento de separar el refrigerante del absorbente.
- Volatilidad: Bajo las condiciones de presión establecidas en el ciclo se debe garantizar una amplia diferencia entre las temperaturas de ebullición del absorbente y el refrigerante, siendo menores las de este último.
- Estabilidad y corrosión: La operación del ciclo hace que los fluidos sean sometidos a condiciones extremas de trabajo, la estabilidad química de la mezcla evita la formación de gases, sólidos o sustancias corrosivas y reduce el costo de fabricación al suprimirse la necesidad de utilizar materiales complejos.
- Seguridad: Una mezcla que no sea altamente tóxica ni inflamable minimiza los impactos ambientales, y asegura la salud de operadores y usuarios.

Adicionalmente, la transferencia de calor en los equipos se favorece al manejar bajas viscosidades y valores elevados de calor latente en el refrigerante.

Las investigaciones enfocadas en las mezclas de trabajo son un campo relativamente nuevo, debido a la complejidad de encontrar sustancias que se ajusten a las condiciones antes citadas, sin embargo, existe una amplia gama de combinaciones refrigerante-absorbente. Las parejas agua-amoniaco (H_2O-NH_3) y bromuro de litio-agua ($BrLi-H_2O$) actualmente se consolidan como los dos pares de trabajo más conocidos y ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración por absorción, el agua, en el primero de ellos actúa como absorbente, mientras que en el segundo cumple la labor de refrigerante [1]. El par bromuro de litio-agua (absorbente-refrigerante) se utiliza normalmente en aplicaciones de climatización de gran capacidad (>25 kW). Por otra parte, los fluidos agua-amoniaco poseen

mayor versatilidad, facilitando su uso en procesos de refrigeración o climatización con diversas capacidades.

2.3.1 Refrigerante

El refrigerante dentro de un SRA es la sustancia encargada de absorber el calor del elemento o medio al cual se le requiere reducir la temperatura; en el ciclo, alternativamente se vaporiza (absorbe calor) y condensa (cede calor), en el evaporador y en el condensador, respectivamente. Algunas de las características con que debe contar un buen refrigerante son: alta entalpía de vaporización y calor latente, baja temperatura de congelación, estabilidad térmica y química, y bajo costo [14]. Algunos de los principales refrigerantes usados son el agua, amoníaco y disoluciones acuosas como el *Alkitrato* $\text{LiNO}_3+\text{NaNO}_3+\text{KNO}_3$ (53:19:28) [15].

2.3.2 Absorbente

En los SRA se le otorga el calificativo de absorbente al medio utilizado para absorber al refrigerante; con el fin de asegurar la correcta operación dentro del ciclo es necesario que este fluido cuente con propiedades como una baja volatilidad, elevado punto de ebullición, estabilidad química, baja viscosidad y bajo punto de congelación. Dentro de los absorbentes utilizados en este tipo de sistemas se incluyen el: agua, bromuro de litio y cloruro de zinc [4].

2.3.3 Mezcla Amoníaco–Agua

Los SRA que emplean la pareja amoníaco-agua (refrigerante-absorbente) han sido fabricados comercialmente desde el año 1859 [16]; apoyados en su amplio desarrollo en aplicaciones de refrigeración le ha permitido convertirse en uno de los pares de trabajo más utilizados. Estos fluidos son estables en un amplio rango de presiones y temperaturas, se consideran ecológicos y de bajo costo [14].

En la Figura 2.2 se puede observar el diagrama P-h en donde se consolidan las curvas de saturación de los refrigerantes amoníaco y agua. La amplitud del domo bajo diferentes condiciones de presión nos permite conocer la cantidad de calor requerido para que el fluido cambie su estado de agregación entre gas y líquido (calor latente). Se puede notar que se requiere aproximadamente duplicar el flujo de amoníaco para lograr la misma capacidad de enfriamiento que el agua a 0 °C, sin embargo, esta es la mínima temperatura de operación del agua; el amoníaco por su parte presenta una temperatura de congelación de -77 °C, haciendo posible su utilización en aplicaciones de bajas temperaturas como preservación de alimentos y preparaciones farmacéuticas.

Por otra parte, el principal inconveniente con la mezcla es la relativa volatilidad del agua, haciendo necesaria la instalación de un rectificador para eliminar la fracción de agua que

pueda evaporarse junto con el amoniaco. En la Tabla 2.1 se muestran las principales ventajas y desventajas asociadas con el uso de la mezcla de trabajo amoniaco-agua.

Una de las diferencias más significativas de la mezcla amoniaco-agua respecto a su homóloga agua-bromuro de litio (refrigerante-absorbente) es la diferencia en las presiones de vapor. En condiciones normales (presión = 1 atmosfera y temperatura = 25 °C) el amoniaco alcanza su punto de ebullición a una temperatura aproximada de -33,3 °C, forzando a que la operación en el generador se realice a presiones relativamente altas. Lo anterior permite que los intercambiadores de calor sean más compactos en relación con los que operan con agua como refrigerante.

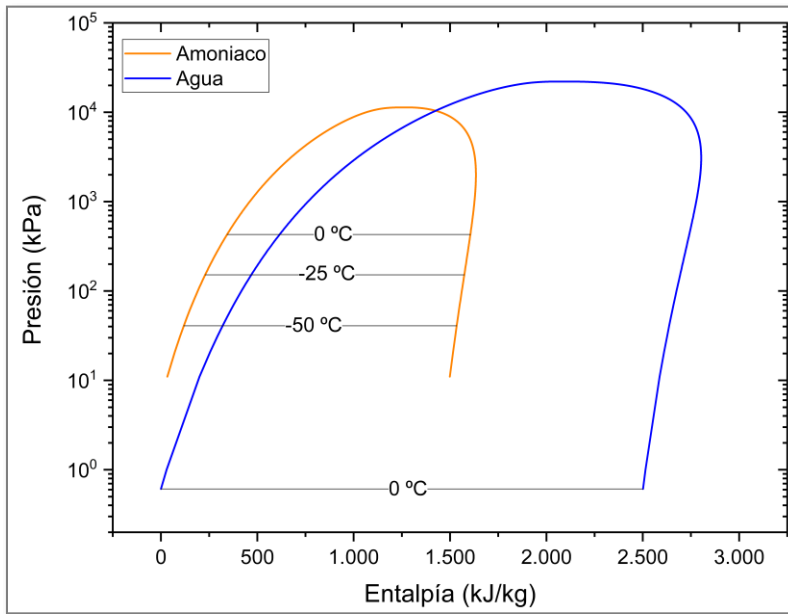


Figura 2.2 Diagramas P-h. Envolturas refrigerantes
Elaboración propia

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas del par amoniaco-agua

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Temperaturas de operación inferiores a 0 °C ✓ Fácil detección de fugas ✓ Estabilidad térmica y química ✓ Compatible con metales como acero, aluminio y hierro ✓ Baja inflamabilidad ✓ Mayor capacidad de refrigeración ✓ Bajo costo ✓ No posee potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP=0) ni potencial directo sobre calentamiento global (GWP=0) 	<ul style="list-style-type: none"> - Volatilidad del agua - Altas presiones de operación - Incremento de la toxicidad y corrosividad con la concentración de amoniaco - Incompatible con el cobre

2.4 Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA)

La principal característica de los SRA hace referencia a que la energía requerida para su operación es provista por una fuente de calor, como se mencionó anteriormente, su relevancia se ve incrementada cuando se dispone de fuentes energéticas de bajo costo como geotérmica, solar o calor residual de procesos industriales [10], [11], [12], [17]. El sistema en principio es similar al sistema de refrigeración por compresión (SRC), el refrigerante fluye por un condensador a la presión de alta del sistema donde cede calor y cambia de fase de gas a líquido. Más adelante el refrigerante se introduce a un intercambiador de calor (evaporador) a la presión de baja del sistema donde se evapora permitiendo la remoción de calor de un medio. Para elevar la presión del refrigerante en el caso de los SRC se requiere el suministro de una gran cantidad de energía sobre el compresor para poder alcanzar las presiones deseadas de operación [18], [19]. En los SRA el compresor de vapor es reemplazado por un mecanismo complejo, integrado en su versión más sencilla, por un absorbedor, una bomba y un generador. Dado que, para un mismo fluido el volumen específico del líquido es mucho menor que el de su fase gaseosa, el trabajo requerido por la bomba para comprimir el líquido es mucho menor que el del compresor (compresión de gas) [20].

Actualmente, existen múltiples modelos comerciales que utilizan la tecnología de enfriamiento por absorción, estos se encuentran disponibles en un amplio rango de potencias de enfriamiento. Algunas de las principales compañías que tienen a su cargo la fabricación de equipos son: Carrier Corporation (EE.UU), York (EE.UU), Thermax (India), LG (Corea), SolarNext (Alemania), Yazaki (Japón), Robur (Italia) [21].

2.4.1 Equipos que integran el Sistema de Refrigeración por Absorción (SRA)

Un SRA convencional incluye dentro de su configuración un total de seis componentes básicos, estos se presentan en la Figura 2.3 y son descritos a continuación:

- **Absorbedor:** En este dispositivo se realiza el proceso de enriquecimiento en refrigerante de la mezcla binaria. En él se mezcla el refrigerante gaseoso proveniente del evaporador, llega por encima y la solución pobre en refrigerante (solución débil) del generador, liberando calor en el proceso. Atendiendo a que la absorción es más eficiente a bajas temperaturas se debe permitir el rechazo de calor hacia el ambiente.
- **Bombas de solución:** Generalmente, este tipo de sistemas emplea una bomba de desplazamiento positivo, cuyo propósito es elevar la presión de la solución proveniente del absorbedor y transportarla hacia el generador.
- **Generador:** Es consistente con una torre de destilación a la que se le puede suministrar calor producto de la combustión u otras fuentes alternativas. En este equipo se realiza

la destilación y purificación de los vapores del refrigerante (amoníaco). El equipo es alimentado con una solución rica en refrigerante, conocida como solución fuerte.

- **Condensador:** En este equipo se realiza el intercambio de calor sensible y latente de licuefacción de la corriente de refrigerante destilada previamente en el generador (alta presión y temperatura), obteniéndose finalmente una corriente líquida fría.
- **Evaporador:** Es un intercambiador de calor localizado en la sección o recinto que se desea enfriar, el amoníaco utiliza el calor absorbido para generar un cambio en su estado de agregación de líquido a gas, esta energía es denominada: capacidad frigorífica del sistema.
- **Válvulas de expansión:** Este componente es el encargado de reducir la presión de las corrientes líquidas, en este tipo de sistema se utilizan al menos dos válvulas: una para la solución débil, previo a la entrada al absorbedor, y la segunda para el refrigerante antes del ingreso al evaporador.

2.5 Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción

Según Dincer & Hussain [4], los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar en función de la cantidad de generadores utilizados y la forma en la que están conectados entre sí, considerando esto, se sugieren tres configuraciones básicas denominadas como: sistemas de simple efecto, medio efecto y de múltiples efectos. Los sistemas de simple efecto son los más sencillos, dentro de su configuración integran los elementos mencionados en la sección anterior, véase Figura 2.3. Con relación a los sistemas de efecto medio, representan una forma mejorada del sistema antes descrito, hace posible el enfriamiento mientras se usa una fuente de calor a una temperatura relativamente más baja que la absorción de simple efecto; como se puede apreciar en la Figura 2.4, en su configuración se incluyen dos generadores, dos absorbedores, dos bombas, tres válvulas de expansión, un condensador y un evaporador, el calor es suministrado a ambos generadores desde una misma fuente, el inconveniente de usar este tipo de sistema es que su eficiencia, representada por el *COP* (*Coefficient of Performance*, por sus siglas en Inglés), es muy baja en comparación con el de simple efecto.

En la actualidad, se han desarrollado sistemas que varían desde doble efecto hasta efecto cuádruple denominándolos sistemas de efecto múltiple. Notándose un incremento considerable del *COP*, pasando de 0,5 en un sistema de simple efecto hasta 2,5 en uno de efecto cuádruple [4], sin embargo, este aumento requiere de una fuente de calor más alta en comparación con un sistema de efecto menor. En la Figura 2.5 se presentan los componentes de un SRA de doble efecto.

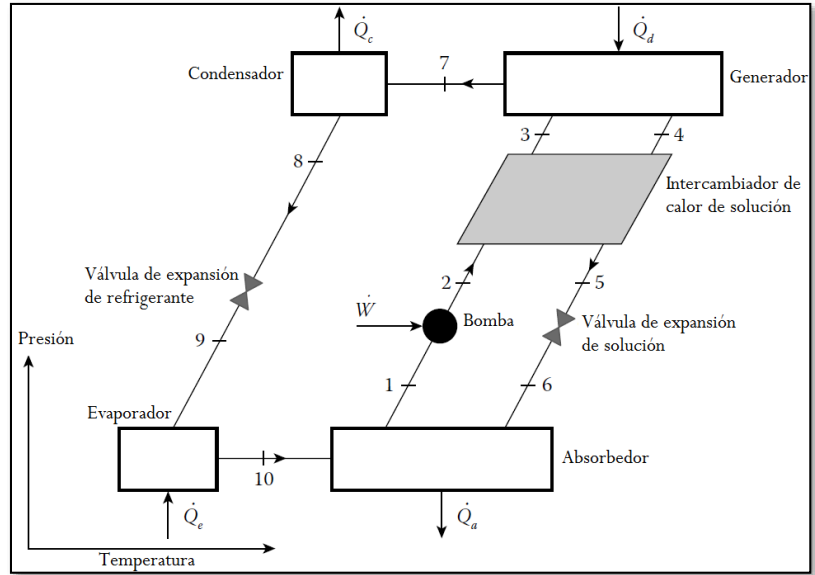


Figura 2.3 Esquema sistema de refrigeración por absorción de simple efecto
Adaptado de [14]

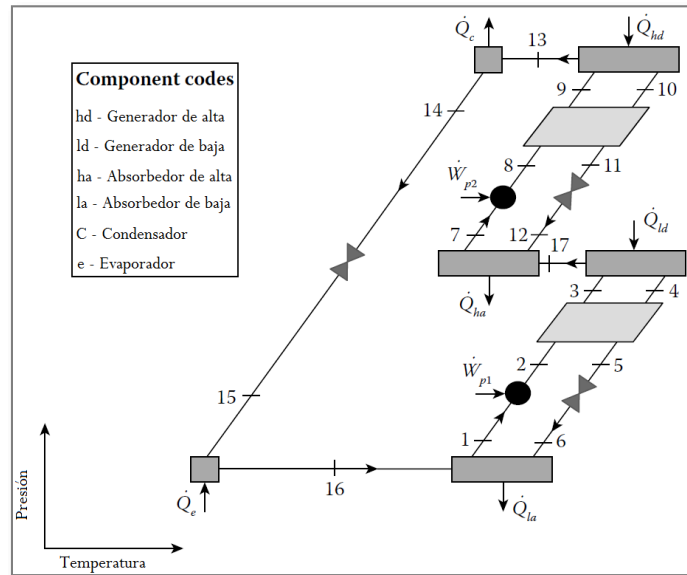


Figura 2.4 Esquema sistema de refrigeración por absorción de medio efecto
Adaptado de [14]

Dentro de los avances en los ciclos se encuentra la incorporación de un intercambiador de calor extra para trabajar en la recuperación de calor de la reacción exotérmica que se presenta en el absorbedor (cuando se dispone de temperaturas lo suficientemente altas), rediriéndolo hacia el generador, lo anterior permite reducir los requerimientos de aporte energético exterior y mejorar el rendimiento del ciclo, estos se conocen como SRA – GAX [22].

