

**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE OPERACIÓN DEL
INTERCAMBIADOR DE CALOR EN CASCADA, DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN CON PROPANO Y DIÓXIDO DE CARBONO.**

ANDRÉS CAMILO GUAUQUE DÍAZ

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2018**

**DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE OPERACIÓN DEL
INTERCAMBIADOR DE CALOR EN CASCADA, DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN CON PROPANO Y DIÓXIDO DE CARBONO.**

ANDRÉS CAMIO GUAUQUE DÍAZ

**Trabajo de Investigación, para Optar El Título de
INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR
CARLOS URREGO RODRÍGUEZ.
Ingeniero Mecánico.**

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2018**

Nota de aceptación:

Ing. Carlos Urrego Rodríguez

Ing. Juan Felipe Giraldo Ávila

Ing. Carlos Arturo Mendoza Neira

Bogotá D.C. Julio 4 de 2018

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro.

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos.

Dr. Luís Jaime Posada García-Peña

Vicerrector Académico y de Postgrados.

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingeniería.

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director General de Investigación y Proyección Social

Dr. Manuel Cancelado Jiménez

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Nota de responsabilidad

La responsabilidad de los conceptos emitidos en este escrito son exclusivos de su autor.

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Luis Eduardo Higuera Calderón, un gran amigo, compañero, profesional y sobre todo una excelente persona, gracias por ese apoyo incondicional, por ese gran aporte de experiencias y conocimientos para culminar esta etapa.

Al ingeniero Carlos Urrego, por su valiosa colaboración y paciencia en el desarrollo y culminación de la investigación.

Al ingeniero Carlos Mendoza, por su valioso tiempo, confianza, conocimiento, apoyo y consejos mientras se llevó a cabo este proyecto de investigación

A las directivas de la Universidad por su preocupación en formar profesionales éticos y ante todo con calidad humana.

A todas las personas quienes directa o indirectamente, colaboraron con la culminación de esta investigación.

Dedicatoria

A Dios, por el sin número de buenas personas y por haberme regalado la vida con la mejor madre de todas.

A mis padres, porque gracias a su amor, paciencia, apoyo y esfuerzo, he podido llegar hasta este punto, formándome como una buena persona y un excelente profesional.

A mi mascota Chanel una hembra Chow Chow, por todas esas noche en vela a mi lado, por ser mi compañera incondicional a pesar de no poder expresarlo con palabras siempre estuviste presente

Andrés Camilo Guauque Díaz

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. GENERALIDADES	18
1.1 REFRIGERACIÓN	18
1.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	18
1.2.1 Sistemas de absorción.	18
1.2.2 Sistemas de expansión de aire o gas.	19
1.2.3 Sistemas De Compresión De Vapor.	19
1.3 COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR	20
1.3.1 Intercambiadores de calor.	21
1.3.2 Compresores.	21
1.3.3 Sistema de expansión o control de flujo.	21
1.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA	22
1.4.1 Ventajas y desventajas.	23
1.5 APLICACIONES	24
1.6 REFRIGERANTES	26
1.6.1 Tipos de refrigerantes.	26
1.6.2 Características de los refrigerantes.	26
1.7 REFRIGERANTE DIÓXIDO DE CARBONO C_2 (R-744)	27
1.7.1 Propiedades termodinámicas.	28
1.8 REFRIGERANTE PROPANO C_3 (R-290)	29
1.8.1 Propiedades termodinámicas.	30
1.9 IMPLICACIONES AMBIENTALES	32
2. MODELO MATEMÁTICO	33
2.1 CONSIDERACIONES DEL MODELO	33
2.2 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA	33
2.2.1 Balance de masa.	33
2.2.2 Balance de energía.	34
2.3 EFICIENCIA DEL SISTEMA CASCADA	35
3. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	38

3.1	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	38
3.2	IMPLEMENTACIÓN DEL BALANCE DE ENERGÍA	39
3.3	VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMATICO	41
3.3.1	Validación de las propiedades termodinámicas.	41
3.3.2	Validación de los equipos y sistema.	43
4.	DETERMINACIÓN DE CONDICIONES ÓPTIMAS	45
4.1	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	45
4.1.1	Análisis y resultados.	46
4.2	ANÁLISIS POR ALGORITMO GENÉTICO	49
4.2.1	Análisis y resultados.	52
5.	CONCLUSIONES	55
6.	RECOMENDACIONES	56
	BIBLIOGRAFÍA	57
	ANEXOS	59

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Sistema de Refrigeración Compresión de Vapor.	20
Figura 2. Sistema de Refrigeración Cascada.	22
Figura 3. Sistema Aplicado en Supermercados.	25
Figura 4. Código Función Flujo 0	39
Figura 5. Código Función Flujo 1	39
Figura 6. Código Función Flujo 2	39
Figura 7. Código Función Flujo 3	40
Figura 8. Código Función Evaporador	40
Figura 9. Código Función Compresor	40
Figura 10. Código Función Condensador	40
Figura 11. Código Función Condensador	41
Figura 12. Esquema Ciclo De Refrigeración	43
Figura 13. Código Función Sensibilidad	45
Figura 14. Esquema Algoritmo Genético	49
Figura 15. Código Individuo Inicial.	50
Figura 16. Código Población Inicial.	51
Figura 17. Código Vector de Temperatura.	51
Figura 18. Código Cálculo del Fitness.	51
Figura 19. Código Puntuados.	52

LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Diagrama Temperatura-Entropía T-s.	19
Gráfica 2. Diagrama Temperatura Entropía.	23
Gráfica 3. Diagrama Presión-Entalpía (P-h) C_2 .	28
Gráfica 4. Diagrama de Refrigerantes (p-t).	29
Gráfica 5. Diagrama Presión-Entalpía (P-h) C_3H_8 .	31
Gráfica 6 Diagrama C_2 P-h Etapa Baja Temperatura	42
Gráfica 7 Diagrama C_3H_8 P-h Etapa Alta Temperatura	42
Gráfica 8. Diagrama de Análisis De Sensibilidad $\eta_{II} - P$	46
Gráfica 9. Diagrama P-h Eficiencia Máxima.	47
Gráfica 10. Diagrama T-s Eficiencia Máxima.	47
Gráfica 11. Diagrama T-s C_3H_8 Presión 6.9 bar.	48
Gráfica 12. Diagrama T-s C_2 Presión 70 bar.	48
Gráfica 13. Diagrama T-s C_3H_8 a $\eta = 78.4$ %.	54
Gráfica 14. Diagrama T-s C_2 a $\eta = 78.4$ %.	54

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Propiedades Termodinámicas C_2 .	28
Tabla 2. Comparación entre refrigerantes.	30
Tabla 3. Propiedades Termodinámicas C_3H_8 .	31
Tabla 4. Propiedades de Inflamabilidad C_3H_8 .	31
Tabla 5. Balance De Masa Y Energía.	35
Tabla 6. Propiedades Termodinámicas del sistema	41
Tabla 7. Ciclo de refrigeración C_2N_3	43
Tabla 8. Ciclo de refrigeración C_2N_3 Python	44
Tabla 9. Comparación De Datos.	44
Tabla 10. Eficiencia Máxima Del Sistema.	46
Tabla 11. Eficiencia Máxima Del Sistema.	53

GLOSARIO

CAPA DE OZONO: zona de la estratósfera, donde se encuentra la mayor cantidad de átomos de ozono. Se localiza aproximadamente de 15 a 60 km por encima de la tierra. Es la encargada de absorber la radiación ultravioleta nociva para los seres vivos.

CLOROFLUOROCARBONOS (CFC): grupo de sustancias químicas, las cuales están compuestas por flúor, carbono y cloro. Son usados como refrigerantes, agentes sopladores de espuma, aerosoles y agentes de limpieza. Inocuos para el ser humano, no inflamables ni venenosos, destruyen la capa de ozono.

COEFICIENTE DE RENDIMIENTO (COP): coeficiente que expresa la eficiencia de un sistema de refrigeración. Es la proporción entre la capacidad de refrigeración y la energía absorbida por el compresor.

FLUOROCARBONOS: halocarbonos que contienen átomos de flúor, incluyen a los CFC, HCFC, HFC y PFC.

HALOCARBONOS: compuestos químicos estables que contienen carbono, y uno o más de los halógenos cloro, flúor, bromo o yodo y algunas veces hidrógeno. Los halocarbonos completamente halogenados, contienen únicamente carbono y halógenos, mientras que los halocarbonos parcialmente halogenados, también contienen átomos de hidrogeno. Los CFC, HCFC y HFC son halocarbonos.

HIDROCARBONOS (HC): compuestos químicos que contienen carbono e hidrógeno. Los HC son inflamables y son usados como combustibles y refrigerantes. No destruyen la capa de ozono, ni generan calentamiento global. Entre los hidrocarbonos podemos encontrar al etano, propano, butano, isobutano, entre otros.

HIDROCLOROFLUOROCARBONOS (HCFC): compuestos químicos que contienen carbono, hidrógeno, flúor y cloro. Los HCFC son usados como refrigerantes y como agentes sopladores de espuma.

HIDROFLUOROCARBONOS (HFC): compuestos químicos conformados por carbono, hidrógeno y flúor. Son utilizados como sustitutos de los CFC, ya que no destruyen la capa de ozono, pero generan calentamiento global.

ISOBUTANO (R600a): hidrocarbano usado como combustible y refrigerante con un punto de ebullición de -12°C a presión atmosférica.

MEZCLA AZEOTRÓPICA: mezcla compuesta de dos o más refrigerantes con diferentes puntos de ebullición. En una mezcla azeotrópica, no se observan cambios en la composición o temperatura, al evaporar o condensar a una presión dada.

MEZCLA ZEOTRÓPICA: mezcla compuesta de dos o más refrigerantes con diferentes puntos de ebullición. En una mezcla zeotrópica, se observan cambios en la composición o temperatura, al evaporar o condensar a una presión dada. En lugar de “mezcla zeotrópica”, el término “mezcla no azeotrópica” es usado en algunas literaturas.

MISCIBILIDAD: capacidad de dos líquidos o gases, para disolverse o mezclarse uniformemente.

NIVEL ALTO DE INFLAMABILIDAD (UFL): la más alta concentración de gas inflamable en aire, que puede resultar en una combustión en presencia de una fuente de ignición. En concentraciones por encima de este nivel, el oxígeno es insuficiente para que la combustión ocurra.

NIVEL BAJO DE INFLAMABILIDAD (LFL): la más baja concentración de gas inflamable en aire, que puede resultar en una combustión en presencia de una fuente de ignición. En concentraciones por debajo de este nivel, hay combustible insuficiente (gas inflamable) para que la combustión ocurra.

OZONO (O₃): gas reactivo conformado por tres átomos de oxígeno, formado naturalmente en la atmósfera por la acción del oxígeno molecular (O₂) y el oxígeno atómico (O).

POTENCIAL DE AGOTAMIENTO DE OZONO (PAO): índice que permite comparar cualitativamente la agresividad de cada sustancia sobre el ozono, tomando como referencia el efecto del CFC-11, al cual se le da el valor PAO=1.

POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL (PCG): índice que determina la medida o capacidad relativa de atrapar calor en una sustancia, comparado con el dióxido de carbono (CO₂), al cual se le da un valor de PCG=1.

PROPANO (R290): hidrocarburo usado como combustible y refrigerante con un punto de ebullición de -42°C a presión atmosférica.

PURGA: término que se utiliza para describir el proceso de extracción del aire, vapores, polvo o humedad de un sistema de refrigeración, mediante la circulación a través de la tubería de un gas neutro como el nitrógeno, forzando hacia afuera el aire y los vapores que se desean eliminar.

RECUPERACIÓN DE REFRIGERANTE: proceso para retirar un refrigerante en cualquier condición de un sistema de refrigeración, con la finalidad de almacenarlo, reciclarlo, regenerarlo o transportarlo.

REFRIGERANTE: cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro. Deben poseer diferentes características y

propiedades químicas, físicas y termodinámicas, que lo hagan seguro y económico durante su uso.

TEMPERATURA DE DESLIZAMIENTO: cambio en la temperatura, que ocurre cuando una mezcla zeotrópica cambia de fase a presión constante.

RESUMEN

En el presente documento, se modela y analiza un sistema de refrigeración en cascada con propano C_3H_8 y dióxido de carbono CO_2 ; como herramienta para la implementación del modelo se usó el lenguaje de programación Python, usando el intérprete Spyder de la Suite de anaconda.