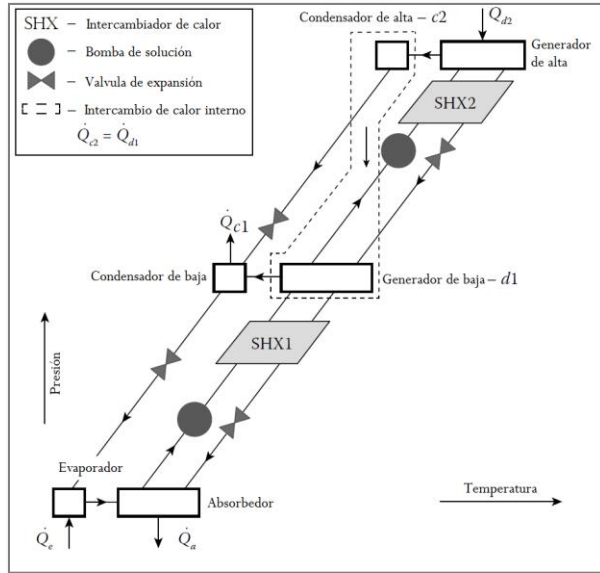


Figura 2.5 Esquema sistema de refrigeración por absorción de doble efecto
Adaptado de [14]

2.5.1 SRA de simple efecto

En este tipo de sistemas se presenta un único nivel de calentamiento del fluido de trabajo en el generador. La Figura 2.6 muestra la distribución de equipos y flujos del sistema. El proceso inicia cuando la solución fuerte (estado 1), sale del absorbedor para ingresar a la bomba. En la bomba, es incrementada la presión de la solución fuerte, alcanzando el estado 2. La solución en el estado 2 ingresa a un recuperador de calor, en donde incrementa su temperatura (estado 3) gracias al calor cedido por la corriente 4 que retorna desde el generador. La corriente del estado 3 es alimentada al generador al cual se le suministra calor desde una fuente externa, gracias a la baja temperatura de ebullición del amoníaco comparada con la del agua, el refrigerante abandona el equipo en el estado 7 como vapor sobrecalentado a la presión de operación de alta, la mezcla con menor concentración en refrigerante – solución débil deja el generador en el estado 4. El refrigerante, que se encuentra como vapor sobrecalentado, sale en el estado 7 sigue su recorrido hacia el condensador, aquí el amoníaco rechaza el calor a los alrededores y cambia de fase gaseosa a líquida en el estado 8. Luego, el refrigerante (amoníaco) es subenfriado en un recuperador de calor obteniéndose la corriente en el estado 9; el estado 10 se presenta al expandir isoentrópicamente la corriente de refrigerante líquida, seguidamente ingresa al evaporador donde absorbe calor del espacio que se desea acondicionar y sale como una mezcla saturada con elevada calidad (≤ 1) y baja temperatura (estado 11) que es aprovechada para realizar el enfriamiento de la corriente en el estado 8, una vez realizado el intercambio ingresa nuevamente al absorbedor en el estado 12, donde finalmente se mezcla con la solución débil expandida en la válvula de solución (estado 5 a 6).

Los SRA de simple efecto operando en un rango de temperaturas de 80 a 150 °C pueden producir entre 1 y 100 toneladas de refrigeración (3,52 y 351,7 kW, respectivamente) y los valores de COP normalmente obtenidos pueden oscilar entre 0,5 y 0,7 [4].

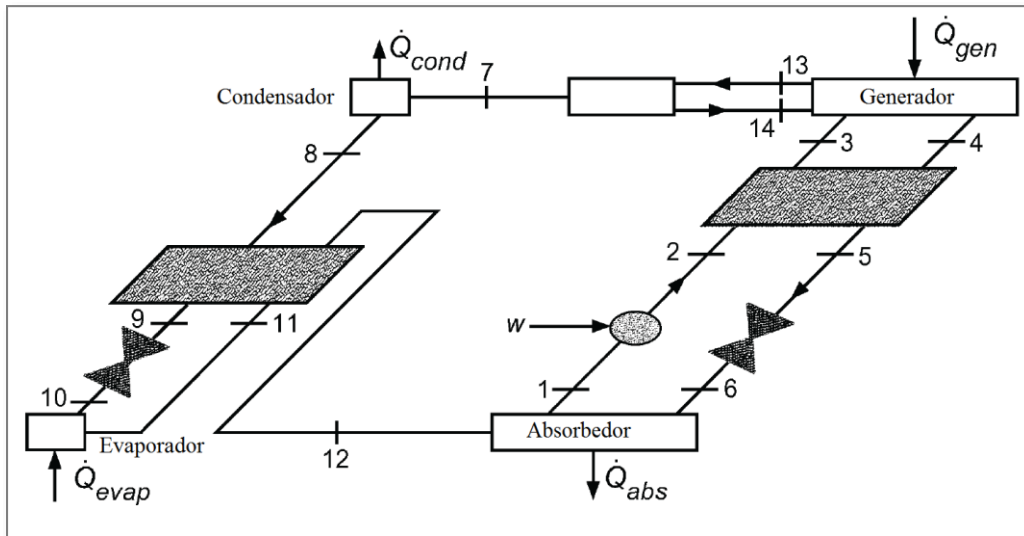


Figura 2.6 Esquema de un sistema de refrigeración por absorción
Adaptado de [23]

2.6 Tubos de vórtice Ranque-Hilsch

En esta sección del documento analiza la información bibliográfica relacionada con el tubo de vórtice Ranque-Hilsch (RHVT, por sus siglas en inglés) o simplemente tubo vórtex. Este dispositivo fue inventado en 1928 por G. Ranque [2], posteriormente 1945 R. Hilsch sería el encargado de modificar su diseño para mejorar su eficiencia [3]. Se pueden considerar relativamente simples teniendo en cuenta que dentro de su estructura no cuentan con partes móviles, su principal característica radica en la capacidad de separar un flujo de gas a alta presión en dos fracciones (a una menor presión), una más fría y otra más caliente que la temperatura de entrada. El gas es enfriado gracias a los efectos de expansión, aceleración y transferencia de calor interna, esta combinación permite obtener temperaturas incluso más bajas que en un proceso de expansión convencional [24].

Algunas de las principales ventajas que hacen a este dispositivo llamativo se relacionan con la fácil instalación, estructura compacta, bajos costos de mantenimiento y durabilidad. Gracias a las prestaciones antes mencionadas, estos dispositivos han despertado el interés de múltiples compañías a nivel mundial como *Shell*, *Fulton Hypothermia* y *Baike Flight Company*, entre otras. Por otra parte, la fabricación en Estados Unidos es liderada por empresas como *ITW Vortec*, *Vortex*, *Exair* y *Transonic* [7].

Los campos de aplicación de los tubos vórtex incluyen:

- Procesos de mecanizado: enfriamiento de rodamientos y dispositivos electrónicos [6].
- Biomédico: congelamiento biológico y cirugías.
- Industria petroquímica: Enfriamiento, separación y licuefacción de gas natural [25], sistemas de combustión [26].
- Sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire [5].

2.6.1 Componentes y funcionamiento

Generalmente el ensamble de un tubo vórtex incluye dentro sus componentes: una cámara de vorticidad, cuerpo principal del tubo (salida caliente), boquilla de alimentación (pueden ser más de una), válvula reguladora de flujo y extremo de salida fría, para una mayor precisión se presenta la Figura 2.7.

Para su operación, a través de una boquilla se alimenta de forma tangencial al cuerpo principal del tubo un gas comprimido, este circula y se expande mediante una cámara de vorticidad en donde puede alcanzar una velocidad de rotación cercana a las 1×10^6 rpm, la corriente es direccionada hacia la salida del lado caliente del tubo, en donde se ubica una válvula reguladora de flujo por donde sale la parte caliente del flujo; la fracción restante del fluido, es forzada a retornar hacia el lado frío del tubo, en el proceso la corriente es enfriada al transferir energía cinética en forma de calor al fluido caliente [27]. La válvula presente en el tubo cumple una doble función, permitiendo controlar el flujo de la salida caliente y la separación de temperaturas. Es posible obtener temperaturas más bajas en el lado frío al abrir la válvula, en este proceso el flujo del lado frío se reduce.

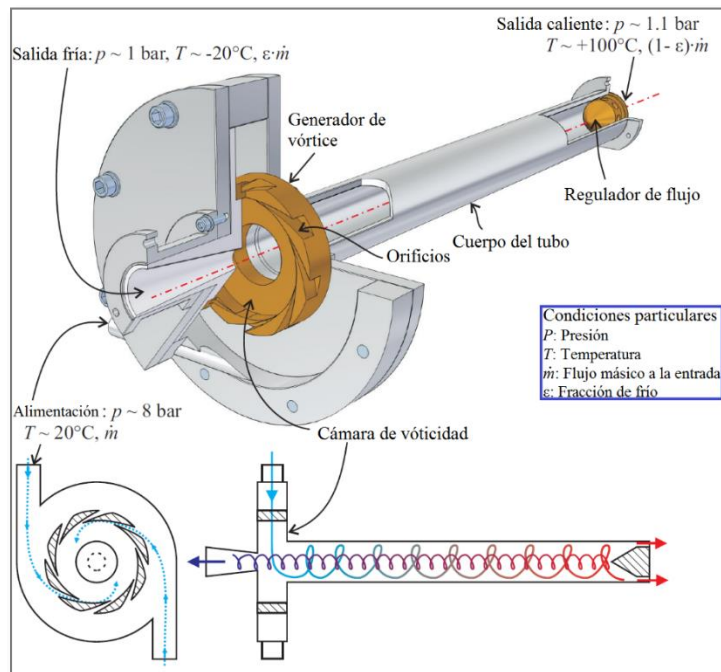


Figura 2.7 Descripción tubo vórtex Ranque-Hilsch
Adaptado de [24]

2.7 Desarrollos en Sistemas de Refrigeración por Absorción

La industria de la refrigeración surge inicialmente bajo la necesidad de preservar los alimentos por periodos más largos de tiempo, previo al desarrollo de este tipo de tecnología se utilizaban métodos como el ahumado y la salazón (adición de sal). Los primeros estudios sobre generación de frío por medios no naturales datan del año 1748, cuando el Dr. William Cullen descubrió que algunas reacciones químicas permiten el rechazo de calor. Como se mencionó anteriormente, Nairn, en 1777 presenta los principios de funcionamiento de los SRA, en 1859, F. Carré construye el primer SRA utilizando como fluidos de trabajo el par amoniaco-agua (refrigerante-absorbente) [28]; desde entonces se han desarrollado múltiples investigaciones orientadas hacia el análisis de SRA que utilizan estos fluidos de trabajo.

Raghuvanshi y Maheshwari [29] realizaron la evaluación de las características de operación y rendimiento de un SRA amoniaco-agua de una etapa fundamentados en la primera ley de la termodinámica, concluyendo que al incrementarse la temperaturas de los equipos: absorbedor, generador y condensador el COP del ciclo disminuye, por otra parte, al mejorarse la efectividad del intercambiador de calor el COP se incrementa.

En los estudios donde se analizan las irreversibilidades (segunda ley de la termodinámica) sobre un SRA amoniaco-agua de doble efecto, realizados por Ben Ezzine *et al.* [30] se estableció que el mayor potencial para mejorar la eficiencia energética del ciclo se centra en los equipos: absorbedor, intercambiadores de calor y condensador.

Una de las modificaciones que se han realizado a la configuración del SRA incluye la integración de un eyector a la entrada del absorbedor, los autores Sozen y Ozalp [31] reportaron incrementos del 49 % en el COP y reducción en la relación de circulación de un 57 %. El diagrama que describe el sistema se presenta en la Figura 2.8.

Darwish *et al.* [32] apoyados en las bases de datos de propiedades físico-químicas de múltiples sustancias incluidas en el simulador ASPEN Plus®, lograron simular y analizar un enfriador comercial que utiliza el principio de absorción. Los resultados estimados por el simulador sobre varios parámetros de rendimiento presentaron buenas correlaciones con datos experimentales tomados de un enfriador comercial de la marca Robur.

A nivel mundial, la cantidad de estudios realizados sobre sistemas que incluyen en su configuración un tubo vórtex son reducidos; aplicándose principalmente en sistemas de refrigeración por compresión (SRC). Por ejemplo, Gaurav *et al* [33], realizaron un estudio comparativo entre un ciclo de compresión convencional (con válvula de expansión) y otro que utiliza un tubo vórtex, estimando los efectos sobre algunos parámetros de diseño como el COP y la eficiencia exergética, notándose un incremento de estos en el caso donde se utilizó el tubo vórtex. En los trabajos presentados por Liu *et al* [34] y Hua *et al* [35] se analizó el comportamiento de diferentes fluidos de trabajo sobre el COP de un ciclo de refrigeración por compresión utilizando un tubo vórtex en lugar de una válvula de expansión,

observándose mejoras en el desempeño del sistema al reducir la temperatura del evaporador.

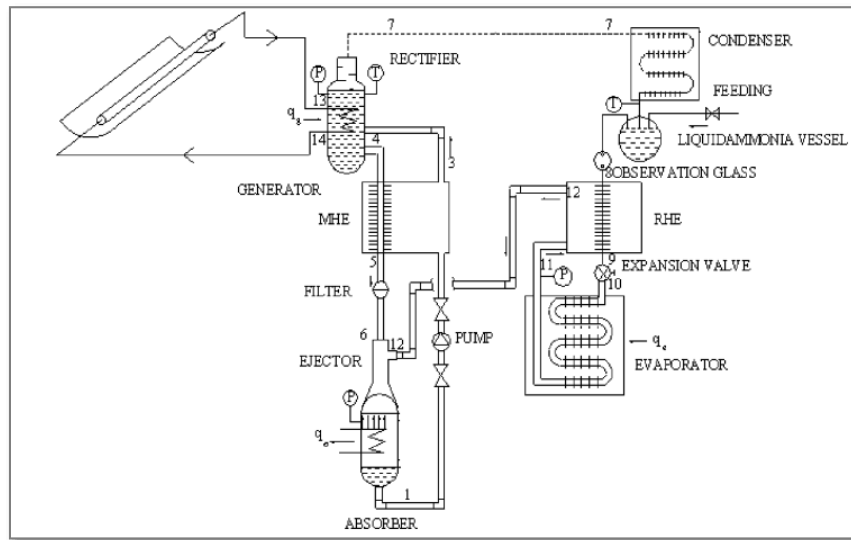


Figura 2.8 Representación esquemática de un ciclo de refrigeración por absorción de tres niveles de presión
Tomado de [31]

Las investigaciones sobre SRA – Vórtex se enfocan principalmente hacia la formulación de patentes, la revisión de las bases de datos muestra que todos los desarrollos se han realizado en China por Inner Mongolia University of Science and Technology. Así mismo, se pudo evidenciar que las patentes presentan fechas de publicación recientes (inferiores a cinco años). Seguidamente, en la Tabla 2.2 se presenta una descripción de cada una de las patentes encontradas.

Tabla 2.2 Uso de tubos vórtex en sistemas de refrigeración por absorción.
Línea de tiempo publicación de patentes

Año	Título	Descripción	Beneficios
2015	Sistema de refrigeración por absorción con función de refrigeración intensa [36]	En el Sistema de refrigeración por absorción con función de refrigeración intensa, el tubo vórtex se encuentra ubicado a la salida del separador líquido-vapor, las conexiones caliente y fría del tubo son conectadas al regenerador de calor y al condensador, en ese mismo orden.	- Reducción del uso de energía - Ahorro de energía eléctrica
2015	Dispositivo de alto efecto de refrigeración por absorción jet [37]	En este sistema se integran dos componentes adicionales al SRA convencional: un inyector y el tubo vórtex. Al igual que en el sistema descrito en la parte superior las conexiones de entrada y salidas del	- Reducción del uso de energía - Ahorro de energía eléctrica

Año	Título	Descripción	Beneficios
		tubo se conservan, mientras que el inyector recibe dos corrientes, la primera proviene de una las dos salidas del generador, la segunda es suministrada por el condensador.	
2015	Refrigerador de inyección-absorción eficiente para usos de congelación y refrigeración [38]	En pro de mejorar la eficiencia del ciclo de absorción jet se presentan algunas modificaciones; en este caso el ingreso de los dos flujos al inyector, derivan de una de las dos salidas del generador y del separador líquido-gas, posteriormente a la salida del inyector se instala el tubo vórtex, destinando la salida fría hacia al regenerador de calor de baja y la corriente caliente hacia el intercambiador de calor de solución.	<ul style="list-style-type: none"> - Mejoras en la tasa de uso de energía - Ahorro de energía eléctrica
2016	Sistema de refrigeración por absorción-tubos vórtex [39]	Adicional a la inclusión del tubo vórtex, este sistema incluye tres válvulas reguladoras y un segundo regenerador. La salida caliente del tubo se utiliza para precalentar la solución fuerte en el intercambiador de calor de solución, mientras que la corriente fría se utiliza para lograr el subenfriamiento del refrigerante en el separador líquido-gas.	<ul style="list-style-type: none"> - Incremento en la eficiencia del ciclo - Reducción de la temperatura de la solución que ingresa al absorbedor
2016	Sistema de refrigeración por absorción-jet-tubo vórtex impulsado por calor de baja calidad [40]	Este ciclo presenta la inclusión de un tubo vórtex, un eyector, una segunda válvula de estrangulamiento y un total de tres regeneradores. La combinación tubo vórtex-eyector mejora la eficiencia del SRA-Eyector convencional.	<ul style="list-style-type: none"> - Permite reducir la temperatura de refrigeración - Ahorro de energía eléctrica - Reducción de riesgos ambientales
2016	Sistema de refrigeración por absorción-tubo vórtex para bajas temperaturas [41]	Los elementos más relevantes adicionados a este ciclo comprenden un tubo vórtex, un segundo regenerador de calor y un total de tres válvulas. El gas proveniente de la salida caliente del tubo vórtex se utiliza para precalentar la corriente rica en refrigerante, por otra parte la salida fría del tubo se utiliza en la condensación del refrigerante en el condensador.	<ul style="list-style-type: none"> - Reducción de la cantidad de agua utilizada en el condensador - Incremento de la eficiencia de refrigeración - Reducción de costos de construcción - Ahorro en los costos de mantenimiento de la torre de enfriamiento

3 MODELACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Este capítulo tiene como objeto realizar el análisis mediante modelación y simulación la operación de un ciclo de absorción de simple efecto que utiliza como fluidos el par de trabajo Amoniaco – Agua (refrigerante – absorbente). En el capítulo anterior se realizó la descripción de las características, componentes y operación de este tipo de sistemas ([sección 2.5.1](#)). Los resultados obtenidos en la simulación del SRA son comparados con los valores reportados por *ASHRAE Handbook Fundamentals* [23].