Inicialmente se caracterizó el sistema de refrigeración en cascada y sus componentes, posteriormente se realizó un balance de masa y energía, teniendo en cuenta las variables del ambiente a controlar en el interior y exterior del ciclo de refrigeración, de acuerdo con las condiciones generales de los ensayos para los equipos a evaluar, estableciendo los rangos de operación para la temperatura ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) en la etapa de CO_2 , ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$) en la etapa de C_3H_8 , la temperatura ambiente T_H de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y del espacio frío T_L de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Con el planteamiento del modelo matemático, teniendo como fundamento la primera y segunda ley de la termodinámica, se observó el comportamiento del sistema de refrigeración en cascada usando C_3H_8 y CO_2 , se llevó a cabo un análisis detallado de los balances de masa y energía de cada equipo y un estudio de sensibilidad a la presión de condensación del CO_2 .

Se determinó que a una presión de condensación de CO_2 igual 22 bar de presión se obtiene la más alta eficiencia térmica de la segunda ley de la termodinámica o exergía del sistema de refrigeración igual al 60.91%.

Para finalizar se realizó una validación del modelo matemático dispuesto en esta investigación basado en el artículo científico "Advanced Exergy Analysis of a Carbon Dioxide Ammonia Cascade Refrigeration System" de los autores Ehsan Gholamian, Pedram Hanafizadeh, Pouria Ahmadi. Con el fin de realizar unos comparativos en los datos obtenidos por Gholamian en cual realiza un sistema cascada con amoníaco y dióxido de carbono.

PALABRAS CLAVE: Dióxido de Carbono, Optimización, Propano, Refrigeración, Sistema Cascada.

INTRODUCCIÓN

Con el descubrimiento de los impactos negativos causados por los refrigerantes sintéticos en los sistemas de refrigeración, como el agotamiento de la capa de ozono y el cambio climático, se ha aceptado el reto inmediato de regular el uso de refrigerantes sintéticos; distintas soluciones se han presentado por parte de varias organizaciones internacionales, los últimos años, una de ellas ha sido la gradual eliminación y prohibición del uso de estas sustancias sintéticas poco amistosas con el ambiente para ser reemplazadas por refrigerantes naturales más respetuosos con el ambiente.

El presente trabajo de investigación se originó partiendo de la necesidad vigente de disponer de un estudio frente a refrigerantes naturales y pruebas para la evaluación en sistemas de refrigeración en cascada; la eficiencia energética y térmica son los principales criterios para la evaluación de la importancia de esta investigación. Sin dejar de lado el aspecto ambiental que ha generado una transición de refrigerantes sintéticos por naturales según acuerdos mundiales para la conversión del ambiente.

Por estas razones fue realizado el estudio detallado de la eficiencia termodinámica de la segunda ley o exergía de un sistema de refrigeración en cascada con propano y dióxido de carbono, con la finalidad de proporcionar información detallada frente a las condiciones termodinámicas de los fluidos para obtener una eficiencia mayor que la de los sistemas de refrigeración convencionales y aplicable a la industria de la refrigeración; debido a ello se plantea una optimización por medio de algoritmos genéticos de las temperaturas de evaporación y condensación de estos refrigerantes.

1. GENERALIDADES

1.1 REFRIGERACIÓN

La refrigeración se define como cualquier proceso de extracción de energía térmica de una fuente de calor; más específicamente, es la rama de la ciencia que estudia los procesos de mantener la temperatura de la fuente de calor por debajo de la de su entorno mientras transfiere el calor extraído y cualquier entrada de energía necesaria a un disipador de calor, aire atmosférico o agua superficial. Un sistema de refrigeración es la unión de equipos y componentes conectados en orden secuencial, con la función de producir efectos de climatización, se deben tener en cuenta también otros aspectos como, aislamiento térmico, carga térmica y agentes refrigerantes, entre otros.¹

Este fenómeno se puede observar en una aplicación básica y usada hace mucho tiempo, la cual es el agua o hielo, que al día de hoy se sigue empleando; el hielo o nieve funden a 0°C, a condiciones de presión de 1 atm, lo cual indica que si se dispone hielo en un espacio que posea una temperatura mayor a 0°C, fluye calor hacia el hielo y el espacio es refrigerado o enfriado. La propiedad del agua de absorber o ceder calor se da en su cambio de temperatura al liberar calor latente de fusión de 143.3Btu/lb y dirigirlo al entorno.²

1.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración mecánica se basa en el principio de control de presión y temperatura de los refrigerantes con el fin de tener unas condiciones de enfriamiento o climatización exactas y llegar a distintos procesos con el mismo refrigerante sin que se produzcan pérdidas considerables.³

1.2.1 Sistemas de absorción. En un sistema de absorción, el efecto de refrigeración se produce mediante la entrada de energía térmica. Después de absorber calor del medio refrigerante durante la evaporación, el vapor refrigerante es absorbido por un medio absorbente. Esta solución se calienta a continuación mediante un horno de combustión directa, calor residual, agua caliente o vapor. El refrigerante se vaporiza de nuevo y luego se condensa a líquido para comenzar de nuevo el ciclo de refrigeración.⁴

¹ WANG, Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. 2° Ed. New York, N.Y: McGraw-Hill Education LLC, 2001.

² JENNINGS, Burgess H. Aire acondicionado y refrigeración. México: Continental, 1984. p. 535

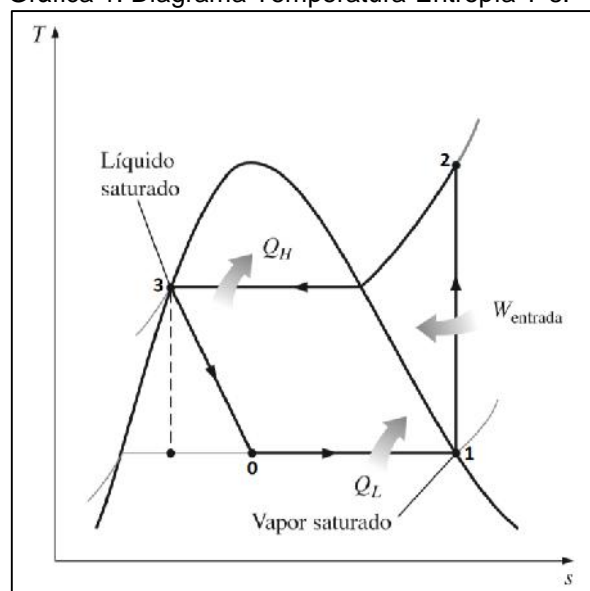
³ *Ibíd.*, p. 537

⁴ WANG, Shan K. *Op. Cit.*, p. 403

1.2.2 Sistemas de expansión de aire o gas. En un sistema de expansión de aire o gas, el aire o gas se comprime a una alta presión mediante energía mecánica. A continuación, se enfría y se expande a baja presión. Debido a que la temperatura de aire o gas cae durante la expansión, se produce un efecto de refrigeración.⁵

1.2.3 Sistemas De Compresión De Vapor. En el proceso de refrigeración donde se emplea compresión vapor, se presentan cuatro etapas en las que se realiza un cambio de fase en el fluido, estas etapa se dan gracias al cambio de temperatura y presión por medio de equipos mecánicos y térmicos, como se observa en la Gráfica 1; los sistemas de compresión de vapor son los más utilizados en la actualidad ya que permiten un control detallado de las condiciones de trabajo.⁶

Gráfica 1. Diagrama Temperatura-Entropía T-s.



Fuente: Termodinámica de Cengel 7° Edición.

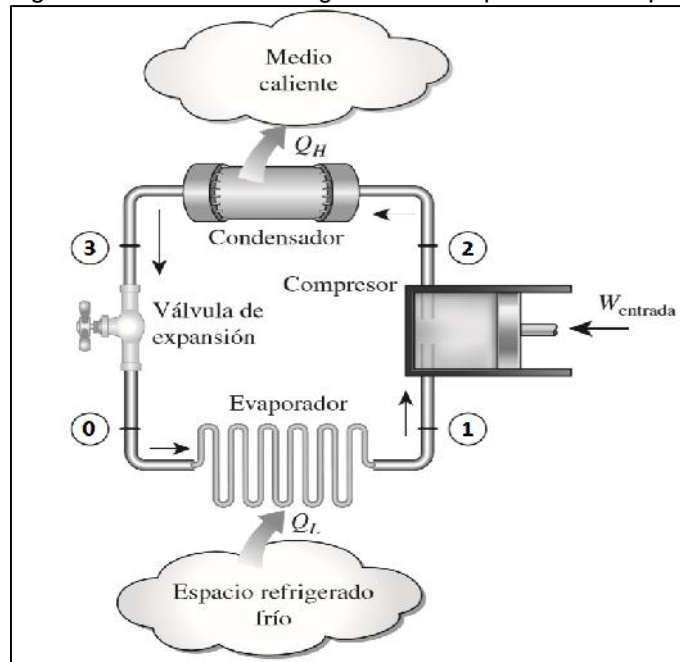
En la figura 1 se muestra un diagrama de compresión de vapor con los equipos elementales que ayudan a comprender el fenómeno aquí descrito; la está descrita por números y etapas. En la primera etapa (0-1), la mezcla líquido vapor del refrigerante pasa por un intercambiador de calor (evaporador), este equipo posee dos circuitos y funciones, por uno se enfría un fluido que puede ser aire o agua y por el otro pasa el refrigerante que absorbe el calor del fluido primario llegando a evaporarse en su totalidad a la salida del equipo. En la segunda etapa (1-2), el refrigerante es un gas saturado a baja temperatura y presión, el compresor en este proceso aumenta su presión y temperatura, a la salida del compresor el refrigerante es un gas sobrecalentado. En la tercera etapa (2-3), a la entrada del intercambiador de calor (condensador) ingresa el gas sobrecalentado al que se le va a retirar calor

⁵ Ibíd., p. 404

⁶ Ibíd., p. 404

latente para generar el cambio de fase a líquido saturado, de este modo se obtiene el ciclo completo y se puede iniciar nuevamente; en el punto 3 el refrigerante está en fase líquido saturado a una alta presión y temperatura, en el punto 2 el refrigerante ha pasado a través del dispositivo de control de flujo el cual genera una pérdida considerable de presión y temperatura que hace que se evapore una pequeña cantidad del refrigerante, produciendo una mezcla líquido vapor.⁷

Figura 1. Sistema de Refrigeración Compresión de Vapor.



Fuente: Termodinámica de Cengel 7° Edición.

1.3 COMPONENTES DE UN SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Se realizara una descripción detallada de los principales componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, de acuerdo con la sección anterior tenemos cuatro componentes principales el evaporador, el condensador, el compresor y el dispositivo de control de flujo. Se debe tener en cuenta que existen más equipos adicionales los cuales no se tendrán en cuenta en el estudio detallado.⁸

⁷ PITA, Edward G, et al. Acondicionamiento de aire: principios y sistemas: un enfoque energético. México: Compañía Editorial Continental, 2002. p. 356-357 ISBN 9682612470

⁸ *Ibíd.*, p. 357

1.3.1 Intercambiadores de calor. Un intercambiador de calor es un equipo usado para ceder entalpia entre dos o más fluidos, entre partículas sólidas y un fluido, o entre una superficie sólida y un fluido, las aplicaciones típicas involucran calentamiento o enfriamiento de una corriente de fluido que involucra evaporación o condensación de fluidos, recuperar o rechazar temperatura, pasteurizar, destilar, concentrar, cristalizar entre otras.⁹

Por la relevancia de este equipo en los sistemas de compresión de vapor ya que contamos con dos intercambiadores de calor dentro de este sistema, se pueden clasificar en dos tipos evaporadores y condensadores, lo cual depende de la función en el proceso que realice.¹⁰

1.3.2 Compresores. El compresor es el corazón de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, ya que su principal función es aumentar la presión del fluido (refrigerante) y al mismo tiempo genera la suficiente fuerza cinética para el desplazamiento del refrigerante a través de todo el sistema, produciendo así el ciclo de refrigeración.¹¹

Existen distintos tipos de compresores entre los que se encuentran los compresores de desplazamiento positivo y compresores de desplazamiento no positivo. Los compresores de desplazamiento positivo generan un aumento en la presión del refrigerante en fase gaseosa reduciendo el volumen interno de la cámara de confinamiento por medio de la fuerza mecánica del compresor, entre los que se encuentra los compresores recíprocos, rotativos y de tornillo. En los compresores de desplazamiento no positivo, su uso se limita a los compresores centrífugos y su funcionamiento se basa en el aumento de la presión del vapor refrigerante por medio del incremento en la energía cinética (velocidad) del fluido y la conversión de la presión dinámica a presión estática (disminución drástica de la velocidad).¹²⁻¹³

1.3.3 Sistema de expansión o control de flujo. Los sistemas de control de flujo realizan principalmente dos funciones en los sistemas de compresión de vapor; primero debe regular el flujo a la entrada del evaporador, según lo requiera o sea la demanda del evaporador; segundo debe proporcionar una caída de presión considerada en la etapa de alta presión de líquido saturado hacia la etapa de baja presión de mezcla de líquido y gas. Entre los que se encuentran válvulas de expansión mecánicas y eléctricas, válvulas flotador y tubos capilares.^{14 15}