3.1 Modelación del SRA

En la Figura 3.1 se ilustra el esquema de funcionamiento del SRA, para facilitar la comprensión se deben considerar aspectos como:

- La numeración y direcciones de flujo indicadas
- Los términos solución débil y solución fuerte son empleados para indicar la baja o alta concentración del refrigerante, respectivamente.

En este orden de ideas, la solución fuerte pasa a través de los puntos 1, 2 y 3, las corrientes 4, 5 y 6 representan el flujo de la solución débil y finalmente el refrigerante circula desde el punto 7 hasta el punto 12.

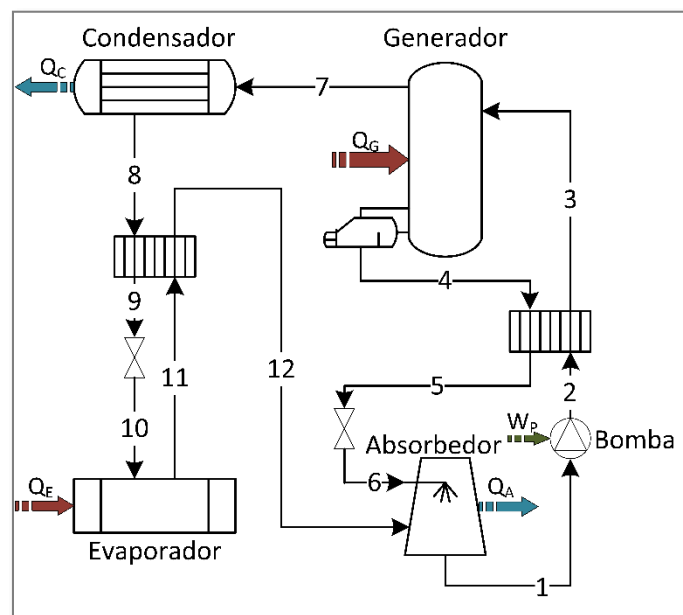


Figura 3.1 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto: Amoniaco-Agua.
Elaboración propia basado en [23]

Para el desarrollo de la modelación se contemplan balances másicos, energéticos y exergéticos, los cuales tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El sistema funciona en estado estable.
- Los procesos que tienen lugar en los equipos son ideales (no existen pérdidas energéticas).
- Las variaciones en la energía potencial y cinética son despreciables.
- Las caídas de presión en tuberías o equipos son despreciables.

3.2 Análisis energético del sistema

La metodología aplicada en los análisis termodinámicos se enfoca en cuantificar de forma individual las entradas y salidas de los diferentes componentes del sistema, facilitando la determinación de parámetros como la potencia requerida por la bomba, coeficientes de desempeño y eficiencia (energético y exergético), entre otros. Son considerados en principio los equipos: evaporador y condensador, atendiendo a que a través de ellos es posible fijar la potencia frigorífica deseada y las presiones de trabajo, previa selección de las temperaturas de operación.

En los siguientes apartados se analizan los equipos dispuestos en la configuración del ciclo, incluyendo a su vez una breve descripción de su operación.

3.2.1 Evaporador

Este dispositivo es el encargado de producir el efecto refrigerante dentro del ciclo, el proceso se hace posible cuando el amoníaco (refrigerante) que ingresa como líquido (10) es evaporado (11) valiéndose del calor del ambiente a refrigerar. La cantidad de calor requerido para generar este cambio se le conoce como capacidad frigorífica del sistema. El equipo funciona bajo condiciones isobáricas, a la presión de baja del sistema.

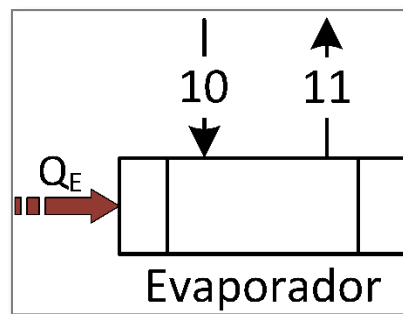


Figura 3.2 Diagrama del evaporador
Elaboración propia

Basados en la anterior figura se pueden deducir los balances de materia y energía del evaporador:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot x_{10} = \dot{m}_{11} \cdot x_{11} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{Q}_E = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (3.3)$$

3.2.2 Condensador

El condensador es el encargado de generar el cambio de fase del refrigerante, el cual es alimentado como vapor sobrecalentado (7) proveniente del generador. La transferencia de calor se realiza desde el condensador hacia el ambiente o un agente de enfriamiento, obteniéndose una corriente como líquido saturado (8), este equipo funciona a las condiciones de presión de alta del ciclo.

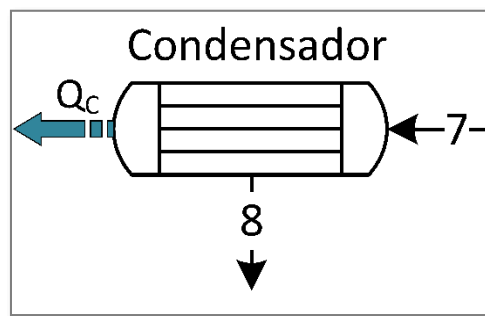


Figura 3.3 Diagrama del condensador
Elaboración propia

Cabe destacar que al igual que en el evaporador, durante el proceso los flujos másicos y las concentraciones permanecen constantes, esto se expresa en las ecuaciones (3.4) y (3.5). El análisis es complementado con el balance energético, ecuación (3.6).

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 = \dot{m}_8 \cdot x_8 \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{Q}_C \quad (3.6)$$

3.2.3 Absorbedor

En este equipo se llevan a cabo operaciones simultáneas de transferencia de calor y masa, permitiendo incorporar el vapor de amoníaco proveniente del evaporador (12) dentro de la solución débil (6) recirculada desde el generador (el amoníaco es absorbido por el agua),

originando la solución fuerte (1), la cual se encuentra como líquido saturado a la presión de baja del ciclo. Normalmente se utiliza una torre de absorción en la que la solución débil es asperjada desde el tope sobre el refrigerante para mejorar la transferencia de masa y calor. En la Figura 3.4 se presenta el esquema del proceso.

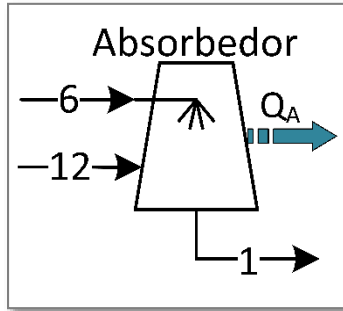


Figura 3.4 Diagrama del absorbedor
Elaboración propia

El calor liberado durante la absorción (proceso exotérmico) debe ser retirado, lo anterior con el fin de garantizar que el ciclo opere correctamente a las condiciones de diseño. Del balance de masa se obtiene que:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{12} \cdot x_{12} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad (3.8)$$

Por otra parte, el balance energético se puede formular como:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_A \quad (3.9)$$

3.2.4 Generador

El objetivo de los procesos que tienen lugar en el generador son, en principio, opuestos a los del absorbedor, pues se busca la producción de vapor con una alta concentración de refrigerante (7) a partir de la solución fuerte (3), la cual es alimentada al equipo una vez ha sido presurizada en la bomba de solución. Para lograr la separación de la mezcla binaria se hace necesario el suministro de calor. Otra de las salidas del equipo es la solución débil como líquido saturado (4), la cual es recirculada al absorbedor a la temperatura de la fuente de calor. La solución fuerte ingresa por la parte superior de la unidad facilitando el contacto con los vapores ricos en amoníaco, incrementando la transferencia de masa y energía; esta configuración permite que a medida que la solución desciende se realice un precalentamiento a través de los vapores ascendentes, los cuales se encuentran a una mayor temperatura.

Con las ecuaciones (3.10) y (3.11) se describe el flujo de masa global y del amoníaco en este componente, respectivamente; de forma complementaria se plantea la ecuación (3.12) para resolver el balance de energía.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7 \cdot x_7 \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{Q}_G = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (3.12)$$

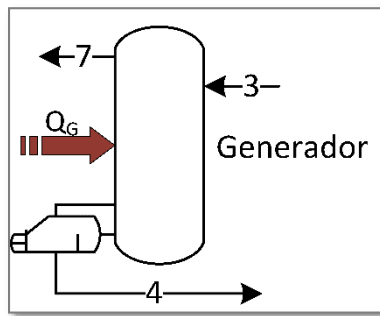


Figura 3.5 Diagrama del generador
Elaboración propia

3.2.5 Intercambiadores de calor (Solución y Gas)

Estas unidades también reciben el nombre de recuperadores, en este ciclo se integran dos (2) de ellos con el fin de incrementar el aprovechamiento energético. Las unidades antes mencionadas son presentadas en la Figura 3.6: a – Intercambiador de calor de la solución y b – Intercambiador de calor de gas, en ese mismo orden, *SHX* y *GHX* por sus siglas en inglés.

- Intercambiador de calor de solución: su objetivo es permitir la transferencia de calor desde la solución débil que sale del generador (4) a una temperatura elevada hacia la solución fuerte bombeada desde el absorbedor (2). El equipo opera en la condición de presión de alta del ciclo.
- Intercambiador de calor de gas: su función es reducir la temperatura de la corriente líquida de refrigerante proveniente del condensador (8), antes de que esta ingrese al evaporador (9), permitiendo de esta forma alcanzar potencias frigoríficas mayores. El calor es transferido hacia la corriente gaseosa que sale del evaporador (11). En el equipo se manejan presiones de alta del ciclo del lado caliente (corrientes 8 y 9) y bajas en lado frío (11 y 12).

Como parte del análisis en los intercambiadores de calor es necesario introducir el concepto de efectividad (ε), la cual se define como la razón de la transferencia de calor actual por la tasa máxima de transferencia posible, como se muestra en la ecuación (3.13).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Act}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.13)$$

La máxima transferencia de calor se alcanza al suponer que la temperatura de entrada del fluido frío es capaz de igualar la temperatura de entrada del fluido caliente, de esta forma tendríamos:

$$\dot{Q}_{max} = MIN(C_{frío}, C_{caliente}) \cdot (\Delta T_{max}) \quad (3.14)$$

donde,

ΔT_{max} , máxima diferencia de temperatura. $\Delta T_{max,SHX} = T_4 - T_2$ y $\Delta T_{max,GHX} = T_8 - T_{11}$
 $MIN(C_{frío}, C_{caliente})$, mínimo valor del producto entre el calor específico del fluido frío o caliente y el flujo másico. En las Ecuaciones (3.15) y (3.16) se puede observar el procedimiento de cálculo realizado para los intercambiadores SHX y GHX, respectivamente.

La estimación de los valores de las capacidades caloríficas ($C_{frío}, C_{caliente}$) a presión constante requiere del conocimiento, en el fluido, de la fracción másica de los componentes de la mezcla (amoníaco-agua) y la temperatura a la cual se encuentra.

$$SHX, MIN(C_{frío,SHX}, C_{caliente,SHX}) = MIN \begin{cases} C_{frío,SHX} = C_{p2} \cdot \dot{m}_2 \\ C_{caliente,SHX} = C_{p4} \cdot \dot{m}_4 \end{cases} \quad (3.15)$$

$$GHX, MIN(C_{frío,GHX}, C_{caliente,GHX}) = MIN \begin{cases} C_{frío,GHX} = C_{p11} \cdot \dot{m}_{11} \\ C_{caliente,GHX} = C_{p8} \cdot \dot{m}_8 \end{cases} \quad (3.16)$$

Seguidamente se relacionan los balances de materia y energía asociados a estos equipos.

SHX:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad y \quad \dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_3 \cdot x_3 \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad y \quad \dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_5 \cdot x_5 \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_{SHX} + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{SHX} \quad (3.20)$$

GHX:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_9 \cdot x_9 = \dot{m}_{11} \cdot x_{11} = \dot{m}_{12} \cdot x_{12} \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{GHX} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{Q}_{GHX} \quad (3.24)$$

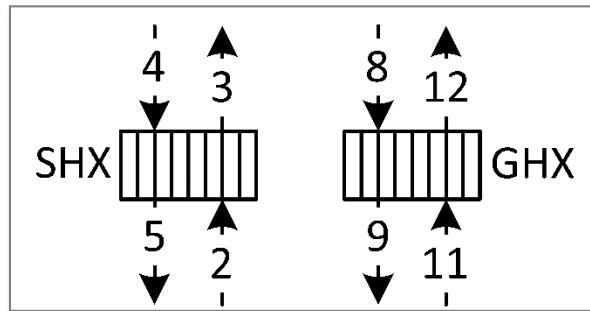


Figura 3.6 Diagrama de los intercambiadores de calor
Elaboración propia

3.2.6 Bomba

Este elemento se ocupa de llevar la solución fuerte desde la salida del absorbedor (1) hacia el generador, a la vez que incrementa la presión del fluido (2). La Figura 3.7 exhibe el comportamiento de la bomba en el sistema para su análisis.

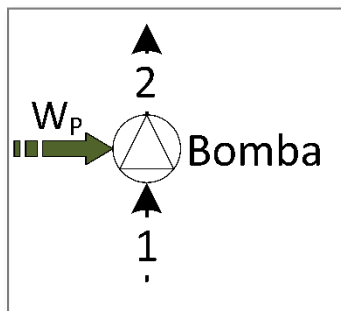


Figura 3.7 Diagrama de la bomba
Elaboración propia

El principio de conservación del flujo másico se resuelve de forma trivial:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_2 \cdot x_2 \quad (3.26)$$

En la ecuación (3.27) se plantea el análisis energético:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (3.27)$$

Donde, \dot{W}_p representa la potencia eléctrica requerida por la bomba para comprimir la solución fuerte, esta se puede precisar como sigue:

$$\dot{W}_p = (P_2 - P_1) \frac{v_1 \cdot \dot{m}_1}{\eta_p} \quad (3.28)$$

3.2.7 Válvulas de expansión

El último elemento a analizar es la válvula, este cumple la función de reducir la presión del fluido, para la modelación el proceso se considera adiabático e isoentálpico. El sistema seleccionado cuenta con dos (2) de estos componentes, el primero de ellos se identifica como válvula de refrigerante - VR (transición 9 a 10), localizado antes de la entrada del refrigerante al evaporador y el segundo se conoce como válvula de solución – VS (transición 11 a 12), este se ubica antes de la entrada al absorbedor de la solución débil. A continuación, se presenta el esquema utilizado para desarrollar los análisis termodinámicos.

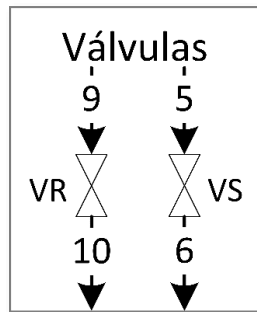


Figura 3.8 Diagrama de las válvulas
Elaboración propia

Seguidamente, se detallan las ecuaciones utilizadas para determinar el flujo másico y energético.