⁹ MCADAMS, William H. Heat Transmission. New York: McGraw Hill, 1942. p. 564

¹⁰ *Ibíd.*, p. 565

¹¹ WANG, Shan K, *Op. Cit.*, p. 9.51

¹² *Ibíd.*, p. 9.52 – 9.53

¹³ PITA, Edward, *Op. Cit.*, p. 359 - 360

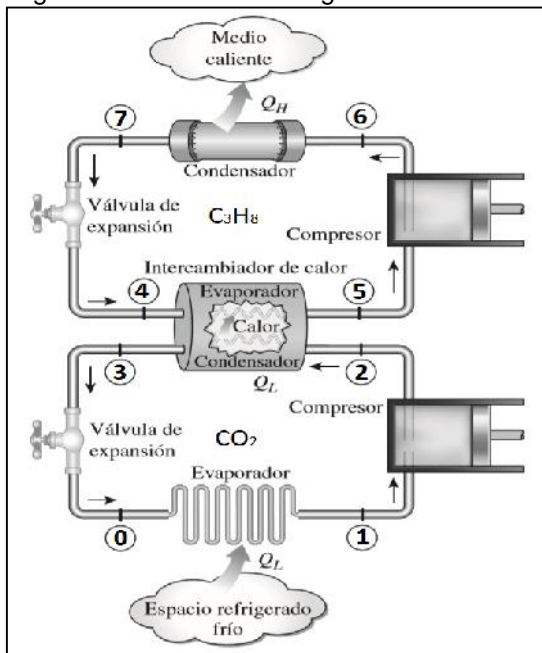
¹⁴ WANG, Shan K, *Op. Cit.*, p. 10.51

¹⁵ PITA, Edward, *Op. Cit.*, p. 363

Normalmente estos dispositivos se encargan de suplir la entrada de refrigerante líquido necesario al evaporador, con respecto a la misma cantidad que es bombeado por el compresor. El componente de control de flujo debe reaccionar ante el mínimo cambio en las condiciones, ya sea una variación del flujo debido al aumento o disminución en la carga térmica del evaporador. Se debe hacer énfasis en que este equipo de control de flujo no es uno de control de presión.^{16 17}

1.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA

Figura 2. Sistema de Refrigeración Cascada.



Fuente: Termodinámica de Cengel 7° Edición.

Un sistema en cascada consta de dos sistemas de refrigeración por compresión de vapor independientes de una etapa como se observa en la figura 2, estos se encuentran unidos térmicamente por medio de un intercambiador de calor en cascada, el cual une una etapa de baja temperatura donde observamos temperaturas de evaporación muy bajas con una etapa de alta temperatura de evaporación. El intercambiador de calor en cascada o intermedio absorbe la tasa de calor de baja o condensador de baja temperatura entregada por el compresor y la rechaza a la etapa de alta temperatura donde se dirige a la entrada del compresor de alta temperatura, se asume que el aislamiento es ideal y la fuerza potencial y cinética son despreciables, por esta razón la transferencia de calor en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor en el ciclo superior. Y se plantea de esta manera $m_{C_3H_8} h = m_{CO_2} h$.¹⁸

¹⁶ *Ibíd.*, p. 363

¹⁷ WANG, Shan K, *Op. Cit.*, p. 10.51

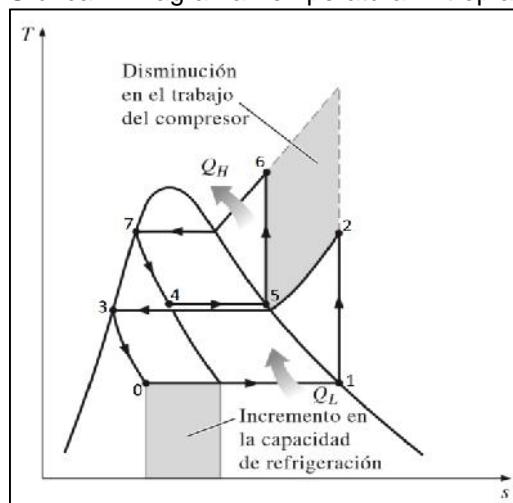
¹⁸ WANG, Shan K, *Op. Cit.*, p. 9.40

Otro aspecto fundamental que se debe describir en los sistemas térmicos en general es el Coefficient of Performance o coeficiente de desempeño (COP), el COP puede ser descrito como la eficiencia de un sistema de refrigeración en remover una carga térmica (Q_L) de un espacio a refrigerar por el trabajo requerido del compresor o sea un trabajo W_E neto, esta eficiencia se nombra como C_{P_R} que es igual el coeficiente entre la salida deseada (Q_L) y la entrada requerida W_E . También puede ser expresado como la eficiencia de Carnot o eficiencia máxima de un sistema de refrigeración $C_{R,C} = C_{R,máx}$ que equivale al cociente de la temperatura del espacio frío sobre la diferencia de la temperatura ambiente y la del espacio frío.¹⁹

Definido el COP de Carnot y del ciclo de refrigeración, da la opción de poder definir la eficiencia de la segunda ley de termodinámica del ciclo como tal o exergía del ciclo ($\eta_{II,C}$) como el cociente entre el C_{R} y el $C_{R,C}$ de esta manera queda definida la eficiencia de la segunda ley o exergía del ciclo.²⁰

1.4.1 Ventajas y desventajas. La principal ventaja de un sistema en cascada es que se pueden usar diferentes refrigerantes, equipos y aceites para los sistemas superior e inferior. Al utilizar un sistema en cascada se disminuye la relación de compresión de cada sistema, lo que hace que la eficiencia volumétrica aumente en cada una de las etapas y, por lo tanto, el sistema en su totalidad sea más eficiente por lo que también se necesita menos desplazamiento de los compresores. Así mismo, la temperatura de descarga disminuye en comparación a un sistema de una sola etapa, lo cual beneficia la temperatura del aceite y a la buena lubricación del compresor.²¹

Gráfica 2. Diagrama Temperatura Entropía.



Fuente: Termodinámica de Cengel 7° Edición

Como se observa en la gráfica 2, la implementación de un sistema de refrigeración en cascada nos proporciona una notoria mejora frente al trabajo del compresor ya

¹⁹ Termodinámica de Cengel 7° Edición p. 308-315

²⁰ *Ibid.*, p. 618-626

²¹ WANG, Shan K, Op. Cit., p. 9.40

que lo disminuye, y un incremento en la capacidad de refrigeración. Siendo una de las ventajas más destacada de estos sistemas.

En estos sistemas de refrigeración en cascada los compresores deben estar entre los límites de capacidad del proceso, no permitir paso de líquido a la succión y que estén bien lubricados. Para la etapa de baja temperatura se debe procurar que el retorno de gas sea menor a -60°C , ya que el material predilecto para los compresores es hierro fundido se puede llegar a generar daños al compresor debido a esas bajas temperaturas; sin dejar de lado la temperatura del aceite con la que se garantiza la viscosidad y efectiva lubricación. Por otro lado, en esta etapa de baja temperatura se requiere no tener pérdidas de temperatura ya que se podría generar condensado o congelamiento de la humedad del ambiente, por esta razón el aislamiento debe estar en todo el sistema desde las tuberías hasta cada componente que se encuentre expuesto al ambiente.²²

Una desventaja es cuando se apaga un sistema en cascada mientras la temperatura del aire es superior a 25°C (80°F), la presión de vapor saturado del refrigerante aumenta. Para un sistema con temperaturas bajas que usa refrigerante, esta presión saturada puede aumentar a 1440 K Pa abs. (208,91 psia), por razones de seguridad, debe tener una válvula de alivio el condensador en cascada y este a su vez se conecta a un tanque de expansión, diseñado para almacenar el refrigerante del sistema inferior en caso de apagado. Otra opción es la nunca apagar por completo la etapa de baja para mantener una baja temperatura y presión con el fin de evitar este problema, pero genera un consumo constante de energía.²³

1.5 APLICACIONES

Hay varias industrias que se benefician de este tipo de sistemas. La industria farmacéutica utiliza un proceso llamado liofilización donde utiliza temperaturas muy bajas en conjunto con bombas de vacío para congelar y luego sublimar H_2O y así deshidratar el producto. La industria aeronáutica y automotriz se beneficia de este tipo de sistemas utilizándola en cámaras de prueba donde necesitan temperaturas de hasta -90°C para medir la fiabilidad y durabilidad de partes.²⁴

La industria alimenticia utiliza sistemas en cascada para conservar los congelados de grandes bodegas o centros de distribución. La eficiencia que ofrece un sistema en cascada puede ser mayor a un sistema de una sola etapa. La medicina toma

²² MARTÍNEZ PRADO, Luis Gerardo. Sistema en Cascada y sus Aplicaciones -. -1210T14:24:08+00:00. [Consultado el Marzo 19,2017]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

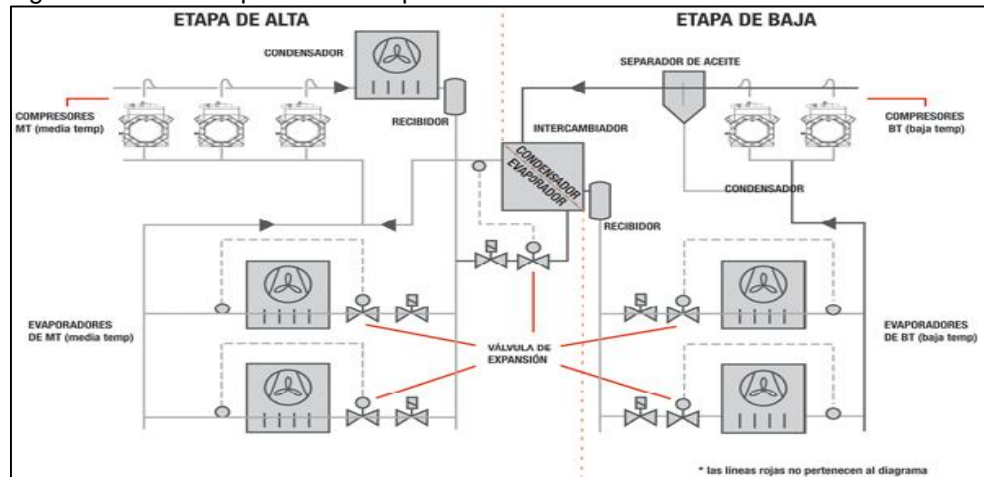
²³ WANG, Shan K, Op. Cit., p. 9.40

²⁴MARTÍNEZ, Luis. Sistema en Cascada y sus aplicaciones, <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

ventaja de este tipo de sistemas al conservar tejidos, plasma, vacunas y otros productos biológicos.²⁵

En procesos industriales se utiliza para la licuefacción de gases para separarlos y poder almacenarlos. Un primer paso se ha dado en utilizar R744 (CO₂) con un GWP de 1.0 en sistemas de refrigeración de baja temperatura aplicándolos en cascada. Donde la parte de alta además de condensar y rechazar el calor de la etapa de baja también es el sistema de media temperatura, ya sea con R134a, R404A o R717. (Ver Figura 9).²⁶

Figura 3. Sistema Aplicado en Supermercados.