VR

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_9 \cdot x_9 = \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (3.31)$$

VS

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.32)$$

$$\dot{m}_5 \cdot x_5 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad (3.33)$$

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (3.34)$$

3.2.8 Coeficiente de desempeño energético

Este coeficiente es utilizado comúnmente para medir la eficiencia de los ciclos de refrigeración, este indica la relación entre la potencia frigorífica producida (\dot{Q}_E) y la potencia total consumida, esta última incluye la potencia térmica del generador (\dot{Q}_G) y la potencia eléctrica de la bomba (\dot{W}_P), en la ecuación (3.35) se plantea esta relación. Este coeficiente puede alcanzar valores incluso superiores a la unidad (1), dado que sólo se considera el análisis energético.

$$COP_{en} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \quad (3.35)$$

3.3 Análisis exergético del sistema

La aplicación del análisis energético sobre los SRA permite verificar el cumplimiento de los principios de preservación de materia y energía, también conocidos como de primera ley de la termodinámica. Asimismo, hace posible realizar la evaluación de la eficiencia energética, sin embargo, este parámetro suele ser impreciso, ya que mide el rendimiento del sistema desde el punto de vista de la idealidad, obviando las pérdidas termodinámicas inherentes a los procesos. En el marco de las observaciones antes mencionadas, resulta conveniente incluir el análisis de exergía, el cual tiene sus fundamentos en la segunda ley de la termodinámica (*SLT*, por sus siglas en inglés), contribuyendo a identificar, localizar y dimensionar las causas de las ineficiencias del proceso, en otras palabras, este indicador permite estimar de forma cuantitativa la disponibilidad o calidad de la energía [42].

Para determinar la exergía de las corrientes y el coeficiente de desempeño exergético COP_{EXE} se precisa establecer un estado de referencia (“*dead stage*”) en el que el sistema estaría en completo equilibrio con el entorno, para efectos de cálculo del presente trabajo estos valores corresponden a $T_o = 298,15$ K (25 °C) y $P_o = 1$ atm (1,013 bar), puesto que la mayoría de las propiedades termodinámicas se encuentran tabuladas para estas condiciones [43]. De forma general, la ecuación (3.36) se emplea en el cálculo de la exergía.

$$\dot{B}_i = \dot{m}_i \cdot \{[h(T_i, P_i) - h(T_o, P_o)] - T_o \cdot [s(T_i, P_i) - s(T_o, P_o)]\} \quad (3.36)$$

A continuación, son tabuladas las expresiones utilizadas en los balances exergéticos de las corrientes y componentes del esquema definido previamente en la Figura 3.1.

Tabla 3.1 Exergía por flujos másicos del SRA

Corriente	Exergía
1	$\dot{B}_1 = \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_o) - T_o \cdot (s_1 - s_o)]$ (3.37)
2	$\dot{B}_2 = \dot{m}_2 \cdot [(h_2 - h_o) - T_o \cdot (s_2 - s_o)]$ (3.38)
3	$\dot{B}_3 = \dot{m}_3 \cdot [(h_3 - h_o) - T_o \cdot (s_3 - s_o)]$ (3.39)
4	$\dot{B}_4 = \dot{m}_4 \cdot [(h_4 - h_o) - T_o \cdot (s_4 - s_o)]$ (3.40)
5	$\dot{B}_5 = \dot{m}_5 \cdot [(h_5 - h_o) - T_o \cdot (s_5 - s_o)]$ (3.41)
6	$\dot{B}_6 = \dot{m}_6 \cdot [(h_6 - h_o) - T_o \cdot (s_6 - s_o)]$ (3.42)
7	$\dot{B}_7 = \dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_o) - T_o \cdot (s_7 - s_o)]$ (3.43)
8	$\dot{B}_8 = \dot{m}_8 \cdot [(h_8 - h_o) - T_o \cdot (s_8 - s_o)]$ (3.44)
9	$\dot{B}_9 = \dot{m}_9 \cdot [(h_9 - h_o) - T_o \cdot (s_9 - s_o)]$ (3.45)
10	$\dot{B}_{10} = \dot{m}_{10} \cdot [(h_{10} - h_o) - T_o \cdot (s_{10} - s_o)]$ (3.46)
11	$\dot{B}_{11} = \dot{m}_{11} \cdot [(h_{11} - h_o) - T_o \cdot (s_{11} - s_o)]$ (3.47)
12	$\dot{B}_{12} = \dot{m}_{12} \cdot [(h_{12} - h_o) - T_o \cdot (s_{12} - s_o)]$ (3.48)

Tabla 3.2 Balance de exergía por equipos del SRA

Equipo	Balance
Evaporador	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{ter,E} = \dot{B}_{11} + \dot{B}_{dest,E}$ $\dot{B}_{ter,E} = \left(1 - \frac{T_o}{T_E}\right) \cdot \dot{Q}_E$ (3.49)
Condensador	$\dot{B}_7 = \dot{B}_8 + \dot{B}_{ter,C} + \dot{B}_{dest,C}$ $\dot{B}_{ter,C} = \left(1 - \frac{T_o}{T_C}\right) \cdot \dot{Q}_C$ (3.50)
Absorbedor	$\dot{B}_{12} + \dot{B}_6 = \dot{B}_1 + \dot{B}_{ter,A} + \dot{B}_{dest,A}$ $\dot{B}_{ter,A} = \left(1 - \frac{T_o}{T_A}\right) \cdot \dot{Q}_A$ (3.51)
Generador	$\dot{B}_3 + \dot{B}_{ter,G} = \dot{B}_7 + \dot{B}_4 + \dot{B}_{dest,G}$ $\dot{B}_{ter,G} = \left(1 - \frac{T_o}{T_G}\right) \cdot \dot{Q}_G$ (3.52)
SHX	$\dot{B}_2 + \dot{B}_4 = \dot{B}_3 + \dot{B}_5 + \dot{B}_{dest,SHX}$ (3.53)
GHX	$\dot{B}_8 + \dot{B}_{11} = \dot{B}_9 + \dot{B}_{12} + \dot{B}_{dest,GHX}$ (3.54)
Bomba	$\dot{B}_1 + \dot{W}_p = \dot{B}_2 + \dot{B}_{dest,P}$ (3.55)
Válvula de refrigerante	$\dot{B}_9 = \dot{B}_{10} + \dot{B}_{dest,VR}$ (3.56)
Válvula de solución	$\dot{B}_5 = \dot{B}_6 + \dot{B}_{dest,VS}$ (3.57)

3.3.1 Coeficiente de desempeño exergético

Se considera que la eficiencia exergética, al abordar los términos de irreversibilidades en los análisis, brinda una mejor comprensión del rendimiento del sistema. El coeficiente de desempeño exergético (COP_{ex}), se puede definir como la razón entre la exergía recuperada en el evaporador y la exergía suministrada al sistema a través del generador y la bomba. A diferencia del COP_{en} , los valores del COP_{ex} siempre se encuentran en el rango de 0 a 1 [44].

$$COP_{ex} = \frac{\dot{B}_{ter,E}}{\dot{B}_{ter,G} + \dot{W}_P} \quad (3.58)$$

3.4 Propiedades termodinámicas (VLE): Ecuación de estado de Peng–Robinson

Con el fin de reducir la incertidumbre en los cálculos del ciclo y obtener una mejor correlación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, especialmente en el equilibrio vapor-líquido (VLE, por sus siglas en inglés), fue seleccionado dentro de los modelos termodinámicos la ecuación de estado de Peng – Robinson. A continuación, se presenta la ecuación propuesta y sus principales parámetros ajustados para mezclas [45].

$$P = \frac{R \cdot T}{(\bar{V} - b')} - \frac{a}{\bar{V} \cdot (\bar{V} + b') + b' \cdot (\bar{V} - b')} \quad (3.59)$$

donde los coeficientes a y b' hacen referencia al factor de atracción y co-volumen, respectivamente, estos son deducidos mediante reglas de mezclas de las constantes de los componentes individuales.

$$a = \sum_i \sum_j \bar{x}_i \cdot \bar{x}_j \sqrt{a_i \cdot a_j} (1 - k_{ij}) \quad (3.60)$$

$$b' = \sum x_i \cdot b'_i \quad (3.61)$$

$$k_{ij} = k_{ji} = k_{ij}^{(1)} + k_{ij}^{(2)} \cdot T + \frac{k_{ij}^{(3)}}{T} \quad (3.62)$$

$$a_i = \alpha_i(T) \cdot \left[0,45724 \cdot \frac{R^2 \cdot T_{ci}^2}{P_{ci}} \right] \quad (3.63)$$

$$b'_i = 0,07780 \cdot \frac{R \cdot T_{ci}}{P_{ci}} \quad (3.64)$$

La función que describe $\alpha_i(T)$ es,

$$\alpha_i(T) = \left[1 + m_i \cdot (1 - \sqrt{T_r}) \right]^2, \text{ con } T_r = \frac{T}{T_{ci}} \quad (3.65)$$

m_i es un parámetro que depende del factor acéntrico, como se muestra enseguida:

$$m_i = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega_i - 0,26992 \cdot \omega_i^2 \quad (3.66)$$

En la validación del modelo son comparados los valores pronosticados con datos obtenidos a partir de regresiones y registros experimentales reportados por Mejbri, Bellagi [46], y Mansouri [47], los cuales cubren un amplio rango de presiones ($200 < P \leq 2.500$ kPa), composiciones ($0 < x \leq 1$) y temperaturas ($-19 < T \leq 220$ °C), dentro de las que se incluyen las condiciones operativas del ciclo modelado en este trabajo. En la Figura 3.9, Figura 3.10 y Figura 3.11 se muestran las comparaciones señaladas anteriormente teniendo en cuenta condiciones de presión de 200, 1.000 y 2.500 kPa, en este mismo orden. Todos los cálculos relacionados con las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua fueron realizados mediante ASPEN Hysys ® [48].

Se puede apreciar que para las presiones seleccionadas las predicciones realizadas por el modelo presentan muy buen ajuste, especialmente para la fase de vapor; por otra parte, la estimación de la temperatura en función de la fracción de amoníaco contenida en la fase líquida puede alcanzar variaciones de hasta 11 °C para una presión de 200 kPa, para las presiones de 1.000 y 2.500 kPa las desviaciones máximas se reducen a 9 °C y 7 °C, respectivamente. Para evaluar el nivel de precisión de la ecuación de Peng – Robinson se utilizó la estimación del Error Medio Relativo (EMR), los resultados fueron consolidados en la Tabla 3.3.

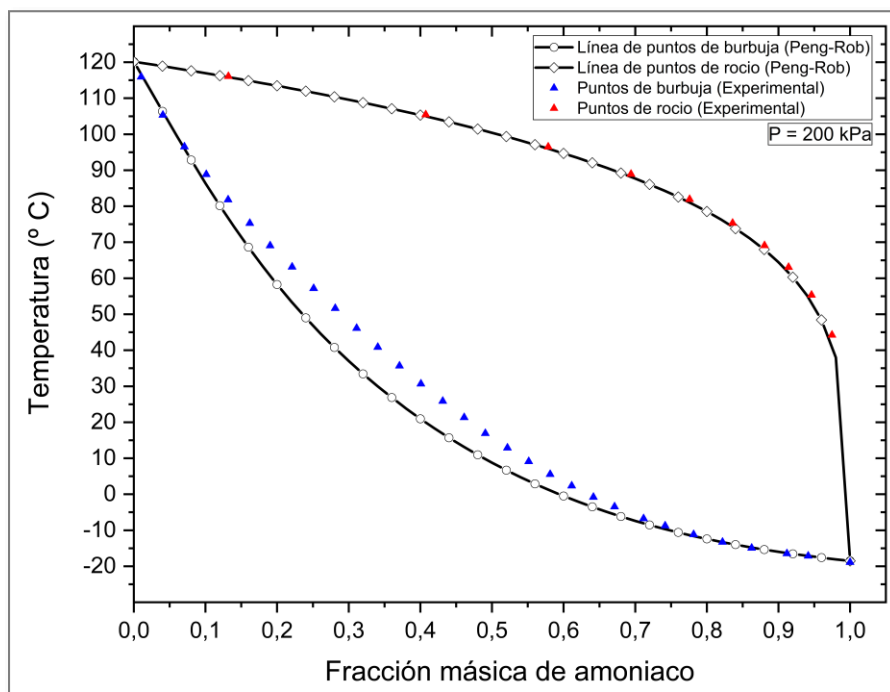


Figura 3.9 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a P = 200 kPa.
Elaboración propia

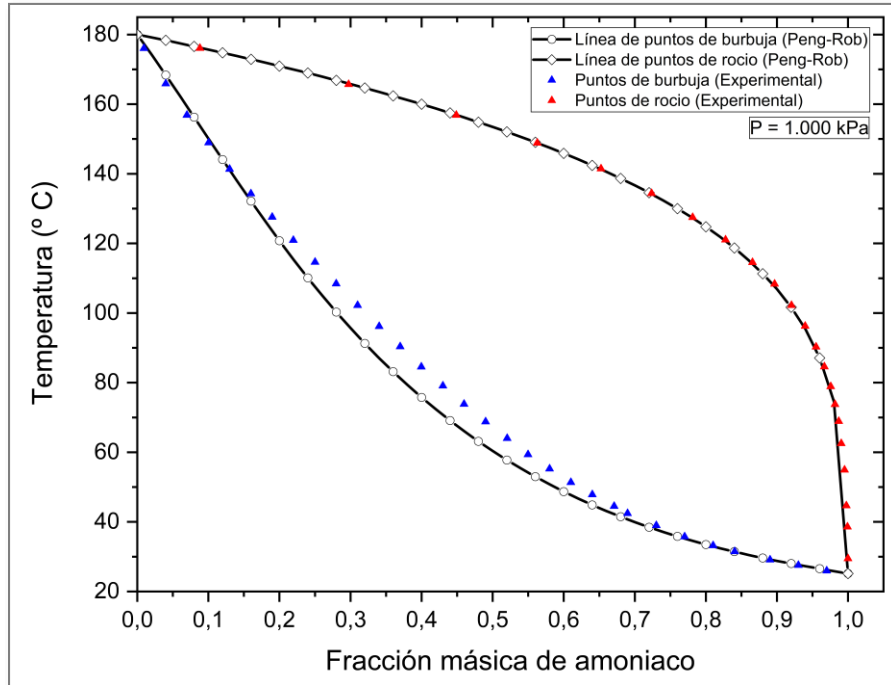
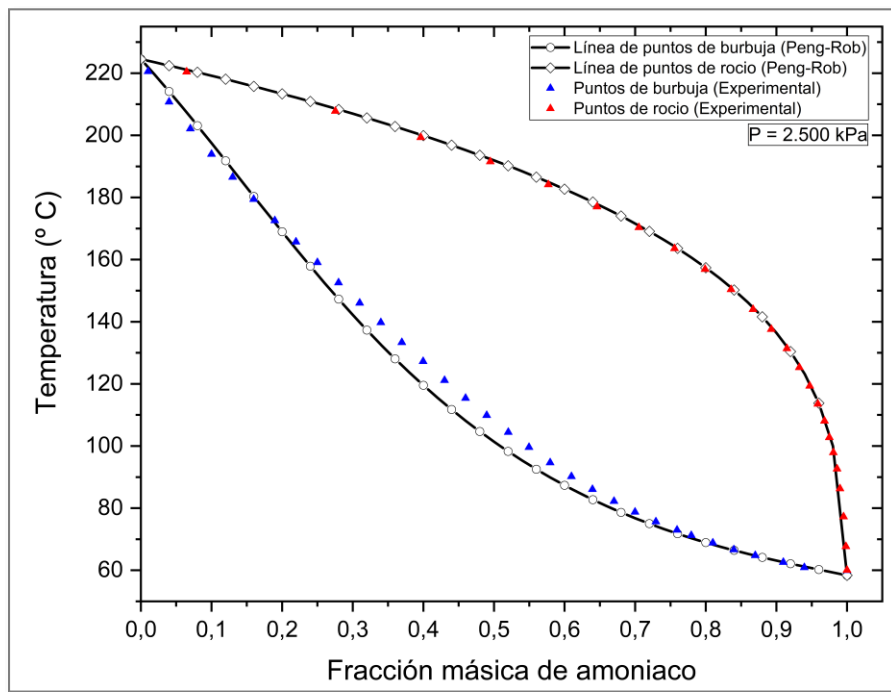


Figura 3.10 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a $P = 1.000 \text{ kPa}$.
Elaboración propia



0
Figura 3.11 Diagrama de equilibrio de fases mezcla amoníaco-agua a $P = 2.500 \text{ kPa}$.
Elaboración propia

Tabla 3.3. Nivel de ajuste Ecuación de Peng – Robinson en VLE

Presión (kPa)	EMR (%)
200	3,0
1.000	2,6
2.500	1,7

3.5 Análisis numérico de un caso de estudio de SRA de simple efecto

En esta sección se presentan los resultados de la simulación del SRA de simple efecto, dentro de los cuales se incluyen: flujos másicos y estados termodinámicos de las corrientes y principales coeficientes de desempeño. Para representar el sistema se dispuso de un modelo en estado estable donde se resuelven de forma simultánea los balances de masa y energía, ecuaciones (3.1) a (3.58). Las propiedades termodinámicas se obtienen mediante la ecuación de estado de Peng – Robinson (ecuaciones (3.59) a (3.66)). Las condiciones operativas que describen el SRA estudiado son presentadas a continuación [23].