Fuente: Revista Mundo HVACR, Pagina web: <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

Como se menciona en el párrafo anterior de las aplicaciones se puede mostrar su implementación ya en América del sur, en países como Brasil que es el país que más ha implementado estos sistemas y refrigerantes y refrigerantes ya que posee más de 40 supermercados, 6 centros de distribución de alimentos, 1 planta de carne, 3 Centros Tecnológicos y de Instrucción. Mientras que en Colombia contamos con solo 3 supermercados. En Venezuela y Argentina 1 supermercado.²⁷

En lo que respecta a la eficiencia, esta es mejor en un 3-5% dependiendo del diseño y control del sistema. Por lo que estos sistemas se vuelven viables y competitivos por la parte ecológica y por el lado de la eficiencia. Los sistemas en cascada son una solución para cuando se requiere trabajar con refrigerantes con alta presión como el CO₂ y cuando se requiere llegar a temperaturas muy bajas. Estos sistemas son más eficientes que un sistema de una sola etapa cuando la relación de compresión es muy alta.²⁸

²⁵ MARTÍNEZ, <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

²⁶ Ibíd., <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

²⁷ Ibíd., <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

²⁸ Ibíd., <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

1.6 REFRIGERANTES

Un refrigerante es el fluido de trabajo primario usado para absorber y transferir calor en un sistema de refrigeración como se ya mencionó. Los refrigerantes absorben calor a bajas temperaturas y presiones, luego liberan esta energía térmica a unas temperaturas y presiones más altas. En la mayoría de los procesos de climatización estos fluidos experimentan cambios de fase durante la absorción de calor y evaporación, al momento de liberar esta energía se condensa. Se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por evaporación, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.²⁹

1.6.1 Tipos de refrigerantes. En los inicios de los sistemas de refrigeración a nivel industrial aproximadamente en la década de 1930, los refrigerantes utilizados más comúnmente eran aire, amoníaco, dióxido de azufre, dióxido de carbono y cloruro de metilo. Hasta 1986, los hidrocarburos halogenados no tóxicos e inflamables con diversos potenciales de agotamiento del ozono se usaban casi exclusivamente en sistemas de refrigeración por compresión de vapor para el aire acondicionado. El impacto del agotamiento de la capa de ozono de los CFC, los halones y los HCFC desde la década de 1980 provocó una decisión mundial de eliminar gradualmente estos refrigerantes. Una nueva clasificación de refrigerantes en seis grupos basada principalmente en el agotamiento de la capa de ozono será útil para la selección de refrigerantes que no agotan la capa de ozono, así como para la sustitución de CFC por refrigerantes alternativos o amigables con el ambiente. (Anexo 1).³⁰

1.6.2 Características de los refrigerantes. Entre las principales tenemos el punto de congelación el cual debe ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelaciones en el evaporador. También tenemos el calor específico este tiene que ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor. El volumen específico corresponde a ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión. La densidad, Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas. La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible. La temperatura de ebullición, relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica. El Punto crítico lo más elevado posible y No deben ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos. Dado que deben interaccionar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fase líquida y no nociva con el aceite. Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica.³¹

²⁹ *Ibíd.*, p 9.3

³⁰ WANG, Shan K, *Op. Cit.*, p. 9.3

³¹ *Ibíd.*, p. 9.6

1.7 REFRIGERANTE DIÓXIDO DE CARBONO CO_2 (R-744)

El dióxido de carbono CO_2 (R744) es un refrigerante único ya que es uno de los pocos refrigerantes naturales que no es inflamable ni tóxico. Es económico, ampliamente disponible y no afecta el ambiente, como muchos otros refrigerantes. El CO_2 tiene un GWP de 1, pero el impacto neto del calentamiento global cuando se usa como gas refrigerante es 0, ya que el gas es un producto residual de la producción industrial. El CO_2 es una excelente alternativa entre los refrigerantes naturales, especialmente en aplicaciones donde la toxicidad y la inflamabilidad del amoníaco (R717) y los hidrocarburos como el propano C_3H_8 (R290) pueden ser un problema. Se ha considerado que el CO_2 es favorable en todo el amplio espectro de sistemas de aire acondicionado y refrigeración automotriz, doméstica, comercial e industrial. Los problemas más importantes son mejorar la eficiencia energética y reducir el costo de los sistemas a un nivel aceptable.³²

El CO_2 se había utilizado como refrigerante en las décadas de 1930 y 1940, su aplicación en estos procesos de refrigeración era industrialmente sostenible he implementados en la refrigeración de los buques y otros sistemas estacionarios. Sin embargo, la capacidad de refrigerante disminuyó rápidamente cuando los barcos atravesaron regiones tropicales. El CO_2 fue abandonado como refrigerante debido a la pérdida de capacidad a temperaturas ambiente más altas y la introducción de clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclofluorocarbono (HCFC).³³

Sin embargo, una posible desventaja es que la presión operativa del sistema de refrigeración transcítica que usa R744 es demasiado alta. Una forma de superar esta desventaja de alta presión puede ser una opción de sistema de refrigeración en cascada, donde el sistema de refrigeración de dióxido de carbono es pre-enfriado por otro sistema de refrigeración. Por esta razón se implementa el estudio de un sistema de refrigeración en cascada con R744 en la etapa de baja temperaturas ya que de este modo disminuye la presión ya que se encuentra en la zona subcrítica de este modo se deja de lado esta desventaja, se planea implementar en la etapa de alta temperatura del sistema en cascada se usara propano C_3H_8 .

También es importante el hecho de que no es necesario capturar el refrigerante R744 durante el llenado o la reparación del sistema ni al final de la vida útil, lo que simplifica el manejo e introduce ciertos ahorros. El interés por el uso de refrigerantes naturales, especialmente el R744 debido a sus características favorables, reapareció a finales de la década de 1980 debido a la mayor conciencia de la nocividad ambiental de los HCFC Y CFC.³⁴

³² WANG, R. LI, Y. Perspectives for natural working fluids in China. 2007. 568-581 ISBN 0140-7007.

³³ BOLAJI, B. HUAN, Z. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant a review. 2013. 49-54 ISBN 1364-0321.

³⁴ *Ibid.*, p. 52

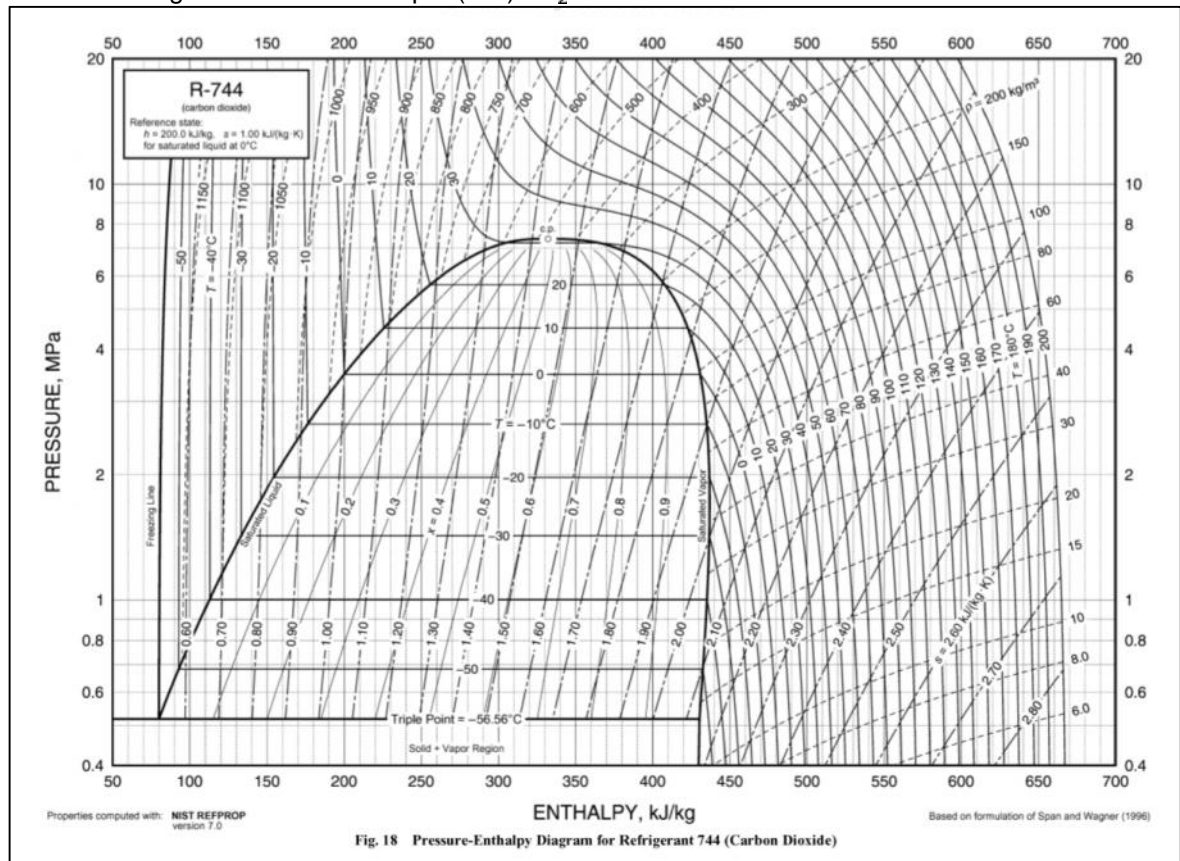
1.7.1 Propiedades termodinámicas. Debido a sus propiedades, este refrigerante es muy ideal para el uso como refrigerante ya que posee ciertas propiedades que reiteran esta afirmación.³⁵

- ✓ Muy buen coeficiente de transferencia de calor
- ✓ Relativamente insensible a las pérdidas de presión
- ✓ Muy baja viscosidad

Tabla 1. Propiedades Termodinámicas CO_2 .

Fluido	Temperatura crítica	Presión crítica	Temperatura punto triple	Presión punto triple
CO_2 - R744	304.21 K	73.84 bar	216.58 K	5.18 bar
CO_2 - R744	31.06 °C	7.384 MPa	-56.57 °C	0.518 MPa

Gráfica 3. Diagrama Presión-Entalpía (P-h) CO_2 .



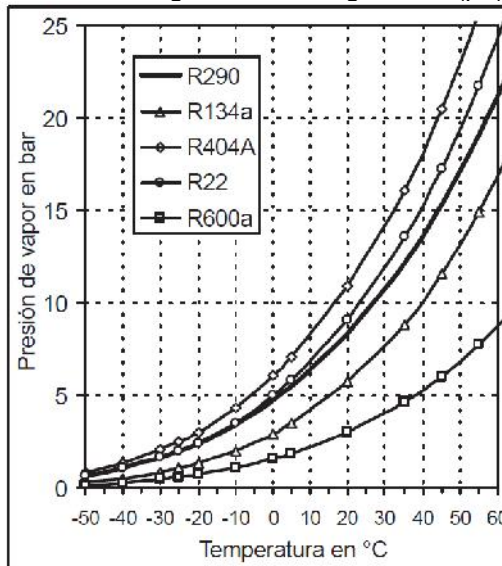
Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2009 ASHRAE.

³⁵ Cavallini Alberto. PROPERTIES OF CO2 AS A REFRIGERANT. En: Università Degli Studi Di Milano.

1.8 REFRIGERANTE PROPANO C_3H_8 . (R-290)

El propano C_3H_8 (R290) es un refrigerante natural tipo hidrocarburo (HC), este fluido frigorígeno se aplicó desde el inicio de la refrigeración debido a sus buenas propiedades termodinámicas, termofísicas y sus prestaciones de transferencia de calor favorables. No obstante, su alta inflamabilidad limitaba el uso a aplicaciones con una carga de refrigerante reducida, por ejemplo refrigeradores domésticos o para máquinas de refrigeración más grandes, estas aplicaciones requerían un diseño más minucioso y específico del circuito y equipos del sistema de refrigeración y en ocasiones una configuración de fluido secundario por esta razón fueron dejados de lado. Pero los refrigerantes de HC atrajeron de nuevo el interés en las últimas décadas, primero como sustituto de CFC y HCFC debido a su gran potencial de agotamiento del ozono (PAO) y, más recientemente, como alternativas para los refrigerantes HFC con su gran potencial de calentamiento global (PCG). Principalmente el C_3H_8 y propileno R1270 parecen ser la solución y ser los sustitutos a largo plazo de los refrigerantes sintéticos gracias a sus propiedades.³⁶

Gráfica 4. Diagrama de Refrigerantes (p-t).



Fuente: Danfoss Aplicaciones prácticas.

El nivel de presión y la temperatura crítica son casi como las del R22. Sin embargo, la temperatura de descarga es mucho más baja. Esto da la oportunidad de trabajar relaciones de presión más altas, lo cual significa temperaturas de evaporación más bajas.³⁷

³⁶ LONGO, Giovanni A., et al. Hydrocarbon refrigerants HC290 (Propane) and HC1270 (Propylene) low GWP long-term substitutes for HFC404A: A comparative analysis in vaporisation inside a small-diameter horizontal smooth tube. 2017. 707-715 ISBN 1359-4311.

³⁷ *Ibíd.*, Danfoss. Aplicaciones prácticas R290 propano en sistemas herméticos pequeños.

El R290 tiene aproximadamente un 90% de capacidad volumétrica en comparación con el R22 y un 150% en relación con el R134a a una temperatura de condensación de 45°C, como se puede ver en la gráfica 4. Es necesario, por lo tanto, un compresor con un desplazamiento volumétrico cercano al de R22, y de un 10% a un 20% mayor que para R404A. La capacidad volumétrica aproximada es de 2.5 a 3 veces la de R600a. Es por esto, que la elección de estos refrigerantes, R600a y R290, lleva a diseños de sistemas diferentes debido a los diferentes flujos volumétricos necesarios para la misma necesidad de refrigeración.³⁸

1.8.1 Propiedades termodinámicas. Las propiedades del C₃H₈ difieren de las de otros refrigerantes utilizados comúnmente en sistemas herméticos pequeños, como se muestra en la tabla 2. Esto significa que se necesitarán detalles de diseño diferentes en algunos casos.³⁹

Tabla 2. Comparación entre refrigerantes.

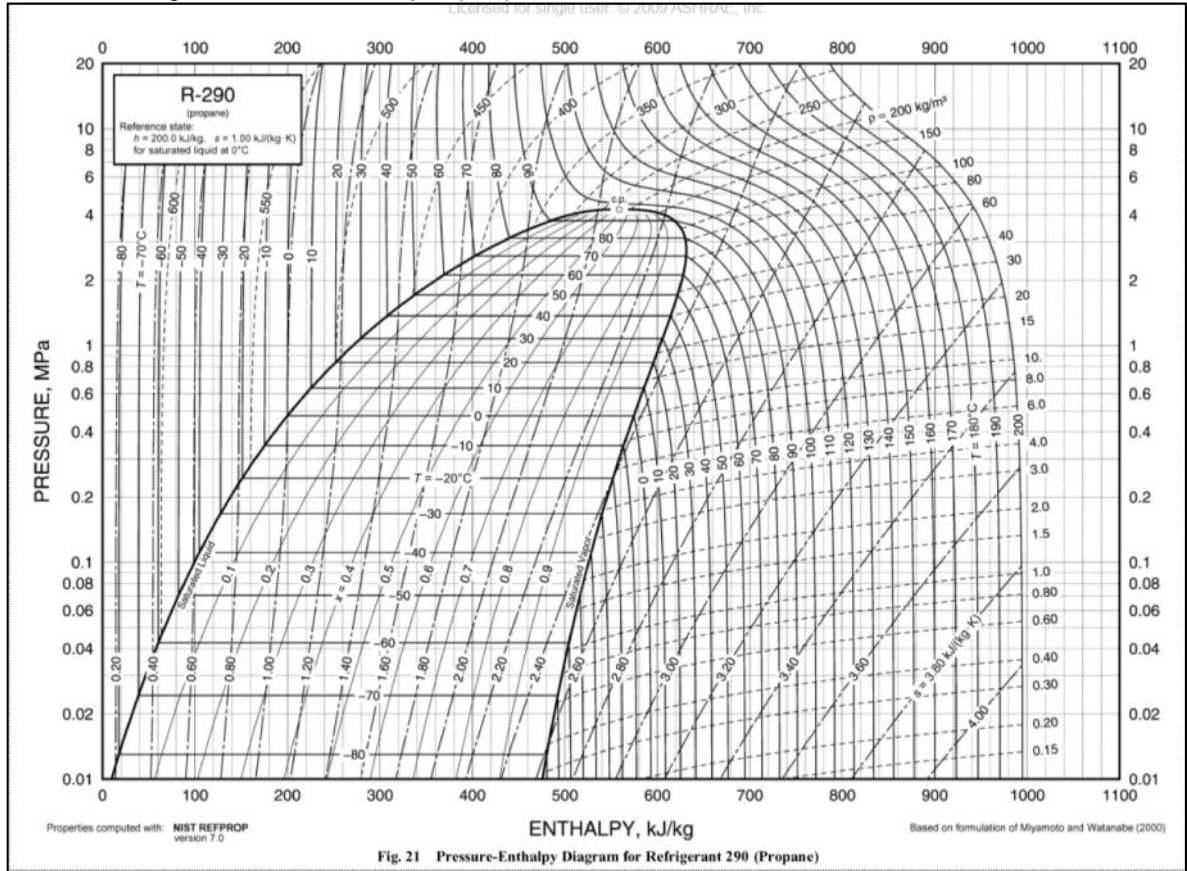
Refrigerante	R 290	R 134a	R 404A	R 22	R 600a
Nombre	Propano	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	Mezcla R 125 R 143a R 134a	Cloro-difluoro-metano	Isobutano
Formula	C ₃ H ₈	CF ₃ -CH ₂ F	44/ 52/ 4	CHF ₂ Cl	(CH ₃) ₂ CH
Temperatura crítica en °C	96.7	101	72.5	96.1	135
Peso Molecular en kg/kmol	44.1	102	97.6	86.5	58.1
Punto normal de ebullición en °C	-42.1	-26.5	-45.8	-40.8	-11.6
Presión a -25°C en bar (absoluto)	2.03	1.07	2.50	2.01	0.58
Densidad del líquido a -25°C en kg/l	0.56	1.37	1.24	1.36	0.60
Densidad vapor a to -25/+32°C en kg/m ³	3.6	4.4	10.0	7.0	1.3
Capacidad volumétrica a -25/55/32°C en kJ/m ³	1164	658	1334	1244	373
Entalpia de vaporización a -25°C en kJ/kg	406	216	186	223	376
Presión a +20°C en bar (absoluto)	8.4	5.7	11.0	9.1	3.0

Fuente: Danfoss Aplicaciones Prácticas.

³⁸ Ibíd., Danfoss. Aplicaciones prácticas R290 propano en sistemas herméticos pequeños.

³⁹ Danfoss. Aplicaciones prácticas del refrigerante R290 propano en sistemas herméticos pequeños PDF. [Consultado el Agosto 21,2018]. Disponible en: <http://docplayer.es/29349692-Aplicaciones-practicas-del-refrigerante-r290-propano-en-sistemas-hermeticos-pequenos.html>

Gráfica 5. Diagrama Presión-Entalpía (P-h) C3H8.



Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2009 ASHRAE.

Tabla 3. Propiedades Termodinámicas C₃H₈.

Fluido	Temperatura crítica	Presión crítica	Temperatura punto triple	Presión punto triple
C ₃ H ₈ – R290	369.82 K	42.47 bar	85.48 K	1.69*10 ⁻⁹ bar
C ₃ H ₈ – R290	96.67°C	4.247 MPa	-187.67°C	1.69*10 ⁻¹⁰ MPa

Tabla 4. Propiedades de Inflamabilidad C₃H₈.

Fluido	Límite inferior de inflamabilidad		Temperatura de autoignición (°C)
	En Volumen (%)	En Peso (K /m³)	
C ₃ H ₈ – R290	2.1	0.038	460

1.9 IMPLICACIONES AMBIENTALES

En la actualidad el tema ambiental es una prioridad al momento de pensar en el uso de estos fluidos ya que la preservación de la capa de ozono es la primera prioridad de la selección de refrigerantes. Sin dejar de lado que se debe considerar el efecto de calentamiento global y los siguientes factores en los que podemos encontrar aspectos de seguridad relacionado con la toxicidad y la inflamabilidad de los diferentes tipos de refrigerantes.

Con base en el El Instituto Internacional del Frio (IIF) Y en consecuencia con los tratados ambientales como la enmienda de Kijali se han centrado en reducir el impacto negativo generado por el uso de refrigerantes sintéticos, los cuales poseen dos factores críticos que producen daño al ambiente dependen del refrigerante utilizado, son el PAO y el PCG.⁴⁰

Debido a esta problemática se está realizando la transición de refrigerantes sintéticos a naturales; además de la gran demanda en los procesos industriales para una disipación de temperatura cada vez más alta; se opta por la implementación de los sistemas cascada o sistemas de dos etapas que están conectados térmicamente por un intercambiador de calor en cascada para suplir esta necesidad, por esta razón no es posible abarcar estas diferencias tan altas con un ciclo de una sola etapa; Para estos procesos de refrigeración se ha utiliza principalmente Amoníaco R-717 aunque en ocasiones R-134a, R-22 en el sistema primario y Dióxido de Carbono R-744 en el sistema secundario debido al punto crítico que se encuentra aproximadamente a 304.1 K (30.95 °C), por medio de estos sistemas se pretende alcanzar temperaturas alrededor de los 213.15 K (-60 °C) o más bajas.⁴¹

No podemos olvidar el interés por la reducción del consumo energético mediante el incremento del uso de estos refrigerantes naturales ya que poseen una reducción en el consumo energético de equipos del 35% al 40%. Ya que es una cuestión muy importante para el impacto por calentamiento atmosférico ya que es cuatro veces superior al que producen las emisiones directas.⁴²

Recientemente fueron sometidos a un proceso eliminación progresiva de acuerdo con las diferentes reglamentaciones internacionales sobre gases fluorados, como la revisión de 2013 de las regulaciones japonesas sobre el gas fluorado, la publicación en 2014 de la regulación de la UE sobre gases fluidos y el cambio de fase de varios refrigerantes HFC en 2015 por la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos.

⁴⁰ Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant [en línea] <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112005503> [citado en abril de 2017].

⁴¹ Antonio Messineo [En línea] <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610211043128/> [citado en abril de 2017].

⁴² La refrigeración impulsora del desarrollo sostenible* [en línea] https://www.iifiir.org/userfiles/file/_Backup/Dossiers_Exclusifs/RDSD_ES.pdf/ [citado en abril de 2017].

2. MODELO MATEMÁTICO

2.1 CONSIDERACIONES DEL MODELO

Para determinar las condiciones de operación del sistema se tuvo en cuenta el punto crítico y triple de cada refrigerante de igual manera las heurísticas de diseño para sistemas de refrigeración y las condiciones para que se genere un flujo de calor. Se asume un sistema ideal esto implica que no hay pérdidas en los balances de los equipos y también que el compresor es un equipo isentrópico, la válvula de expansión es isoentálpico y los intercambiadores isobáricos.

Las temperaturas del sistema fueron determinadas de acuerdo con la aplicación y lugar de implementación, dicho esto se definió la temperatura ambiente $T_H = 25^\circ C$ y temperatura del espacio refrigerado $T_L = -45^\circ C$, se plantea una diferencia de $\pm 5^\circ C$ con el fin de que se genere un flujo de la tasa de calor. Se determinó a partir de T_L una carga térmica $Q_T = 164000W$ esta tasa de calor es la equivalente a la tasa de calor del evaporador del CO_2 , las consideraciones acá descritas serán tomadas como constantes.

De este modo el sistema solo tendría una variable que sería la temperatura o presión del condensador del CO_2 ya que teniendo en cuenta la anterior premisa se determinaría $\pm 5^\circ C$ dependiendo del sentido del flujo de calor, por lo tanto se define la presión o temperatura del evaporador de C_3H_8 como $T_{E-C_3H_8} = T_{C-C_2} \pm 5^\circ C$.

Para el balance de energía se establece que la energía cinética y potencial de los fluidos son tan bajas que se aproximan a cero, por esta razón en el balance de energía de los fluidos solo se tendrá en cuenta la energía interna.

Para realizar la determinación de las condiciones óptimas del intercambiador se debe plantear para to el sistema pero nuestra variable a estudiar será la presión de condensación del CO_2 , se realizara un análisis o estudio de sensibilidad a esta variable con el fin de poder determinar las condiciones óptimas para este modelo y sistema.

2.2 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

2.2.1 Balance de masa. Con base en el principio de conservación de la masa y la energía. La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza y se puede expresar de esta manera, que la variación de la masa es cero.⁴³

$$m_E - m_S = -m_S$$
$$m_E = m_S$$

⁴³ CENGEL, Yunus A., et al. Termodinámica. México: Mc Graw Hill, 2009. 9789701072868 p. 222

Ya que el sistema es en estado no transitorio no hay acumulación en los equipos, debido a la ley de la conservación de masa, esta no se genera ni se destruye por esta razón el balance de masa da como resultado que la masa que entra es igual a la que sale.

2.2.2 Balance de energía. En relación a la sección anterior se puede realizar el mismo análisis respecto a la primera ley de la termodinámica y de acuerdo a la ecuación de la energía total de un fluido en movimiento y en vista que por medio de un fluido se puede transferir calor, trabajo, masa. Su balance de energía resulta en la siguiente ecuación.⁴⁴

$$E_E = E_S$$

$$Q_E + W_E + \sum_E m \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = Q_S + W_S + \sum_S m \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

Donde Q es la tasa de calor, W es el flujo de trabajo, V es la velocidad del fluido, g es la gravedad, m es el flujo másico y z es la altura del fluido.

Teniendo ciertas consideraciones como un sentido para el trabajo o la tasa térmica y en respecto a la primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estacionario se convierte en.

$$Q - W = m \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

Si se asume el cambio cinético y potencial tan pequeño que se considera igual a cero, el balance de masa y energía se representa de esta manera.

$$Q - W = m \quad h$$

Al dividir la ecuación entre el flujo másico se obtiene el balance de energía por unidad de masa como se refleja a continuación.

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$$q - w = h$$

Donde $q = \frac{Q}{m}$ es la tasa de calor por unidad de masa, $w = \frac{W}{m}$ es el trabajo por unidad de masa, de esta manera se plantea la siguiente tabla con el balance de masa y energía de cada uno de los equipos del sistema de refrigeración en cascada como intercambiadores de calor, compresor y control de flujo, teniendo en cuenta el refrigerante de cada etapa del sistema.