- Se establece una potencia frigorífica de 1.760 kW (500 toneladas de refrigeración)
- La temperatura de operación del evaporador es de 6 °C.
- La temperatura de operación del absorbedor es de 40,56 °C
- La temperatura de operación del generador es de 95 °C.
- Se presenta estado de líquido saturado (calidad = 0) en los flujos: a la salida del absorbedor (1), solución débil a la salida del generador (4) y salida del condensador (8).
- La salida fría del intercambiador de calor de gas (GHX) se encuentra como vapor saturado.
- Las presiones de operación del evaporador y del condensador son de 515 kPa y 1.461 kPa, respectivamente.
- La efectividad del intercambiador de calor de solución (SHX) es 0,69.
- La efectividad del intercambiador de calor de gas (GHX) es 0,63.
- La eficiencia isoentrópica de la bomba es del 80 %.
- La temperatura y presión del estado de referencia (“*dead stage*”) son 25 °C.y 1 atm, respectivamente.

Una vez se definidas las condiciones, se procede con la simulación en el software ASPEN Hysys ® [48].

Para determinar la fracción másica de amoníaco presente en el flujo de salida del absorbedor (x_1) fue necesario realizar un gráfico h-x (entalpía vs fracción másica de amoníaco) de la mezcla de trabajo como líquido saturado, y se buscó la intersección entre la isoterma y la isobara a las condiciones de diseño, esto es, 40,56 °C y 515 kPa, respectivamente, obteniéndose $x_1 = 0,4686$ como se puede apreciar en la Figura 3.13.

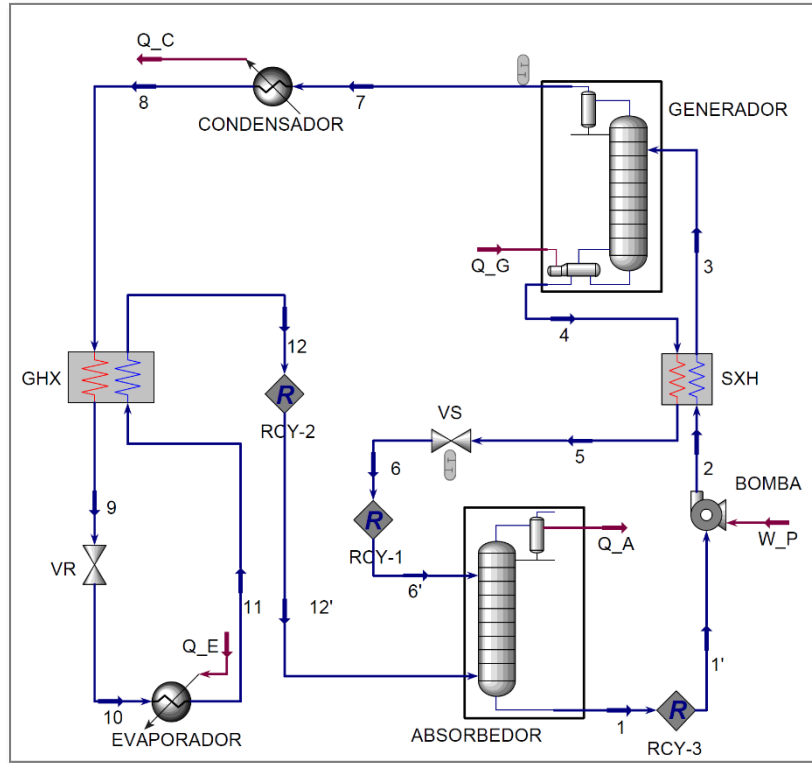


Figura 3.12 Simulación SRA de simple efecto amoníaco-agua en ASPEN Hysys
Elaboración propia a partir de [49]

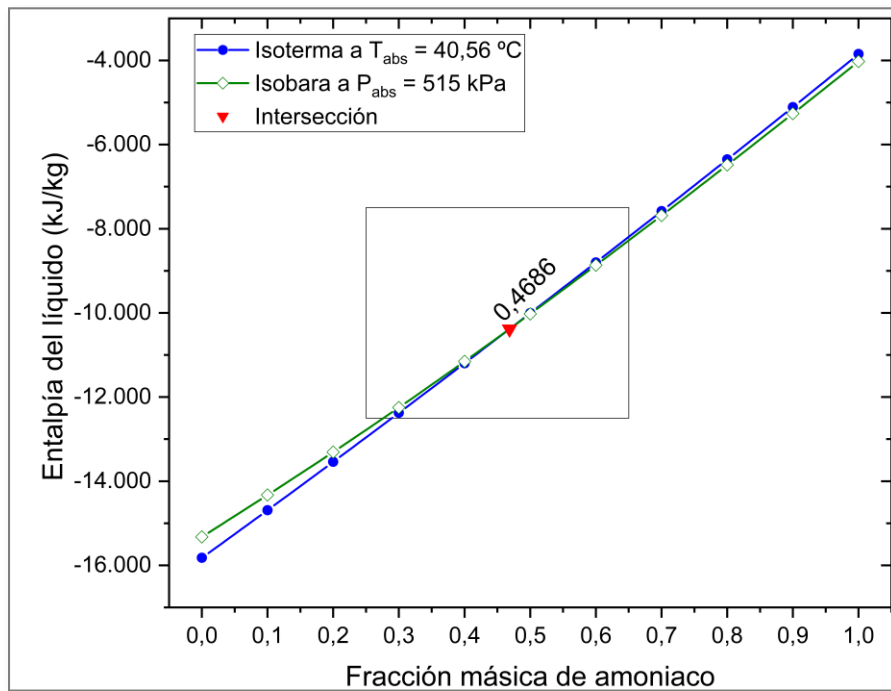


Figura 3.13 Diagrama h-x de la mezcla amoníaco-agua en fase líquida
Elaboración propia

La información correspondiente a los estados termodinámicos de cada una de las corrientes y flujos que surgieron del proceso de simulación son resumidos en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Propiedades del SRA de simple efecto simulado en ASPEN Hysys

Corriente	m	P	T	x	Calidad	h	s	b
	kg/s	kPa	°C	(másica) Ad	Ad	kJ/kg	kJ/kg-°C	kJ/kg
1	10,65	515	40,56	0,469	0,00	-10.380,27	4,03	30,08
2	10,65	1.461	40,70	0,469	0,00	-10.378,73	4,03	31,42
3	10,65	1.461	74,00	0,469	0,00	-10.224,01	4,50	46,49
4	9,10	1.461	96,57	0,378	0,00	-11.191,38	4,64	45,51
5	9,10	1.461	57,76	0,378	0,00	-11.372,45	4,12	18,65
6	9,10	515	54,97	0,378	0,01	-11.372,45	4,12	17,39
7	1,55	1.461	60,03	0,998	1,00	-2.689,45	8,83	374,37
8	1,55	1.461	38,09	0,998	0,00	-3.885,36	4,99	321,72
9	1,55	1.461	17,44	0,998	0,00	-3.987,66	4,65	320,70
10	1,55	515	5,32	0,998	0,05	-3.987,66	4,66	317,48
11	1,55	515	6,17	0,998	0,93	-2.852,21	8,74	237,74
12	1,55	515	17,44	0,998	0,99	-2.749,90	9,10	231,83

Para la validación del modelo se comparan los resultados de la simulación del SRA realizada en el presente trabajo con los valores reportados por *ASHRAE Handbook Fundamentals* [23]. En la Figura 3.14 se comparan las temperaturas de las diferentes corrientes, haciéndose notable la excelente correlación existente entre los resultados de la simulación y los reportes de la literatura [23], con la excepción de la corriente 7 en donde se presenta una desviación de aproximadamente 5 °C (9 %).

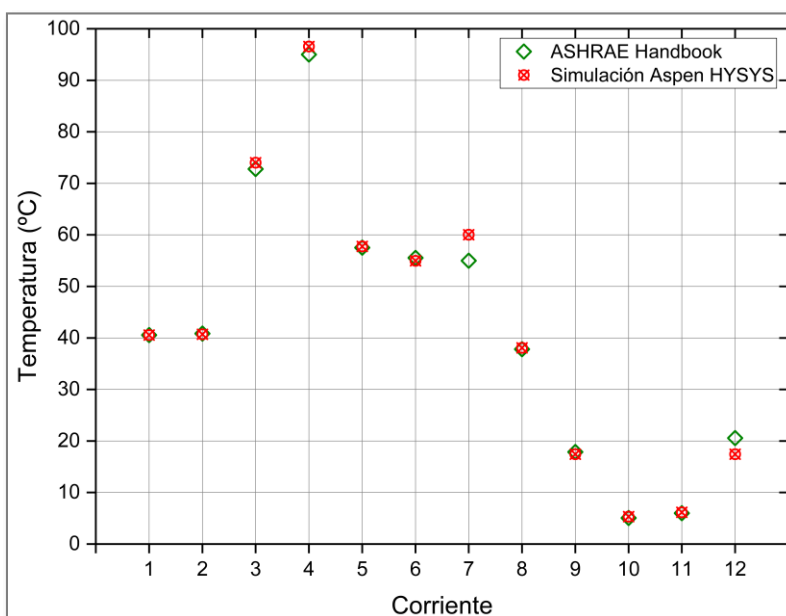


Figura 3.14 Comparación de temperaturas para las diferentes corrientes del SRA
Elaboración propia

Con la información dispuesta en la Tabla 3.4 se realiza la estimación de parámetros (análisis energético y exergético) que caracterizan el funcionamiento del SRA de simple efecto. Así mismo, en la Tabla 3.5 se muestra la comparación entre los resultados de la simulación actual y los publicados en el *ASHRAE Handbook Fundamentals*; la Tabla 3.6 presenta específicamente los resultados del análisis exergético del presente proyecto.

Tabla 3.5 Resultados análisis energético del SRA de simple efecto simulado

Parámetro	Simulación ASPEN Hysys	ASHRAE	Variación (%)
Potencia frigorífica – \dot{Q}_E (kW)	1.760	1.760	0,0%
Calor rechazado en condensador – \dot{Q}_C (kW)	1.875	1.862,2	-0,7%
Calor removido en absorbedor – \dot{Q}_A (kW)	2.798	2.869	2,5%
Carga calórica del generador – \dot{Q}_G (kW)	3.056	3.083	0,9%
Potencia suministrada a la bomba - W_p (kW)	16,4	6,88	-58,0%
Coefficiente de desempeño energético – COP_{en} (ad)	0,573	0,571	-0,4%

Al igual que la comparación realizada con las temperaturas, se observa un elevado grado de correspondencia entre los valores estimados mediante la simulación y los reportados en la literatura, con una variación porcentual que no supera el 2,5 % en la mayoría de los parámetros; la principal diferencia se encuentra en la potencia suministrada a la bomba, sin embargo, debido a su baja ponderación entre los flujos energéticos del ciclo no representa efectos considerables en la determinación del coeficiente energético.

Tabla 3.6 Resultados análisis exergético del SRA de simple efecto simulado

Parámetro	Valor
Exergía térmica del evaporador – $\dot{B}_{ter,E}$ (kW)	118,9
Exergía destruida en el evaporador – $\dot{B}_{dest,E}$ (kW)	242,5
Exergía térmica del condensador – $\dot{B}_{ter,C}$ (kW)	78,0
Exergía destruida en el condensador – $\dot{B}_{dest,C}$ (kW)	3,6
Exergía térmica del absorbedor – $\dot{B}_{ter,A}$ (kW)	255,9
Exergía destruida en el absorbedor – $\dot{B}_{dest,A}$ (kW)	58,6
Exergía térmica del generador – $\dot{B}_{ter,G}$ (kW)	588,0
Exergía destruida en el generador – $\dot{B}_{dest,G}$ (kW)	88,6
Exergía destruida en el SHX – $\dot{B}_{dest,SHX}$ (kW)	84,0
Exergía destruida en el GHX – $\dot{B}_{dest,GHX}$ (kW)	10,7
Exergía destruida en la bomba – $\dot{B}_{dest,P}$ (kW)	2,1
Exergía destruida en válvula de refrigerante – $\dot{B}_{dest,VR}$ (kW)	5,0
Exergía destruida en válvula de solución – $\dot{B}_{dest,VS}$ (kW)	11,5
Coefficiente de desempeño energético – COP_{ex} (ad)	0,197

4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO COMBINADO CON UN TUBO VÓRTEX

El presente capítulo se encuentra orientado a caracterizar, haciendo uso de herramientas de simulación termodinámica y de procesos, el funcionamiento del ciclo combinado propuesto en el actual trabajo: sistema de refrigeración por absorción de simple efecto combinado con un tubo vórtex, en adelante SRTV. Los resultados fueron obtenidos considerando las mismas condiciones operativas y par de trabajo (amoníaco – agua) reportadas anteriormente para el SRA de simple efecto.

Para la localización del tubo vórtex en el SRTV se realizó un análisis de las condiciones termodinámicas de las corrientes en un SRA de simple efecto, como se puede observar en la Figura 4.1, y se filtraron aquellas que presentaban condición de vapor sobrecalentado y alta presión, para el sistema analizado en esta investigación sólo la corriente 7 (refrigerante a la salida del generador) cumplió con las características mencionadas.

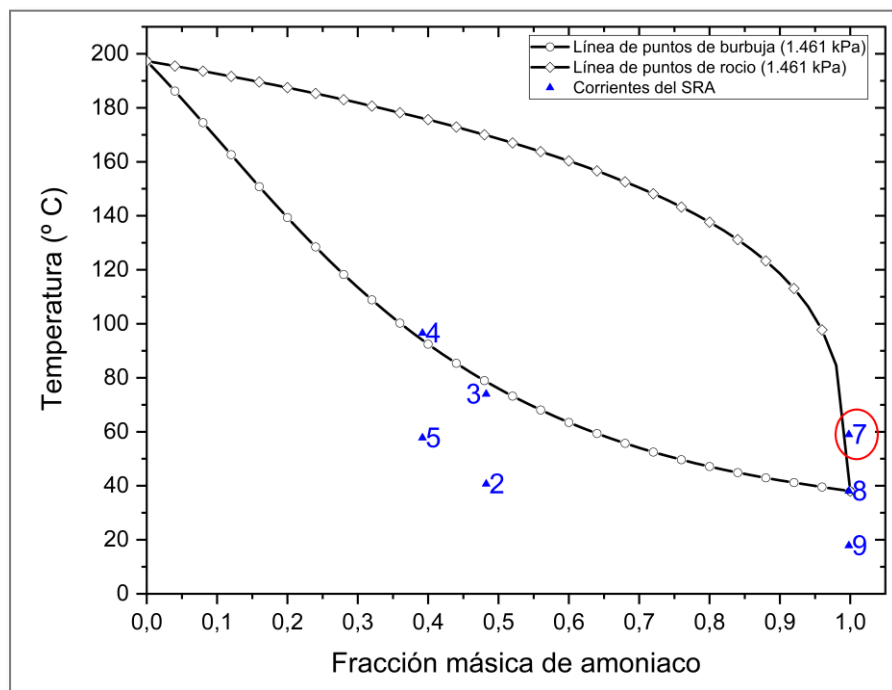


Figura 4.1 Diagrama T-x-y para selección de la localización del tubo vórtex en el SRTV
Elaboración propia

4.1 Descripción del SRA integrando tubo vórtex (SRTV)

Los dos (2) esquemas propuestos en esta investigación, ver Figura 4.2 y Figura 4.3, presentan como estructura principal la configuración de un sistema de refrigeración de simple efecto, una de las modificaciones respecto al SRA hace referencia a la ubicación de un divisor a la salida de refrigerante del generador, obteniéndose dos líneas de flujo, la

primera de ellas sigue por el circuito del refrigerante, mientras que la segunda es alimentada a un tubo vórtex, en este último dispositivo sufre una expansión y separación térmica.

En el primer esquema se pretende aprovechar la fracción caliente del tubo vórtex para incrementar la temperatura de la solución fuerte en el intercambiador de calor de solución (*SHX*), al mismo tiempo que se busca reducir la temperatura de la solución débil una vez se ha expandido (justo antes del ingreso al absorbedor) al mezclarla con la fracción fría del tubo vórtex.