⁴⁴ CENGEL, Yunus A., et al. Termodinámica. México: Mc Graw Hill, 2009. 9789701072868 p. 227-331

Tabla 5. Balance De Masa Y Energía.

Ecuación	Equipo	Flujo de Trabajo (W)	Trabajo (J/K)
1	Evaporador CO ₂	$Q_{E_CO_2} = m_{CO_2}(h_1 - h_0)$	$q_{E_CO_2} = (h_1 - h_0)$
2	Compresor CO ₂	$W_{CO_2} = m_{CO_2}(h_2 - h_1)$	$w_{CO_2} = (h_2 - h_1)$
3	Condensador CO ₂	$Q_{C_CO_2} = m_{CO_2}(h_2 - h_3)$	$q_{C_CO_2} = (h_2 - h_3)$
4	Válvula CO ₂	$m_{CO_2}(h_3) \quad m_{CO_2}(h_0)$	$h_3 \quad h_0$
5	Evaporador C ₃ H ₈	$Q_{E_C_3H_8} = m_{C_3H_8}(h_5 - h_4)$	$q_{E_C_3H_8} = (h_5 - h_4)$
6	Compresor C ₃ H ₈	$W_{C_3H_8} = m_{C_3H_8}(h_6 - h_5)$	$w_{C_3H_8} = (h_6 - h_5)$
7	Condensador C ₃ H ₈	$Q_{C_C_3H_8} = m_{C_3H_8}(h_6 - h_7)$	$q_{C_C_3H_8} = (h_6 - h_7)$
8	Válvula C ₃ H ₈	$m_{C_3H_8}(h_7) \quad m_{C_3H_8}(h_4)$	$h_7 \quad h_4$

Como se observa en la tabla 2, el primer balance se refiere a un intercambiador de calor (evaporador), su función es disipar la Q_{tc} o carga térmica del medio frío, se concluye que la carga del evaporador CO₂ es igual a la carga térmica $Q_{E_CO_2} = Q_{tc}$, el valor de Q_{tc} nos indica las condiciones iniciales del sistema cascada. Un aspecto importante de los compresores es que son considerados equipos isentrópico debido a la baja variación de esta propiedad ($s_1 = s_2$), Los equipos de control de flujo o válvulas se consideran isoentálpicos como se observa en la ecuación 4 y 8.

Al analizar el intercambiador de calor en cascada podemos recordar que es el encargado de la unión térmica de la etapa de baja temperatura (etapa de CO₂) con la etapa de alta temperatura (etapa de C₃H₈), por lo tanto la tasa de calor del condensador de CO₂ es igual a la tasa de calor del evaporador de C₃H₈ como se evidencia a continuación ($Q_{C_CO_2} = Q_{E_C_3H_8}$).

2.3 EFICIENCIA DEL SISTEMA CASCADA

Como se nombró anteriormente existen ciertos criterios para poder definir la eficiencia de un sistema de refrigeración, ya sea por medio del $C_{R,C}$ o el C_C . O por medio de la unión de estos dos criterios obtenemos la eficiencia de la segunda ley o exergía del ciclo como se expresa a continuación.

$$C_{R,C} = \frac{Q_{tc}}{W_{CO_2} + W_{C_3H_8}} = \frac{1}{\frac{Q_{C_3H_8}}{Q_{tc}} - 1}$$

$$C_{R,máx} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

$$\eta_{l,c} = \frac{C_{R,c}}{C_{R,máx}} = \frac{\frac{T_H}{T_L} - 1}{\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} - 1}$$

Se plantea un balance diferente para la $\eta_{l,c}$, este no dependerá de los equipos con el fin de mostrar la validez de este análisis para cualquier fluido y cualquier carga térmica dentro de los parámetros ya definidos.

$$\eta_{l,c} = \frac{C_{R,c}}{C_{R,máx}} = \frac{\frac{T_H}{T_L} - 1}{\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} - 1}$$

$$C_{P_{R,c}} = \frac{S}{E} \frac{d}{r_1} = \frac{Q_a}{W_{CO_2} + W_{C_3H_8}}$$

$$Q_c = Q_e + W_{cc}$$

$$W_{CO_2} = Q_{CO_2}^c - Q_a$$

$$W_{C_3H_8} = Q_{C_3H_8}^c - Q_{CO_2}^c$$

$$C_{P_{R,c}} = \frac{Q_a}{Q_c^c - Q_a + Q_{C_3H_8}^c - Q_{CO_2}^c}$$

$$C_{P_{R,c}} = \frac{Q_a}{-Q_a + Q_{C_3H_8}^c}$$

$$C_{P_{R,c}} = \frac{1}{\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} - 1}$$

$$C_{P_{R,c}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1}$$

$$\eta_{l,c} = \frac{C_{P_{R,c}}}{C_{P_{R,c}}}$$

$$\eta_{l,c} = \frac{\frac{T_H}{T_L} - 1}{\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} - 1}$$

$$Q_a = Q_{C_3H_8}^e = m_{C_3H_8} (h_1 - h_0)$$

$$\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} = \frac{m_{C_3H_8} (h_7 - h_6)}{m_{CO_2} (h_1 - h_0)}$$

$$Q_{C_3H_8}^e = m_{C_3H_8} (h_5 - h_4) = Q_{CO_2}^c = m_{CO_2} (h_3 - h_2)$$

$$m_{C_3H_8} = \frac{m_{CO_2} (h_3 - h_2)}{h_5 - h_4}$$

$$\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} = \frac{m_{CO_2} (h_3 - h_2)}{h_5 - h_4} \frac{(h_7 - h_6)}{m_{CO_2} (h_1 - h_0)}$$

$$\frac{Q_{C_3H_8}^c}{Q_a} = \frac{(h_3 - h_2)}{h_5 - h_4} \frac{h_7 - h_6}{h_1 - h_0}$$

$$\eta_{I,c} = \frac{\frac{T_H}{T_L} - 1}{\frac{(h_3 - h_2)}{h_5 - h_4} \frac{h_7 - h_6}{h_1 - h_0} - 1}$$

Se determine una ecuación para $\eta_{I,c}$ una ecuación que no dependa del trabajo de los equipos, esta nueva ecuación nos indica que los parámetros principales de criterio son las temperaturas del ambiente y recinto frío, sin dejar de lado el balance de entalpías de esta manera este criterio indica una eficiencia en términos distintos.

3. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

La implementación del modelo matemático ya descrito se llevó a cabo en el lenguaje de programación Python, haciendo uso del interprete Spyder de la suit Anaconda. De esta manera se planteó el ciclo de refrigeración en cascada y se determinó los fluidos de trabajo de esta manera, dióxido de carbono CO₂ en su etapa de baja temperatura debido a su bajo punto crítico y propano C₃H₈ en la etapa de alta temperatura. Posteriormente como ya se indicó en el escrito se utilizó la librería de CoolProp para determinar las propiedades de los fluidos ya mencionados, este código se planteó de tal manera que sus datos de entrada fueran la tasa de calor del evaporador de CO₂ o carga térmica del sistema, la temperatura del recinto frío y ambiente o punto muerto de temperatura, posterior a esto se determinan las presiones o temperaturas de cada etapa del sistema cascada, de este modo se determina todas las condiciones termodinámicas de los refrigerantes teniendo en cuenta la fase requerida para que sea un ciclo ideal.

Teniendo como parámetro inamovible dos puntos fundamentales en el sistema los cuales son la entrada del fluido frigorígeno al compresor y la salida del condensador, ya que a la entrada del compresor debe ser un fluido en fase de vapor saturado debido a la incompresibilidad de un líquido y esto da un criterio fijo y a su vez una calidad de uno haciendo referencia a un vapor saturado y la salida del condensador debe ser un líquido saturado el cual tiene una calidad de cero como se puede evidenciar en la gráfica 2.

3.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Para determinar las propiedades de los fluidos de trabajo (R744, R290), se implementó en el lenguaje de programación Python una librería escrita en C++ llamada CoolProp⁴⁵, esta librería implementa 122 fluidos para el cálculo de sus propiedades físico químicas. CoolProp se basa en la formulación de energía de Helmholtz. Esta es una construcción conveniente de la ecuación de estado porque todas las propiedades termodinámicas de interés se pueden obtener directamente a partir de derivadas parciales de la energía de Helmholtz. Debe observarse que las ecuaciones de estado son válidas para el rango del fluido, como líquido subenfriado, vapor sobrecalentado y fluido supercrítico.

CoolProp posee varios entornos de compatibilidad, referente al lenguaje de programación contenedores de funciones para Python(2.x,3.x), Modelica , Octave , C # , VB.net , MathCAD , Java , Android y MATLAB. Los principales desarrolladores son: Ian Bell, Bell Thermal Consultants. Jorrit Wronski , IPU Refrigeración y Tecnología de Energía, Kgs. Lyngby, Dinamarca. Sylvain Quoilin , Vincent Lemort , Laboratorio de termodinámica, Universidad de Lieja, Lieja, Bélgica.

⁴⁵ BELL, Ian H., et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp vol. 53, no. 6, p. 2498-2508

De esta manera se definieron las propiedades termodinámicas de los refrigerantes con el fin de conocer el comportamiento de los fluidos en las diferentes etapas del sistema de refrigeración en cascada.

3.2 IMPLEMENTACIÓN DEL BALANCE DE ENERGÍA

La forma para determinar las propiedades de los fluidos en cada punto se encuentra planteada en las siguientes líneas de Python por medio de la función **def** esta se encarga de definir una serie de ecuación usando la librería de CoolProp y la función **PropsSI**, al final se usa la función **return** la cual retorna el valor de las variables que se determinen en la línea 15.

Figura 4. Código Función Flujo 0

```
10 def flujo0(P, h, ref):
11     T = PropsSI('T', 'H', h, 'P', P, ref)
12     q = PropsSI('Q', 'H', h, 'P', P, ref)
13     s = PropsSI('S', 'H', h, 'P', P, ref)
14     d = PropsSI('D', 'H', h, 'P', P, ref)
15     return T, d, s, q
```

De la línea 10 a la línea 15 se plantea el flujo cero el cual se encuentra a la entrada del evaporador y salida de la válvula de expansión, este último equipo como ya se ha mencionado es isoentálpico por esta razón toma los valores de la entalpía a la entrada de éste y se cruza con la línea isobárica de la presión determinada a partir de la premisa de la T_L de este modo se determina el punto cero y sus condiciones.

Figura 5. Código Función Flujo 1

```
17 def flujo1(P, ref):
18     q = 1 #vapor sat Q=1
19     h = PropsSI('H', 'P', P, 'Q', q, ref)
20     T = PropsSI('T', 'P', P, 'Q', q, ref)
21     s = PropsSI('S', 'P', P, 'Q', q, ref)
22     d = PropsSI('D', 'P', P, 'Q', q, ref)
23     return T, d, h, s
```

En las líneas 17 a 23 se define el flujo uno, este se encuentra a la salida del evaporador y entrada del compresor, el fluido debe estar en fase de vapor saturado por esta razón tiene una calidad $X = 1$, se toma la misma línea isobárica del punto anterior y se ubica en la línea de saturación del domo del refrigerante a esa presión del punto cero.

Figura 6. Código Función Flujo 2

```
25 def flujo2(P, s, ref):
26     T = PropsSI('T', 'P', P, 'S', s, ref)
27     h = PropsSI('H', 'P', P, 'S', s, ref)
28     d = PropsSI('D', 'P', P, 'S', s, ref)
29     return T, d, h
```

Para el fluido dos que se encuentra a la entrada del condensador y salida del compresor, se determina ya que este es isentrópico, se toma la entropía del flujo uno y se determina la presión del condensador, recordando que está en fase de vapor sobrecalentado.

En las líneas 31 a la 37, se observa cómo se determinan las propiedades del fluido 3. Se parte de la primicia de un líquido saturado con calidad igual a 0 y presión igual al punto 2

Figura 7. Código Función Flujo 3

```
31 def flujo3(P, ref):
32     q = 0 #Liquido sat Q=0
33     h = PropsSI('H', 'P', P, 'Q', q, ref)
34     T = PropsSI('T', 'P', P, 'Q', q, ref)
35     s = PropsSI('S', 'P', P, 'Q', q, ref)
36     d = PropsSI('D', 'P', P, 'Q', q, ref)
37     return T, d, h, s
```

De acuerdo con el balance ya planteado para cada equipo y con base a las consideraciones del modelo se define en las líneas 43 a la 46 el balance para determinar el flujo másico en el evaporador, como se indicó la carga térmica es igual a la tasa de calor del evaporador.

Figura 8. Código Función Evaporador

```
43 # Intercambiador1 Evaporador
44 def Evap(Qair, h1, h2):
45     m = Qair/(h2-h1)
46     return m
```

Se determina el trabajo del compresor teniendo en cuenta su balance, se llama las entalpías ya calculadas para realizar su balance como se observa en las líneas 47, 48, 49 y 50.