El segundo esquema hace un aprovechamiento similar de la fracción caliente del tubo vórtex (incremento de la temperatura de la solución fuerte), mientras que la fracción fría antes de ser dispuesta en el absorbedor se utiliza para enfriar la corriente de refrigerante que deja el generador como vapor, previo a la entrada de ésta al condensador.

En el circuito de disolución la operación se desarrolla de forma similar que en un SRA de simple efecto: el refrigerante proveniente del evaporador (12) se alimenta al absorbedor donde se mezcla con la solución débil a la presión de baja del sistema (13), La solución fuerte a la salida del absorbedor (1) es presurizada (2) e impulsada hacia el generador por la bomba, previo al ingreso en el generador la solución pasa por un sistema en serie de intercambiadores de calor de solución (*SHX-1* y *SHX-2*) donde se precalienta (3) gracias al calor cedido por la solución débil que deja el generador (4) y la fracción caliente del tubo vórtex (*TVH*). Seguidamente la solución es calentada en el generador donde se produce la solución débil (4) y el vapor de refrigerante que ingresará al divisor (7). Una vez que la solución débil ha cedido calor (5) en el *SHX-2* se somete a una expansión en la válvula de solución – VS (6), finalmente se mezcla con la fracción caliente posterior al intercambio de calor en el *SHX-1* (*TVH'*) y la fracción fría (*TVC*) del tubo vórtex.

Las principales modificaciones se presentan dentro del circuito de refrigerante, en el cual, el vapor de refrigerante producido en el generador (7) ingresa a un divisor, originando dos corrientes de vapor 7A y 7B, el recorrido de cada una de ellas, para los diferentes esquemas, se describe enseguida en la Tabla 4.1.

Durante la expansión del refrigerante en el tubo vórtex se tiene especial cuidado de que ninguna de las líneas se ubique dentro de la región bifásica (líquido – vapor).

Tabla 4.1 Recorridos de flujos de vapor de refrigerante producido en el generador

Esquema	Corriente	Recorrido
1	7A	Ingresa directamente al condensador, cede calor al exterior hasta obtenerse una corriente en fase líquida (8), luego pasa al intercambiador de calor de gas (<i>GHX</i>) donde la línea es preenfriada con el que deja el evaporador (11). Atraviesa la válvula de expansión de refrigerante – VR (10) y se alimenta al evaporador y por efecto del calor removido de un medio externo nuevamente cambia de fase a vapor (11), la corriente de salida del lado frío del <i>GHX</i> (12) se dispone en el absorbedor.

Esquema	Corriente	Recorrido
	7B	Se direcciona hacia un tubo vórtex donde se expande a la presión de baja del sistema y se separa en dos fracciones, una caliente (TVH) y otra fría (TVC). La fracción caliente se utiliza para ayudar en el precalentamiento de la solución fuerte en el SHX.
2	7A	Antes de ingresar al condensador es preenfriada con la fracción fría del tubo vórtex y posteriormente pasa al condensador, en adelante el recorrido es consistente con su homóloga del esquema 1.
	7B	Se alimenta a un tubo vórtex expandiéndose a la presión de baja del sistema y separándose en las fracciones fría y caliente del tubo. Al igual que en el esquema 1 la fracción caliente se utiliza para ayudar en el precalentamiento de la solución fuerte en el SHX-1. Por su parte la fracción fría se utiliza para remover calor la corriente 7A antes de que ésta ingrese al condensador, y finalmente se combina con la salida caliente (TVH') y la solución débil estrangulada (6).

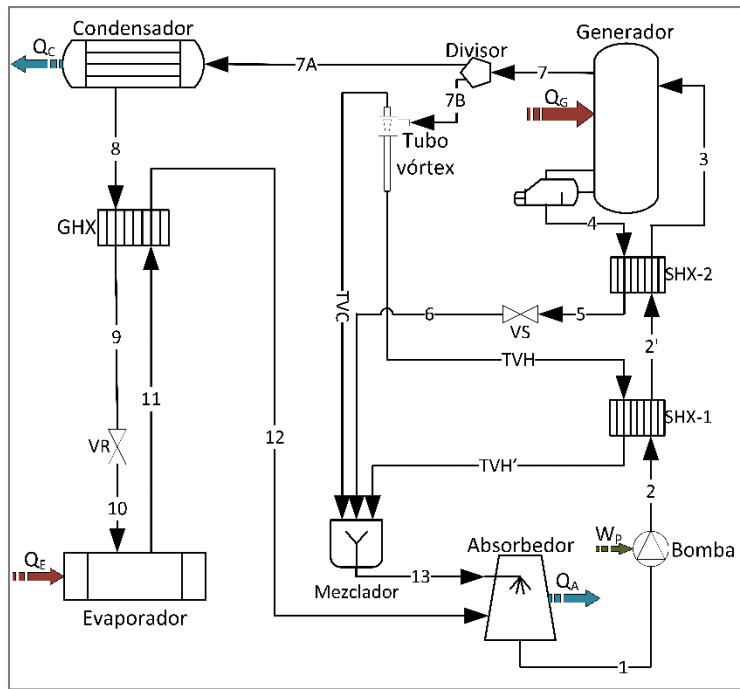


Figura 4.2 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto combinado con tubo vórtex (SRTV) – Esquema 1

Elaboración propia

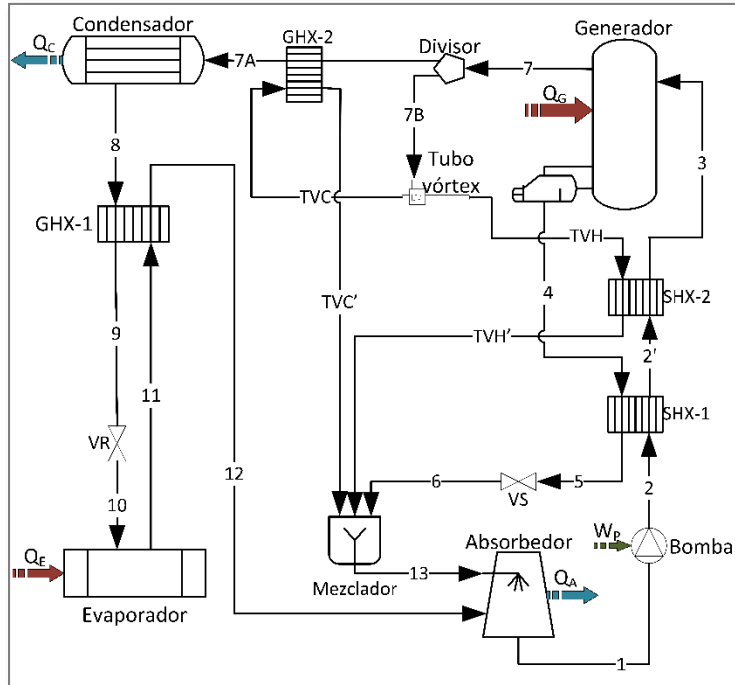


Figura 4.3 Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto combinado con tubo vórtex (SRTV) – Esquema 2
Elaboración propia

4.2 Modelación termodinámica del SRTV

Al igual que en el SRA, para la construcción del modelo del SRTV se incluyen los principios de conservación de masa, energía y exergía.

En las ecuaciones (4.1) a (4.30) se presenta la reestructuración de los balances termodinámicos sobre el absorbedor, condensador y el SHX, a razón de que las modificaciones en la configuración del SRTV afectan principalmente a estos componentes. De igual forma se incluyen las ecuaciones utilizadas para la simulación de los nuevos dispositivos: divisor, mezclador y tubo vórtex. Debido a la complejidad de los efectos que tienen lugar en el tubo vórtex se crea el apartado 4.2.1 orientado exclusivamente a definir un modelo numérico que permita su simulación.

Para la modelación de los componentes restantes: evaporador, GHX, generador, bomba y válvulas se utilizan las mismas ecuaciones establecidas en las secciones 3.2 y 3.3.

Absorbedor

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_1 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{13} \cdot x_{13} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{Q}_A \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \dot{B}_{13} + \dot{B}_6 &= \dot{B}_1 + \dot{B}_{ter,A} + \dot{B}_{dest,A} \\ \dot{B}_{ter,A} &= \left(1 - \frac{T_o}{T_A}\right) \cdot \dot{Q}_A \end{aligned} \quad (4.4)$$

Condensador

$$\dot{m}_{7A} = \dot{m}_8 \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{7A} \cdot x_{7A} = \dot{m}_8 \cdot x_8 \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{7A} \cdot h_{7A} + \dot{Q}_C = \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} \dot{B}_{7A} + \dot{B}_{ter,C} &= \dot{B}_8 + \dot{B}_{dest,C} \\ \dot{B}_{ter,C} &= \left(1 - \frac{T_o}{T_C}\right) \cdot \dot{Q}_C \end{aligned} \quad (4.8)$$

SHX

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad y \quad \dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_3 \cdot x_3 \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad y \quad \dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_5 \cdot x_5 \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{TVH} = \dot{m}_{TVH'} \quad y \quad \dot{m}_{TVH} \cdot x_{TVH} = \dot{m}_{TVH'} \cdot x_{TVH'} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{SHX,1} + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{SHX,2} + \dot{m}_{TVH} \cdot h_{TVH} = \dot{m}_{TVH'} \cdot h_{TVH'} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{Q}_{SHX,1} + \dot{Q}_{SHX,2} \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{SHX} \quad (4.15)$$

$$\dot{B}_2 + \dot{B}_4 + \dot{B}_{TVH} = \dot{B}_3 + \dot{B}_5 + \dot{B}_{BTH'} + \dot{B}_{dest,SHX} \quad (4.16)$$

Divisor

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{7A} + \dot{m}_{7B} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 = \dot{m}_{7A} \cdot x_{7A} + \dot{m}_{7B} \cdot x_{7B} \quad (4.18)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_{7A} \cdot h_{7A} + \dot{m}_{7B} \cdot h_{7B} + \dot{Q}_D \quad (4.19)$$

$$\dot{B}_7 = \dot{B}_{7A} + \dot{B}_{7B} + \dot{B}_{dest,D} \quad (4.20)$$

Mezclador

$$\dot{m}_{TVC} + \dot{m}_{TVH'} + \dot{m}_6 = \dot{m}_{13} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{TVC} \cdot x_{TVC} + \dot{m}_{TVH'} \cdot x_{TVH'} + \dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_{13} \cdot x_{13} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_{TVC} \cdot h_{TVC} + \dot{m}_{TVH'} \cdot h_{TVH'} + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} \quad (4.23)$$

$$\dot{B}_{TVC} + \dot{B}_{TVH'} + \dot{B}_6 = \dot{B}_{13} + \dot{B}_{dest,M} \quad (4.24)$$

En la Tabla 4.2 se relacionan las ecuaciones que describen los balances exergéticos de las nuevas corrientes del SRTV.

Tabla 4.2 Exergía de los flujos másicos adicionales del SRTV

Corriente	Exergía
7A	$\dot{B}_{7A} = \dot{m}_{7A} \cdot [(h_{7A} - h_o) - T_o \cdot (s_{7A} - s_o)] \quad (4.25)$
7B	$\dot{B}_{7B} = \dot{m}_{7B} \cdot [(h_{7B} - h_o) - T_o \cdot (s_{7B} - s_o)] \quad (4.26)$
TVC	$\dot{B}_{TVC} = \dot{m}_{TVC} \cdot [(h_{TVC} - h_o) - T_o \cdot (s_{TVC} - s_o)] \quad (4.27)$
TVH	$\dot{B}_{TVH} = \dot{m}_{TVH} \cdot [(h_{TVH} - h_o) - T_o \cdot (s_{TVH} - s_o)] \quad (4.28)$
TVH'	$\dot{B}_{TVH'} = \dot{m}_{TVH'} \cdot [(h_{TVH'} - h_o) - T_o \cdot (s_{TVH'} - s_o)] \quad (4.29)$
13	$\dot{B}_{13} = \dot{m}_{13} \cdot [(h_{13} - h_o) - T_o \cdot (s_{13} - s_o)] \quad (4.30)$

4.2.1 Modelo numérico del tubo vórtex

Para establecer las ecuaciones que describen el funcionamiento del tubo vórtex se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones: no se presenta transferencia de calor con el medio externo, la composición del fluido permanece constante y las caídas de presión por efecto de la fricción son despreciables.

A continuación, se realiza el análisis termodinámico y son presentados los principales parámetros utilizados en la caracterización del dispositivo. Utilizando como base el esquema presentado en la Figura 4.2, al aplicar el principio de conservación de masa en estado estable obtenemos la ecuación (4.31).

$$\dot{m}_{7B} = \dot{m}_{TVC} + \dot{m}_{TVH} \quad (4.31)$$

La anterior ecuación puede ser redefinida en función de la fracción fría (y_C) y caliente (y_H) del tubo vórtex, como sigue:

$$1 = y_C + y_H \quad (4.32)$$

$$y_C = \dot{m}_{TVC} / \dot{m}_{7B} \quad (4.33)$$

$$y_H = \dot{m}_{TVH} / \dot{m}_{7B} \quad (4.34)$$

El efecto de enfriamiento de la corriente fría (ΔT_C) y calentamiento de la corriente caliente (ΔT_H) es:

$$\Delta T_C = T_{7B} - T_{TVC} \quad (4.35)$$

$$\Delta T_H = T_{TVH} - T_{7B} \quad (4.36)$$

El desarrollo del balance energético nos arroja:

$$\dot{m}_{7B} \cdot h_{7B} = \dot{m}_{TVC} \cdot h_{TVC} + \dot{m}_{TVH} \cdot h_{TVH} \quad (4.37)$$

Cuando los tubos vórtex trabajan con gases reales y mezclas de estos a presiones elevadas, la potencia y eficiencia isoentrópica de enfriamiento (\dot{Q}_{TVC} y $\eta_{C,isen}$, respectivamente) no pueden ser estimadas con las variaciones de temperatura, sino a partir de los datos de entalpías de las corrientes, ya que esta no varía durante la estrangulación [27]. En el presente trabajo se utiliza la ecuación (4.38) para definir la eficiencia isoentrópica, el numerador de la expresión representa la diferencia actual de entalpías del lado frío del tubo, mientras que el denominador denota la máxima diferencia posible de entalpías que puede alcanzar el equipo entre la alimentación y la fracción fría.

$$\eta_{C,isen} = \frac{h_{7B} - h_{TVC}}{h_{7B} - h_{TVC,isen}} \quad (4.38)$$

Donde $h_{TVC,isen}$ es la entalpía del gas cuando se efectúa una expansión isoentrópica.

$$\dot{Q}_{TVC} = \dot{m}_{TVC} \cdot (h_{7B} - h_{TVC}) \quad (4.39)$$

La relación de expansión del fluido R_{TV} es otro de los parámetros de gran importancia, ya que junto con la fracción de frío pueden definir el comportamiento del tubo vórtex. Al incrementar la relación de expansión se presenta un decaimiento de la eficiencia, para valores de R_{TV} entre 4 y 5 se alcanzan los máximos valores de eficiencia, por otra parte incrementos de R_{TV} por encima de 10 no tienen un impacto considerable la eficiencia [27].

$$R_{TV} = \frac{P_{7B}}{P_{TVC}} \quad (4.40)$$

Tomando como base la información reportada por uno de los principales fabricantes de tubos vórtex, *ITW Vortec*, en la que se tabulan los parámetros: efecto de enfriamiento y de calentamiento en función de la fracción de frío y relación de expansión del fluido (ver Tabla 4.3), se estiman las eficiencias isoentrópicas de la fracción mencionada, estas son consolidadas en la Figura 4.4 y Tabla 4.4, los valores allí reportados serán utilizados posteriormente para determinar los estados termodinámicos de las fracciones fría y caliente

que salen del tubo vórtex. Las pruebas ejecutadas por *ITW Vortec* para evaluar el desempeño de los tubos emplearon aire como fluido de trabajo bajo las condiciones de temperatura de entrada y presión de salida del tubo vórtex de 21,1 °C y 14,7 psia, en este mismo orden.

Al analizar el comportamiento de la eficiencia isentrópica de la fracción fría en el tubo vórtex se puede apreciar que ésta se reduce en aproximadamente 3 % al incrementar la relación de expansión – R_{TV} desde 2,4 hasta 10,5, este comportamiento es similar para las diferentes fracciones de frío. Los valores de la eficiencia disminuyen significativamente conforme se incrementa la fracción de frío, pasando desde 0,54 ($R_{TV} = 2,4$) cuando la fracción es 0,1, hasta 0,12 ($R_{TV} = 10,5$) al alcanzar una fracción de 0,9; al mismo tiempo es notable que para los valores de fracción fría inferiores a 0,3 la reducción de la eficiencia isentrópica fría es menos pronunciada.