Figura 9. Código Función Compresor

```
47 # Compresor
48 def Comp(m, h2, h3):
49     w = m*(h3-h2)
50     return w
```

En la línea 52 se determina la función que llama la entalpía a la entrada y salida de equipo con el fin de realizar el cálculo correspondiente a la tasa de calor del condensador.

Figura 10. Código Función Condensador

```
51 # Intercambiador2 Condensador
52 def Cond(m, h3, h4):
53     Q = m*(h3-h4)
54     return Q
```


Como se observó en la tabla de los balance la válvula de expansión no genera ni consume ningún trabajo, también son equipo isoentálpicos, el planteamiento de la ecuación es una función dummy.

Figura 11. Código Función Condensador

```
55 # Valvula
56 def Valv():
57     return True
58
```

3.3 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMATICO

Se desarrollaran ejercicios prácticos de refrigeración donde se determinen las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, balance de equipos y cálculo de eficiencias de un sistema de refrigeración en cascada.

3.3.1 Validación de las propiedades termodinámicas. Se determinaron las condiciones termodinámicas de interés, a la salida y entrada de cada equipo del sistema de refrigeración en cascada usando CO_2 y C_3H_8 .

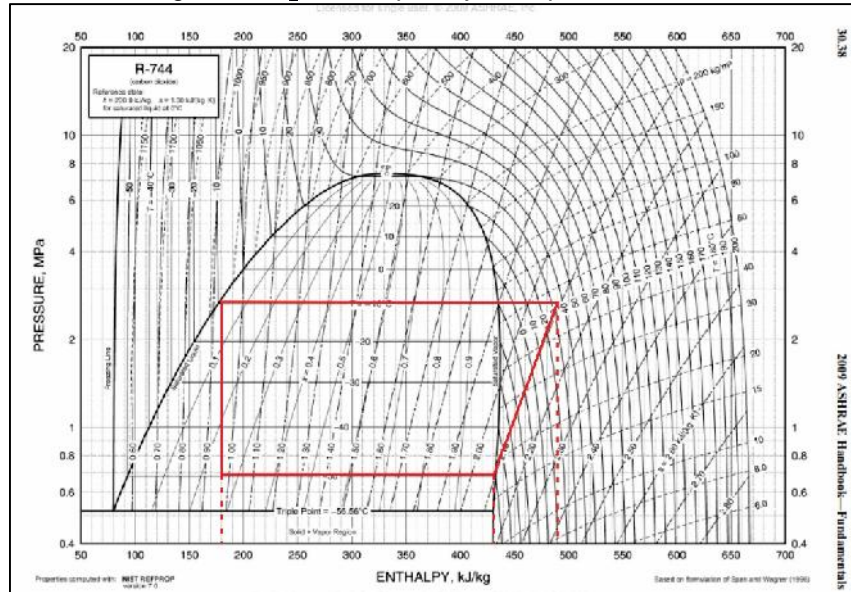
Tabla 6. Propiedades Termodinámicas del sistema

state	T (K)	p (Pa)	d (kg/m3)	h (J/kg)	s (J/kg/K)
0	223.150	682341.615	70.722	175049.703	947.331
1	223.150	682341.615	17.925	432675.517	2101.827
2	309.893	2600000.000	50.669	492185.767	2101.827
3	262.500	2600000.000	986.271	175049.703	910.306
4	257.500	205143.020	20.914	278833.345	1311.845
5	257.500	285143.020	6.364	557175.282	2392.788
6	309.901	1078995.227	22.462	619526.003	2392.788
7	303.150	1078995.227	484.391	278833.345	1269.451

En la tabla 6 se observan las variables termodinámicas ya descritas en el modelo anterior. Se dispone de los puntos cero al tres como etapa de baja temperatura de CO_2 y los puntos cuatro al siete son los de la etapa de alta temperatura de C_3H_8 como se observó en la figura 2. (Sistema de Refrigeración Cascada)

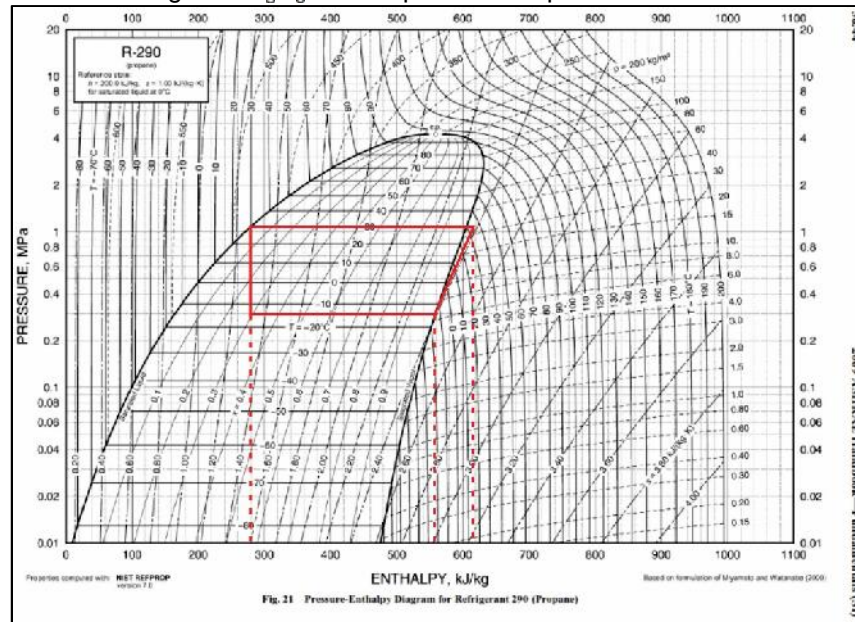
En la gráfica 6 (Diagrama CO_2 P-h Etapa Baja Temperatura) se observa los puntos 0 al 1 a la entrada y salida del evaporador, 1 al 2 entrada y salida del compresor, 2 y 3 entrada y salida del condensador y 3 a 1 entrada y salida de la válvula de expansión, de esta manera se verifica gráficamente la validez de los datos obtenidos para la etapa CO_2 con respecto a la tabla 6.

Gráfica 6 Diagrama CO_2 P-h Etapa Baja Temperatura



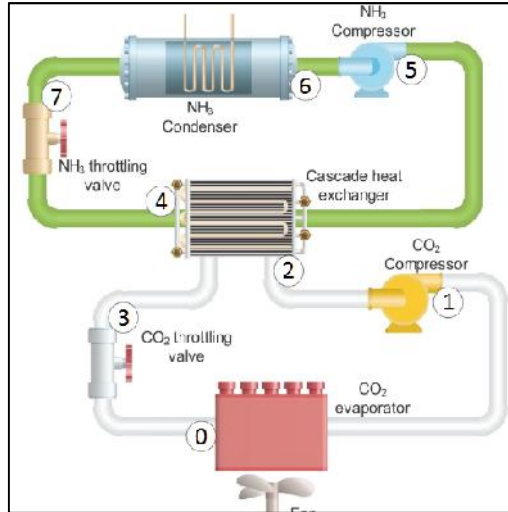
Esta misma validación se llevó a cabo para la etapa de C_3H_8 con la misma metodología anterior donde los puntos 4 y 5 equivalen al evaporador de C_3H_8 , 5 y 6 al compresor C_3H_8 , 6 y 7 al condensador de C_3H_8 y 7 y 4 a la válvula de expansión de C_3H_8 . Dando como resultado los valores aproximados a la tabla 6, por lo tanto se asume validado este código desde el punto de la determinación de las condiciones del fluido, sin embargo la validación de los equipos se realizara a continuación

Gráfica 7 Diagrama C_3H_8 P-h Etapa Alta Temperatura



3.3.2 Validación de los equipos y sistema. Se realizó la validación del código dispuesto en esta investigación, replicando el sistema de refrigeración en cascada de dos etapas planteado por Gholamian⁴⁶ con CO_2 en su etapa de baja temperatura y amoníaco NH_3 en su etapa de alta temperatura.

Figura 12. Esquema Ciclo De Refrigeración En Cascada De $CO_2 NH_3$.



Fuente: GHOLAMIAN, Advanced Exergy.

En ese estudio se planteó un sistema ideal, real y forzado donde cada uno cuenta con sus consideraciones de diseño, se dispuso del modelo ideal, este posee una diferencia de $\pm 0^\circ C$ entre las temperaturas de los intercambiadores de calor, una $T_H = 25^\circ C$, $T_L = -45^\circ C$ y $P_{CO_2} = 39.69 \text{ Bar}$.

Tabla 7. Ciclo de refrigeración $CO_2 NH_3$

Estado	Fluido	T (K)	P (Pa)	h (J/K)	s (J/K K)	
0	CO_2	228.15	83190	-307900	-1696	
1	CO_2	228.15	83190	-72650	-664.3	
2	CO_2	334.39	396900	-1052	-664.3	
3	CO_2	278.15	396900	-294300	-1696	
4	NH_3	278.15	51600	313700	1409	
5	NH_3	278.15	51600	1467000	5557	
6	NH_3	323.75	100300	1557000	5557	
7	NH_3	298.15	100300	317700	1409	
		$W_{CO_2,Ci} = 2739 \text{ W}$	$W_{NH_3,Ci} = 873.8 \text{ W}$	$m_{CO_2} = 0.0382 \frac{K}{s}$	$m_{NH_3} = 0.0097 \frac{K}{s}$	$\eta_{II} = 0.6449$

Fuente: GHOLAMIAN, Advanced Exergy.

⁴⁶ GHOLAMIAN, Ehsan; HANAFIZADEH, Pedram y AHMADI, Pouria. Advanced Exergy Analysis of a Carbon Dioxide Ammonia Cascade Refrigeration System. 2018. 1359-4311

Se modificó la nomenclatura y orden presente del documento de Gholamian, igualándolo con el ya presentado en este documento como se observa en la gráfica 12 y tabla 7, posteriormente se realizó una comprobación de los datos obtenidos por del modelo en comparación a el de Gholamian.

Tabla 8. Ciclo de refrigeración $CO_2 NH_3$ Python

```

Terminal de IPython
Terminal 1/A
Stored State Points:
state    T (K)    p (Pa)    d (kg/m3)    h (J/kg)    s (J/kg/K)
0        228.150  831836.612  63.186    212489.776  1103.275
1        228.150  831836.612  21.717    434128.357  2074.735
2        334.383  3969000.000  73.575    505724.276  2074.735
3        278.145  3969000.000  896.059    212489.776  1043.383
4        278.145  515664.188  50.197    460821.385  1894.894
5        278.145  515664.188  4.114    1610543.573  6028.423
6        323.771  1003240.310  6.905    1700474.872  6028.423
7        298.150  1003240.310  602.764    460821.385  1880.439

Carga térmica
Q_air = 8477.6700W

Etapa de baja CO2
Masa=0.0382kg/s, Calor Condensador=11216.2121W, Trabajo Compresor=2738.5421W

Etapa de baja C3H8
Masa=0.0098kg/s, Calor Condensador=12093.5445W, Trabajo Compresor=877.3324W

Eficiencia se segunda ley = 0.6449
  
```

Se observa en la tabla 7 los resultados obtenidos del documento de Gholamian y en la tabla 8 se evidencia los resultados provistos del modelo matemático de Python. Se distingue una diferencia en los valores de las entalpías y entropías, pero un valor muy similar en los balances de equipos y eficiencias, esto se genera debido al estado de referencia o estandar tomado por cada autor, teniendo en cuenta que la entropía y entalpía son funciones de punto y no de trayectoria se puede definir que la variación de estos valores es permitida mientras su delta no cambie, como se observa en este caso ya que por esta razón el balance de equipos y eficiencia poseen el mismo valor.

Tabla 9. Comparación De Datos.

	$W_{CO_2,Ct}$ W	$W_{NH_3,Ct}$ W	$m_{CO_2} \frac{K}{s}$	$m_{NH_3} \frac{K}{s}$	η_I
Gholamian	2739	873.8	0.0382	0.0097	0.6449
Python	2738.5421	877.3324	0.0382	0.0098	0.6449

La diferencia entre los valores obtenidos del modelo de Python en contraste con los de Gholamian son despreciables, por esta razón se valida la funcionalidad del modelo matemático planteado en esta investigación

4. DETERMINACIÓN DE CONDICIONES ÓPTIMAS

La condición óptima buscada para este estudio es directamente relacionada con el aumento de la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica o exergía, sin comprometer el fenómeno de refrigeración y los parámetros técnicos de un sistema de refrigeración en cascada.

Con base en las consideraciones del modelo y aplicación del mismo se determinó como objeto de estudio la presión de condensación del CO_2 . Esta variable determina el rendimiento del sistema, ya que cambia el valor del coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración en cascada $COP_{R,c}$ y a su vez la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica η_{II} , razón por la cual fue la variable escogida para realizar el análisis de sensibilidad y de algoritmos genéticos.