Tabla 4.3 Efecto de enfriamiento y calentamiento en tubos vórtex para aire [50]

$P_{Entrada}$	R_{TV}	ΔT_c									
		y_c (%)									
Psia	Ad	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
34,70	2,36	35,00	34,44	33,33	31,11	28,33	24,44	20,00	15,56	9,44	
54,70	3,72	50,56	48,89	47,22	44,44	40,56	35,00	28,89	21,11	14,44	
74,70	5,08	59,44	57,78	55,56	51,67	46,67	40,56	33,33	25,00	16,11	
94,70	6,44	66,11	63,89	61,11	56,67	51,11	44,44	36,67	27,22	17,22	
114,70	7,80	70,56	68,33	65,56	61,11	55,00	47,78	39,44	29,44	18,33	
134,70	9,17	73,89	71,67	68,89	64,44	57,78	50,56	41,11	30,56	18,89	
154,70	10,53	77,22	75,00	71,67	67,22	60,56	52,22	42,22	31,67	19,44	
$P_{Entrada}$	R_{TV}	ΔT_H									
		y_c (%)									
Psia	Ad	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
34,70	2,36	3,89	8,33	13,89	20,00	27,78	35,56	46,11	57,78	82,22	
54,70	3,72	5,00	11,67	19,44	28,89	39,44	51,11	65,00	81,67	122,22	
74,70	5,08	5,56	13,33	22,22	32,78	44,44	57,78	73,33	93,33	131,11	
94,70	6,44	6,11	13,89	23,89	35,00	47,78	62,78	79,44	100,56	138,33	
114,70	7,80	6,67	14,44	25,00	37,22	50,56	66,11	83,89	106,67	140,00	
134,70	9,17	7,22	15,00	25,56	38,33	52,22	68,33	86,67	108,33	142,78	
154,70	10,53	7,78	15,56	26,11	39,44	53,33	68,89	87,22	108,89	143,89	

Tabla 4.4 Eficiencias isentrópicas de la fracción fría en tubos vórtex

$P_{Entrada}$	R_{TV}	$h_{entrada}$	$h_{fría,isen}$	$\eta_{cold,isen}$								
				y_c (%)								
Psia	Ad	°C	°C	10	20	30	40	50	60	70	80	90
34,70	2,36	294,2	229,94	0,543	0,534	0,517	0,482	0,439	0,378	0,308	0,239	0,143
54,70	3,72	293,87	201,56	0,544	0,526	0,508	0,477	0,435	0,374	0,308	0,223	0,150
74,70	5,08	293,55	184,11	0,538	0,522	0,502	0,466	0,420	0,364	0,298	0,221	0,139
94,70	6,44	293,23	171,78	0,537	0,519	0,496	0,459	0,413	0,358	0,293	0,215	0,132

$P_{entrada}$	R_{TV}	$h_{entrada}$	$h_{fria,isen}$	$\eta_{cold,isen}$								
				y_c (%)								
Psia	Ad	°C	°C	10	20	30	40	50	60	70	80	90
114,70	7,80	292,9	162,4	0,531	0,514	0,493	0,459	0,412	0,356	0,292	0,215	0,129
134,70	9,17	292,58	154,89	0,526	0,509	0,489	0,457	0,408	0,355	0,286	0,209	0,124
154,70	10,53	292,26	148,69	0,525	0,510	0,486	0,455	0,409	0,350	0,280	0,206	0,120

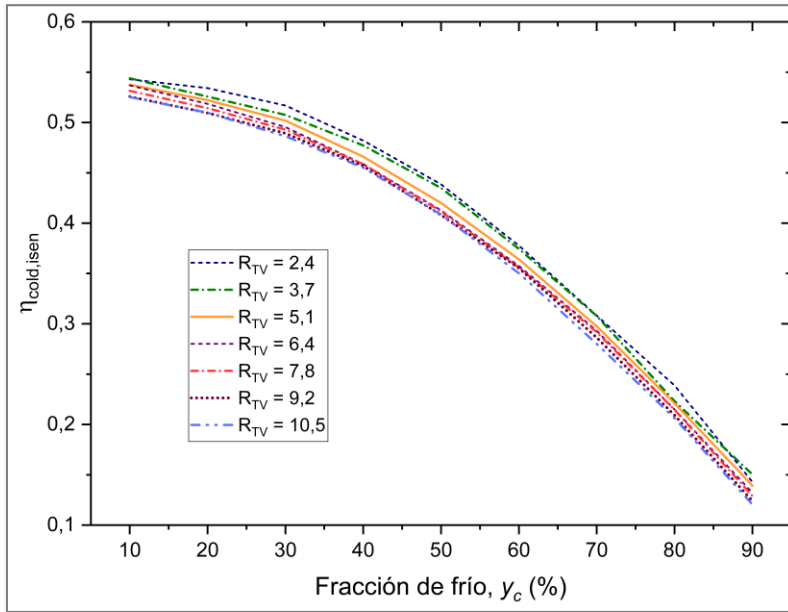


Figura 4.4 Curvas de eficiencia isoentrópica en tubos vórtex para aire
Elaboración propia

La especificación completa del tubo vórtex se hace posible gracias al procedimiento presentado a continuación, el cual fue sugerido por A. Bula & N. Durango (comunicación personal, 15 de marzo, 2018). Todas las estimaciones fueron realizadas con la ayuda del software ASPEN Hysys.

- 1- Condiciones a la salida fría - TVC: Se determina la temperatura (T_{TVC}) y la entalpía de vapor saturado del refrigerante (h_{TVC}) utilizando las especificaciones de presión del evaporador (P_{10}), calidad del vapor = 1 y composición a la salida del refrigerante del generador (x_7). La temperatura de salida fría del tubo se establecerá 1 °C (un grado) por encima de la temperatura encontrada en este paso para garantizar que el fluido no ingrese en la región de mezcla.
- 2- Condiciones a la entrada: Utilizando la presión del generador (P_3), temperatura y composición del refrigerante en la corriente 7B (T_{7B} y x_{7B} , respectivamente), se determina el valor de la entalpía (h_{7B}) y entropía (s_{7B}).
- 3- Con el valor de la entropía encontrado en el paso anterior, la presión del evaporador (P_{10}) y composición de la corriente de vapor que sale del generador (x_{7B}) se determina la entalpía isoentrópica del lado frío ($h_{TVC,isen}$).

- 4- Utilizando la ecuación (4.38) se calcula la eficiencia isoentrópica de enfriamiento del tubo.
- 5- La asignación de la fracción de frío se logra mediante una función de regresión de los datos: relación de expansión R_{TV} y $\eta_{c,isen}$ en la Tabla 4.4.
- 6- La entalpía de la fracción caliente se calcula a través del desarrollo del balance de energía en el tubo, ecuación (4.37).
- 7- Finalmente, con el dato de entalpía del lado caliente (h_{TVH}) obtenido en el paso 6, la presión del evaporador (P_{10}) y la composición de la fracción de vapor que deja el generador (x_{7B}) se obtiene la temperatura de salida caliente (T_{TVH}).

4.3 Simulación del SRTV

El análisis de los resultados de la simulación de los esquemas propuestos de SRTV que se describen en esta sección permiten apreciar la incidencia de la temperatura del generador en el comportamiento de algunos parámetros de operación del sistema y su efecto sobre los coeficientes de desempeño energético y exergético, obtenidos por primera y segunda ley de la termodinámica, respectivamente. Las condiciones ambientales, de diseño del ciclo y consideraciones son las mismas que se han mencionado anteriormente en las secciones 3.1. y 3.5. De forma complementaria, se realizan las siguientes precisiones sobre los equipos adicionados en el SRTV.

- Los flujos presentes en el tubo vórtex siempre se encontrarán en la zona de vapor sobrecalentado, es decir, en ningún momento entrarán en la región bifásica (líquido – vapor). La temperatura de salida fría del tubo vórtex será siempre de 31,2 °C, esto es, 1 °C por encima de la temperatura de vapor saturado para la presión de baja del sistema y la relación de expansión R_{TV} se establece en 2,84 teniendo en cuenta las presiones de operación de alta (1.461 kPa) y de baja del sistema (515 kPa); bajo estas condiciones y_c presenta un valor aproximado de 0,58.
- La composición de las fracciones fría y caliente del fluido que ingresa al tubo vórtex permanece constante.
- En el mezclador confluyen la solución débil una vez se ha expandido (corriente 6) y las fracciones fría y caliente del tubo vórtex para luego ser direccionadas al absorbedor.
- Se estableció un rango de variación de las temperaturas del generador entre 95 °C y 120 °C buscando posibilitar el uso de energías renovables como fuentes de calor.

Con el objeto de evaluar los efectos del tubo vórtex sobre el sistema se estableció que el flujo de refrigerante hacia condensador debía permanecer constante. La relación entre el flujo másico de refrigerante producido y la temperatura del generador se muestra en la Figura 4.5. Es posible observar que la producción de refrigerante se intensifica proporcionalmente con el incremento de la temperatura del generador; por otra parte, debido a la restricción de que el fluido a la salida del tubo vórtex no puede encontrarse en la región de dos fases, se hace necesario mantener constante la relación de flujos entre la fracción fría y caliente. El uso que se le da a la fracción caliente del tubo vórtex en ambos esquemas es igual, motivo por el cual, el análisis puede hacerse extensible.

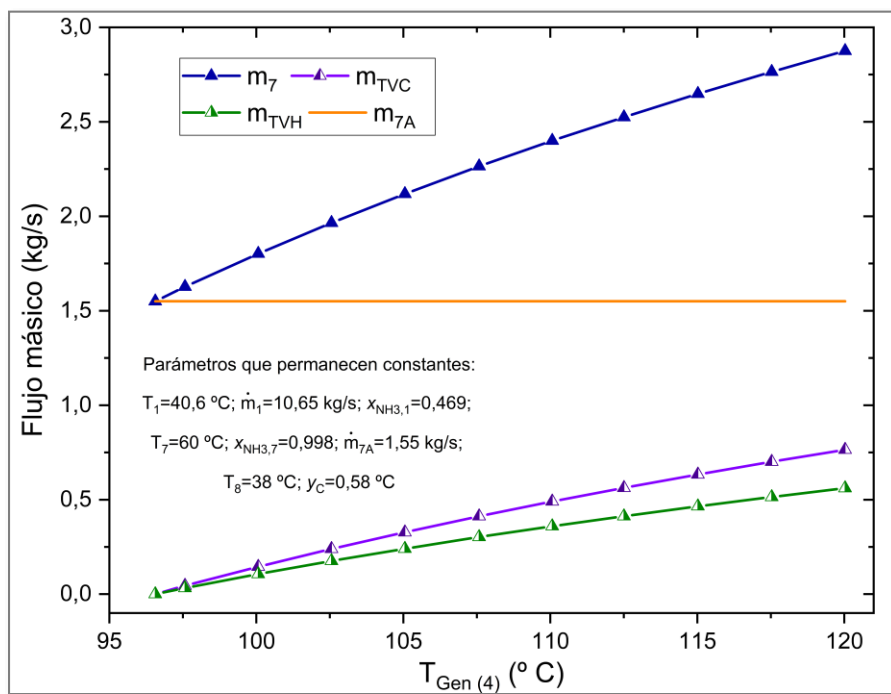
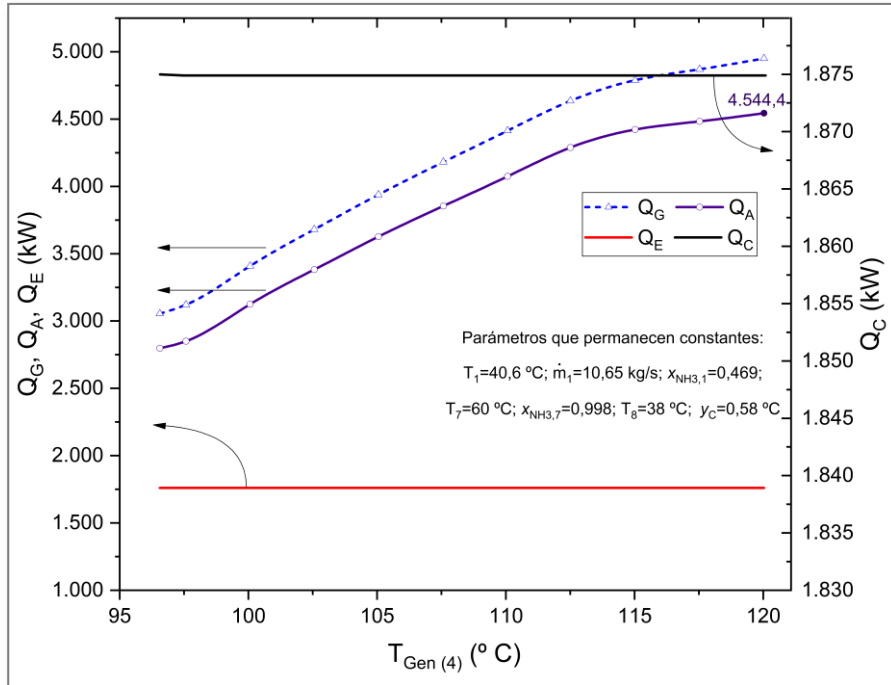


Figura 4.5 Comportamiento del flujo másico de refrigerante en el generador en función de T_4
 Elaboración propia

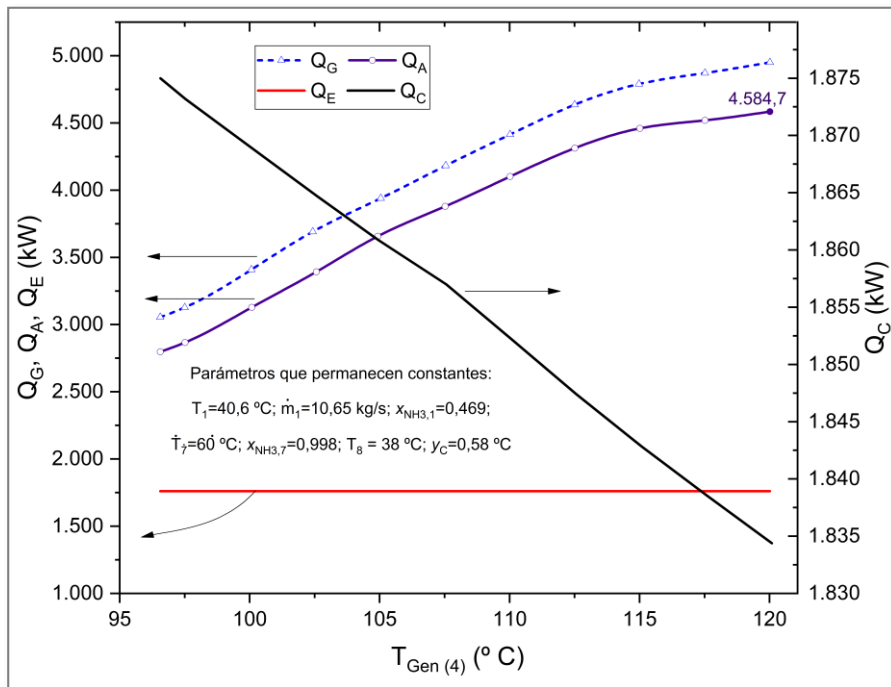
En la Figura 4.6 se puede apreciar el comportamiento del calor rechazado o suministrado en los diferentes equipos del sistema como una función de la temperatura del generador. Atendiendo a que el análisis se realizó para los dos (2) esquemas, el literal “a” concuerda con el esquema 1 y el literal “b” con el esquema 2.

En ambos esquemas el calor rechazado en el absorbedor es directamente proporcional a la temperatura del generador, esto obedece a que, la solución débil que abandona el generador es recirculada hacia el absorbedor, si bien parte del calor es utilizado para precalentar la solución fuerte mediante el *SHX* la restricción de efectividad de éste equipo evita un mayor aprovechamiento. En el primer esquema, la disposición de la corriente fría del tubo vórtex hacia el absorbedor permite una ligera reducción del calor rechazado respecto al esquema 2.

La principal diferencia entre los esquemas está relacionada con el calor que debe ser removido en el condensador. En el primer esquema, al no realizarse ningún aprovechamiento de las corrientes del tubo vórtex en esta zona, el calor del condensador permanece constante ante modificaciones en la temperatura del generador. Específicamente para el segundo esquema, la instalación del *GHX* antes del ingreso del refrigerante al condensador permite transferir parte de la carga térmica de la corriente hacia la salida fría del tubo vórtex, de esta forma cuando incremento la temperatura del generador logro reducir el calor a ceder por el condensador.



(a)



(b)

Figura 4.6 Comportamiento del flujo de calor por componente en función de T_4
 Elaboración propia

El efecto de la variación de la temperatura del generador sobre el COP_{en} y COP_{ex} se muestra en la Figura 4.7. En los dos coeficientes se aprecia una reducción al momento de elevar la temperatura del generador, esto se asocia a que el calor del generador se incrementa mientras la potencia frigorífica permanece constante, si bien existe una mayor producción de refrigerante ésta es destinada a la operación del tubo vórtex. En los esquemas propuestos se observó que el comportamiento de los coeficientes es el mismo, esto ocurre por la similitud que se presenta en el aprovechamiento de la fracción caliente del vórtex (calentamiento de la solución fuerte antes del ingreso al generador).

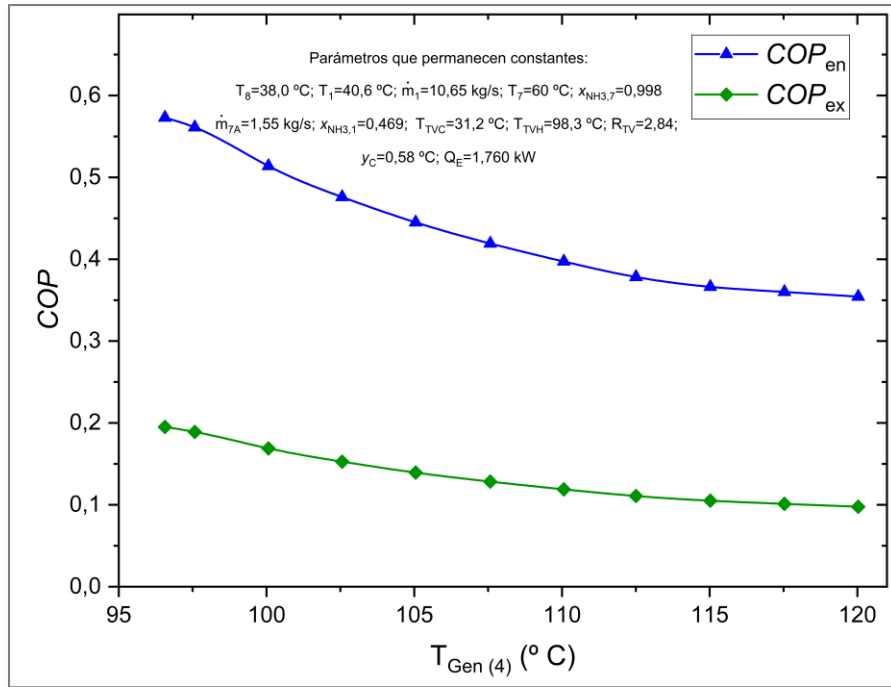


Figura 4.7 Comportamiento del flujo másico de refrigerante en el generador en función de T_4
 Elaboración propia

5 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5.1 Conclusiones

Esta tesis fue direccionada hacia el estudio teórico y caracterización mediante simulación termodinámica de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto al que se integra en su configuración la tecnología del tubo vórtex (SRTV). En este sentido se buscó estimar los efectos energéticos generados a partir del aprovechamiento de las fracciones frías y calientes del tubo, en el circuito de refrigerante y solución, respectivamente. La mezcla de trabajo utilizada es la de amoníaco – agua.

Las principales conclusiones del trabajo desarrollado se describen a continuación:

El modelo de Peng – Robinson, seleccionado para la predicción de propiedades termodinámicas en el equilibrio líquido – vapor presentó un ajuste correcto con los registros experimentales reportados en la literatura [46], [47], presentando valores estimados del error medio relativo (EMR) inferiores al 5 %. Las desviaciones más significativas se observan sobre la región de líquido saturado.

Para la simulación en ASPEN Hysys del absorbedor y el generador se utilizaron un absorbedor con reflujo y una columna de destilación. Estas unidades operativas permitieron obtener características de flujo másico, composición y energía similares a los reportados en la literatura.

Los resultados de la simulación del sistema de refrigeración por absorción – SRA desarrollada en ASPEN Hysys presentan una excelente correlación con los valores reportados por *ASHRAE Handbook Fundamentals* [23]. La diferencia más representativa sobre las propiedades de las corrientes (aproximadamente del 9%), se relaciona con la temperatura de la corriente de vapor a la salida del generador. Igualmente se encontró una variación considerable (58 %) en la estimación de la potencia suministrada a la bomba, sin embargo, debido a su baja ponderación entre los flujos energéticos del sistema, su afectación en la determinación del coeficiente energético y en el resto de las operaciones del modelo es reducida.

La simulación y especificación del tubo vórtex en Aspen Hysys se logra mediante la integración de programación en Visual Basic ® del modelo numérico (siguiendo la metodología descrita en la sección 4.2.1) y la combinación de múltiples unidades de proceso como divisor de flujo, válvula de expansión e intercambiadores de calor.

Fueron propuestos dos (2) esquemas de SRTV que permitieran aprovechar las características de la corriente de refrigerante como vapor provista por el generador (fase de vapor sobrecalentado y alta presión) para el funcionamiento del tubo vórtex. En ambas configuraciones la fracción caliente del tubo es dispuesta para incrementar la temperatura de la solución fuerte que ingresa al generador. Así mismo, con la fracción fría del tubo se

busca reducir la cantidad de calor que debe ser rechazada, con el primer esquema en: el absorbedor (primer esquema) o el condensador (segundo esquema).

El análisis paramétrico de los esquemas propuestos de SRTV permite observar que se presentan reducciones del *COP* energético y exergético cuando se incrementa la temperatura del generador, esto obedece a dos motivos principalmente, en primer lugar, no se logra un efecto considerable de precalentamiento sobre la solución fuerte que se dirige hacia el generador debido a la diferencia en la relación de flujos 19:1 (solución fuerte: fracción caliente del tubo vórtex), segundo, los equipos donde se aprovecha la fracción fría del tubo vórtex no intervienen de forma directa en la estimación de los coeficientes. Esta última condición podría representar mejoras desde el punto de vista de diseño y dimensionamiento del absorbedor y condensador, sin embargo, este tipo de análisis se encuentran fuera de los alcances establecidos para esta investigación.

5.2 Trabajos futuros

Del análisis de las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco – agua y la modelación de la operación del tubo vórtex se observa que, al reducir la presión de descarga del tubo vórtex el vapor presurizado producido en generador puede alcanzar temperaturas de saturación más bajas (sin entrar en la región de mezcla), facilitando el aprovechamiento de la fracción fría del tubo, incluso para el preenfriamiento del refrigerante a la entrada del evaporador. Lo anterior posibilita el planteamiento de esquemas en donde la válvula de solución (VS) sea reemplazada con un eyector para compensar la expansión del fluido en el tubo vórtex.

Direccionar investigaciones experimentales que permitan estudiar el comportamiento del tubo vórtex cuando se trabaja con fluido bifásico, líquido o en la región transcítica, de esta forma se posibilita un mejor aprovechamiento del dispositivo.

Plantear análisis termodinámicos en sistemas que utilizan fuentes de calor renovable o de baja temperatura, que permitan determinar el potencial incremento de las temperaturas al integrar un tubo vórtex.

6 REFERENCIAS

- [1] C. S. Vereda Ortiz, «Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2015.
- [2] G. J. Ranque, «Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air,» *Le Journal De Physique et le Radium (Paris)*, vol. 4, pp. 112-114, 1933.
- [3] R. Hilsch, «The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process,» *Review of Scientific Instruments*, vol. 18, nº 2, pp. 108-113, 1947.
- [4] I. Dincer y T. A. H. Ratlamwala, *Integrated Absorption Refrigeration Systems: Comparative Energy and Exergy Analyses*, Springer, 2016.
- [5] G. Muffly, «Reversible refrigerating systems». United States Patente US2976698A, 19 September 1961.
- [6] O. García, J. E. Muñoz y F. Fajardo, «Construcción y caracterización de un tubo Ranque-Hilsch,» *Revista Brasileira de Ensino de Física*, vol. 30, nº 4, pp. 4305 (1-5), 2008.
- [7] R. Cang, «Optimized Vortex Tube Bundle for Large Flow Rate Applications,» Arizona State University, Arizona, 2013.
- [8] S. Riffat y G. Qiu, «Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, nº 14-15, pp. 1979-1993, 2004.
- [9] R. Romero, L. Guillen y I. Pilatowskyc, «Monomethylamine-water vapour absorption refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, nº 5-6, pp. 867-876, 2005.
- [10] P. Rodgers, A. Mortazavi, V. Eveloy, S. Al-Hashimi, Y. Hwang y R. Radermacher, «Enhancement of LNG plant propane cycle through waste heat powered absorption cooling,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 48, pp. 41-53, 2012.
- [11] S. El May, Z. Sayadi y A. Bellagi., «Feasibility of air-cooled solar air-conditioning in hot arid climate regions,» *International Journal of Sustainable Energy* , vol. 28, nº 4, pp. 183-193, 2009.
- [12] S. A. Adewusi y S. M. Zubair, «Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems,» *Energy Conversion and Management*, vol. 45, nº 15-16, pp. 2355-2369, 2004.
- [13] H. Mukhtar Ariyadi, «Thermodynamic study on absorption refrigeration systems using ammonia/ionic liquid working pairs,» Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, 2016.
- [14] K. E. Herold, R. Radermacher y S. A. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2016.

- [15] P. Vargas Lira, «Estudio teórico-experimental de la solubilidad y la presión de vapor de disoluciones acuosas de nitratos y nitritos alcalinos para sistemas de absorción de alta temperatura.,» Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, 2015.
- [16] R. Mansouri, «Theoretical and experimental study of absorption and absorption/diffusion refrigerating machines using ammonia as a refrigerant: Simulation under steady-state and dynamic regimes and experimental characterization of a pilot,» Tarragona, 2016.
- [17] A. López Liévano, «Instrumentación y puesta a punto de un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente,» Universidad Veracruzana, Veracruz, 2011.
- [18] Y. J. Kim, S. Kim, Y. K. Joshi, A. G. Fedorov y P. A. Kohl, «Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic liquid/refrigerant mixture as a working fluid,» *Energy*, vol. 44, nº 1, pp. 1005-1016, 2012.
- [19] D. Kerlé, R. Ludwig, A. Geiger y D. Paschek, «Temperature dependence of the solubility of carbon dioxide in imidazolium-based ionic liquids,» *Journal of Physical Chemistry B*, vol. 113, nº 38, pp. 12727-12735, 2009.
- [20] M. Izquierdo, F. Hernandez y E. Martin, «Solar cooling in Madrid: Energetic efficiencies,» *Solar Energy*, vol. 60, nº 6, pp. 367-377, 1997.
- [21] R. Lizarte Mayo, «Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2010.
- [22] S. Yuqi, . W. Qin, H. Daliang y C. Guangmin, «Thermodynamic analysis of a novel GAX absorption refrigeration cycle,» *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, nº 7, pp. 4540-4547, 2017.
- [23] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2017 ASHRAE Handbook: Fundamentals (S.I. Ed.), Atlanta: ASHRAE, 2017.
- [24] R. Liew, Droplet Behaviour and Thermal Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tubes, Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2013.
- [25] B. Hajdik, M. Lorey, J. Steinle y K. Thomas, «Vortex tube can increase liquid hydrocarbon recovery at plant inlet,» *Oil and Gas Journal*, vol. 95, nº 36, pp. 76-83, 1997.
- [26] I. Matveev y S. Serbin, «Experimental and numerical definition of the reverse vortex combustor parameters,» de *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, Nevada, 2006.
- [27] I. L. Khodorkov, N. V. Poshernev y M. A. Zhidkov, «The vortex tube - A universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures,» *Chemical and Petroleum Engineering*, vol. 30, nº 7-8, pp. 409-415, 2003.
- [28] I. González Cortés, «Análisis exergético del sistema de refrigeración por absorción regenerativo NH₃-H₂O,» Universidad Nacional Autónoma de México, México D.F., 2014.

- [29] S. Raghuvanshi y G. Maheshwari., «Analysis of Ammonia–Water (NH₃-H₂O) Vapor Absorption Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics,» *International Journal of Scientific & Engineering Research*, vol. 2, n° 8, pp. 1-7, 2011.
- [30] N. Ben Ezzine, M. Barhoumi, K. Mejbri y A. Bellagi., «Second Law Study of Ammonia-Water Double Effect Absorption Chiller,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, Indiana, 2004.
- [31] A. Sozen y M. Ozalp., «Performance improvement of absorption refrigeration system using triple-pressure-level,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, n° 13, pp. 1577-1593, 2003.
- [32] N. Darwish, S. Al-Hashimi y A. Al-Mansoori., «Performance analysis and evaluation of a commercial absorption–refrigeration water–ammonia (ARWA) system,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 7, pp. 1214-1223, 2008.
- [33] J. Gaurav, A. Akhilesh y N. G. Shambhu, «Exergy analysis of the transcritical N₂O refrigeration cycle with a vortex tube,» *International Journal of Green Energy*, vol. 15, n° 9, pp. 507-516, 2018.
- [34] Y. F. Liu y G. Y. Jin, «Vortex Tube Expansion Two-Stage Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle,» *Advanced Materials Research*, vol. 516, pp. 1219-1223, 2012.
- [35] C. Hua, Z. Yang, Y. Fang y et al., «A novel refrigeration cycle with a vortex tube to attain three different evaporation temperatures,» de *12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016)*, Édimbourg, United Kingdom, 2016.
- [36] X. Wu, L.-j. He y Z. Wang, «Absorption refrigeration system with deep refrigeration function». China Patente CN201510461157A, 2 December 2015.
- [37] L.-j. He, L.-f. Wang, Z. Wang y Y.-j. Pang, «Jet absorption refrigerating device with copious cooling effect». China Patente CN201510466772A, 25 November 2015.
- [38] L.-j. He, Z. Wang, C.-q. Zhu y Z.-n. Xiao, «Efficient injection and absorption refrigerator for freezing and refrigeration». China Patente CN201510466726A, 18 November 2015.
- [39] L.-j. He, Z.-l. Yuan, S.-h. Zhang y Z. Wang, «Absorption refrigeration system based on vortex tube and working method». China Patente CN201510879364A, 24 February 2016.
- [40] L.-j. He, C.-q. Zhu, P.-p. Zhang, S.-h. Zhang y Z. Wang, «Low-grade thermally driven vortex tube-ejector absorption refrigeration system». China Patente CN201510879611A, 13 April 2016.
- [41] L.-j. He, C.-q. Zhu, P.-p. Zang, S.-h. Zhang y Z. Wang, «Low-temperature absorption and refrigeration system with vortex tube and working method». China Patente CN201510879365A, 16 March 2016.
- [42] I. Dincer y M. A. Rosen, Exergy. Energy, Environment and Sustainable Development, Kidlington: Elsevier Ltd., 2013.
- [43] G. Tsatsaronis y M. J. Moran, «Exergy-aided cost minimization,» *Energy Conversion and Management*, vol. 38, n° 15-17, pp. 1535-1542, 1997.
- [44] S. de Oliveira, Exergy: Production, Cost and Renewabilite, São Paulo: Springer-Verlag, 2013.

- [45] B. E. Poling, J. M. Prausnitz y J. P. O'Connell, *The properties of gases and liquids*, McGraw-Hill, 2001.
- [46] K. Mejri y A. Bellagi, «Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, nº 2006, pp. 211-218, 2006.
- [47] R. Mansouri, I. Boukholda, M. Bourouis y A. Bellagi, «Modelling and testing the performance of a commercial ammonia/water absorption chiller using ASPEN-Plus platform,» *Energy*, vol. 93, nº 2015, pp. 2374-2383, 2015.
- [48] ASPEN Technology, Inc., *ASPEN Hysys (Versión 9.0)*, Bedford, 2016.
- [49] A. González Quiroga y F. Acuña Garrido, *Termodinámica. Solución mediante el uso de ASPEN Hysys*, Barranquilla: Universidad del Norte, 2014.
- [50] «Vortec.com,» Vortec | Efficient Compressed Air Technology & Air Amplification, [En línea]. Available: <https://www.vortec.com/>.
- [51] C. S. Vereda Ortiz, «Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio,» Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2015.