4.1 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Es un método determinista que busca definir los efectos que genera la variación de un parámetro respecto a la respuesta o parámetros de salida del sistema, para esta variación se debe determinar un rango y restricciones, para el análisis posterior del comportamiento de las variables o respuesta escogida para su optimización.

En este estudio se determinó como variable de análisis la presión de condensación del CO_2 , el rango se definió desde 6.9 bar hasta 70 bar, se realiza una división de 1000 intervalos dentro de este rango con el fin de analizar la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica η_{II} y determinar la presión más eficiente del sistema como se observa en la figura 13.

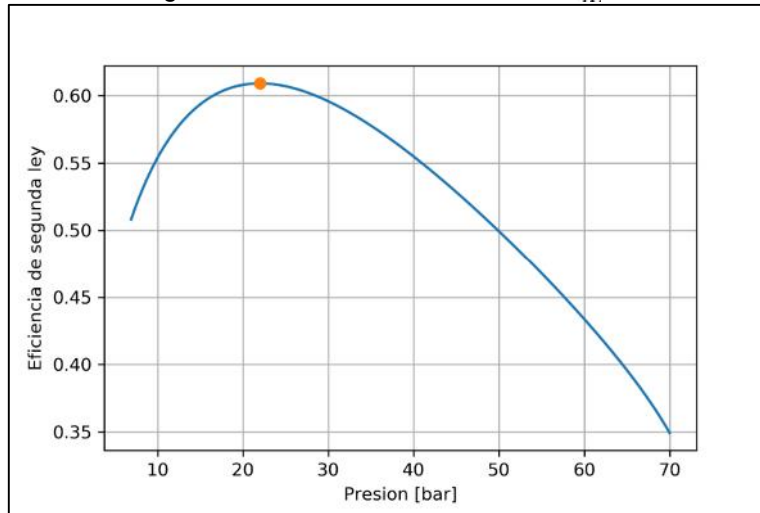
Figura 13. Código Función Sensibilidad

```
6 P = np.linspace(6.9, 70., num=1000)
7 n = len(P)
8 Ppa = P*1E5
9 nII = np.zeros(n)
10 for i in range(0,n):
11     Palta_CO2 = Ppa[i]
12     nII[i] = two_stages_cs(Palta_CO2, tab=False, diagram=False)
13
14 i_max = np.argmax(nII)
```

En las líneas 6 a la 14 se determina los las funciones donde se indica el rango y las veces que desea se haga el cálculo con el fin de trazar un gráfica en la que se refleja las presiones en relación con la η_{II} , y de este modo determinar a qué presión obtenemos los mejores resultados, a su vez se dispone que una tabla por cada punto con el fin de conocer no solo la presión sino que también todas las propiedades termodinámicas de interés y el balance de los equipos, estos datos proporcionan las mejores condiciones para que se obtengan los más altos resultados en trabajo del compresor y de tasa de transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

4.1.1 Análisis y resultados. En la tabla 9, se reflejan los datos obtenidos luego de determinar la mayor eficiencia, esta se observa en la gráfica 8 como el punto máximo de la curva eficiencia η_{II} – presión P .

Gráfica 8. Diagrama de Análisis De Sensibilidad η_{II} – P



Las propiedades termodinámicas óptimas de operación del sistema de refrigeración en cascada, se observan partiendo de las consideraciones del modelo y la presión de condensación del CO_2 de 22.00 bar la cual es nuestra variables de estudio y una eficiencia de $\eta_{II} = 0.6091$ como variable de respuesta a el estudio de sensibilidad.

Tabla 10. Eficiencia Máxima Del Sistema.

```

Terminal 1/A
Stored State Points:
state      T (K)      p (Pa)      d (kg/m3)    h (J/kg)    s (J/kg/K)
0          223.150    682341.615   82.729       162355.962   890.446
1          223.150    682341.615   17.925       432675.517   2101.827
2          297.751    2200000.000   44.427       483765.149   2101.827
3          256.791    2200000.000   1014.541     162355.962   862.958
4          251.791    232780.978   15.871       278833.345   1323.132
5          251.791    232780.978   5.255        550547.668   2402.257
6          311.330    1078995.227   22.269       622467.118   2402.257
7          303.150    1078995.227   484.391     278833.345   1269.451

Carga térmica
Q_air = 164000.0000W

Etapa de baja CO2
Masa=0.6067kg/s, Calor Condensador=194995.5370W, Trabajo Compresor=30995.5370W

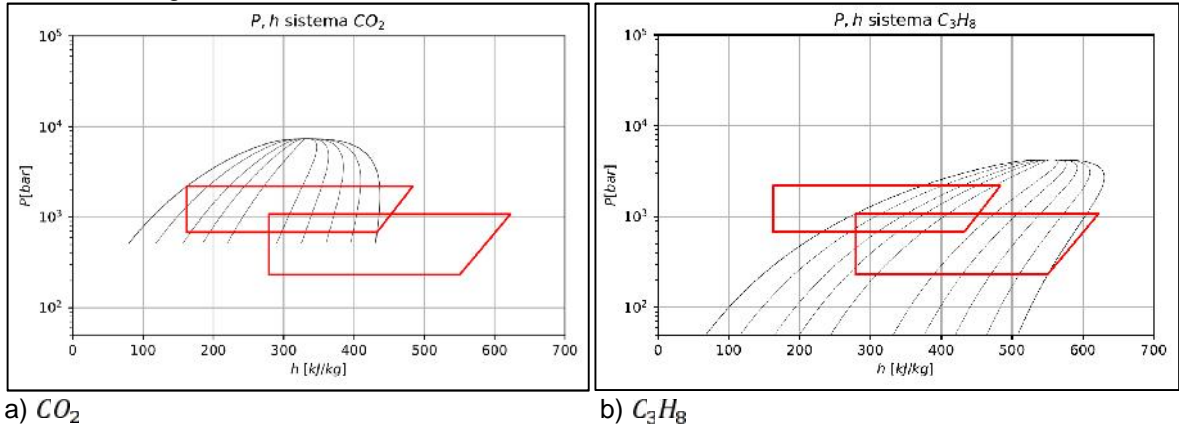
Etapa de baja C3H8
Masa=0.7176kg/s, Calor Condensador=246603.4646W, Trabajo Compresor=51612.9276W

Eficiencia se segunda ley = 0.6091

```

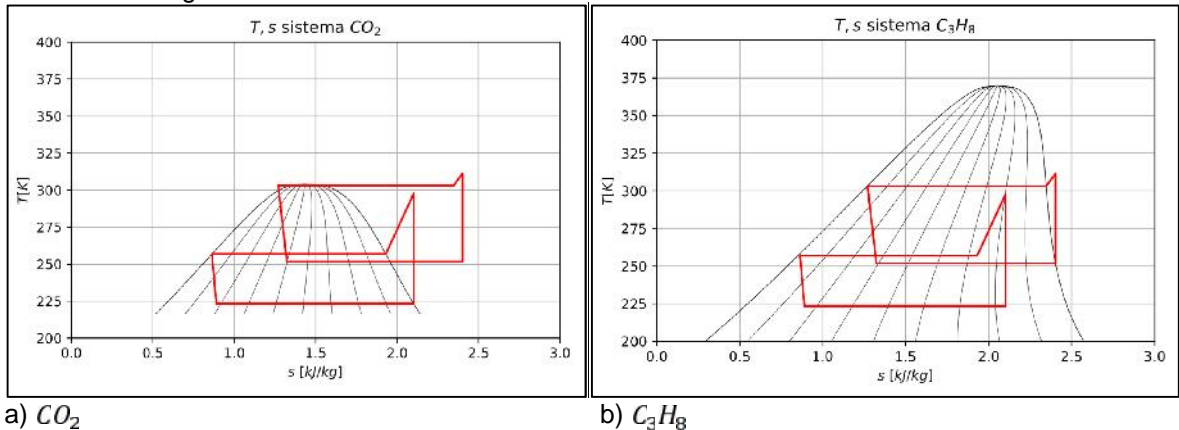
Con base en los datos obtenidos de la tabla 9, se determinó los ciclos de refrigeración en el correspondiente mollier de cada refrigerante CO_2 y C_3H_8 , se aclara que las escalas y condiciones termodinámicas varían puesto que son fluidos distintos.

Gráfica 9. Diagrama P-h Eficiencia Máxima.



En la gráfica 9 se observan los diagramas P-h de los refrigerantes CO_2 y C_3H_8 , estos reflejan el comportamiento de los equipos y la variación de presiones que dependen de sus propiedades termodinámicas, debido a esto la presión no es un criterio lineal ni absoluto en los distintos gráficos. Ya que se analiza el caso óptimo en estas graficas se observa una distribución equitativa en el trabajo realizado por cada equipo en las dos etapas del sistema.

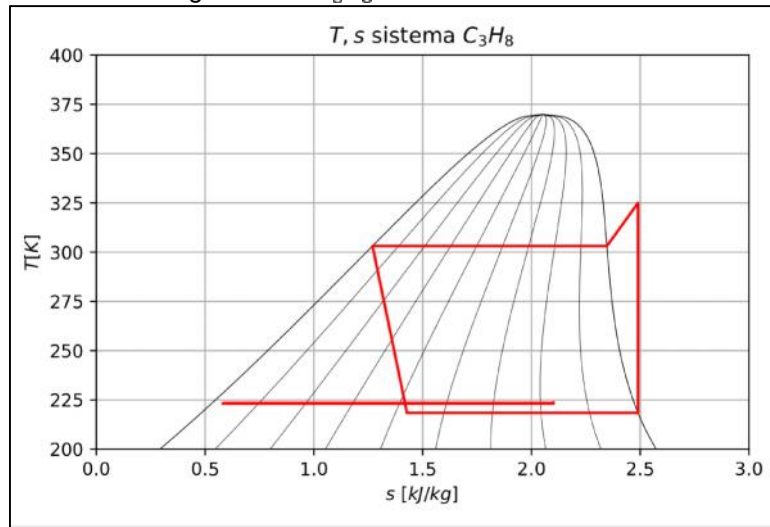
Gráfica 10. Diagrama T-s Eficiencia Máxima.



En la gráfica 10 se observa el ciclo cascada en función de la temperatura, por esta razón se visualiza de manera absoluta ya que la temperatura es una propiedad absoluta de los fluidos y su escala es la misma. Podemos observar el aumento de la tasa transferencia de calor en el intercambiador en cascada y la disminución del trabajo del compresor en contraste a un sistema de solo una etapa.

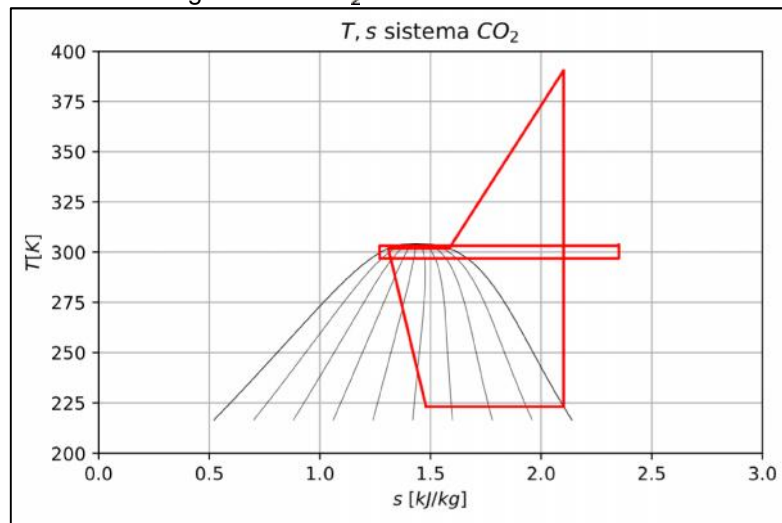
Otro punto importante es el del rango inferior el cual se ubica a una presión de 6.9 bar y muestra gráficamente que debido a esto el trabajo térmico lo realiza en su mayor parte la etapa de alta temperatura C_3H_8 . De esta manera se muestra el sobre cargo en los equipos en la etapa de C_3H_8 .

Gráfica 11. Diagrama T-s C_3H_8 Presión 6.9 bar.



Otro punto importante es el del rango inferior el cual se ubica a una presión de 70 bar, como se observa en la gráfica 12, el rango de temperatura y capacidad corresponde en su mayoría al trabajo a realizar por la etapa de CO_2 debido a esto su eficiencia disminuye y el consumo de los equipos aumenta mientras en la etapa de C_3H_8 el trabajo es mínimo y se visualiza una línea recta que representa esa etapa y el bajo trabajo.

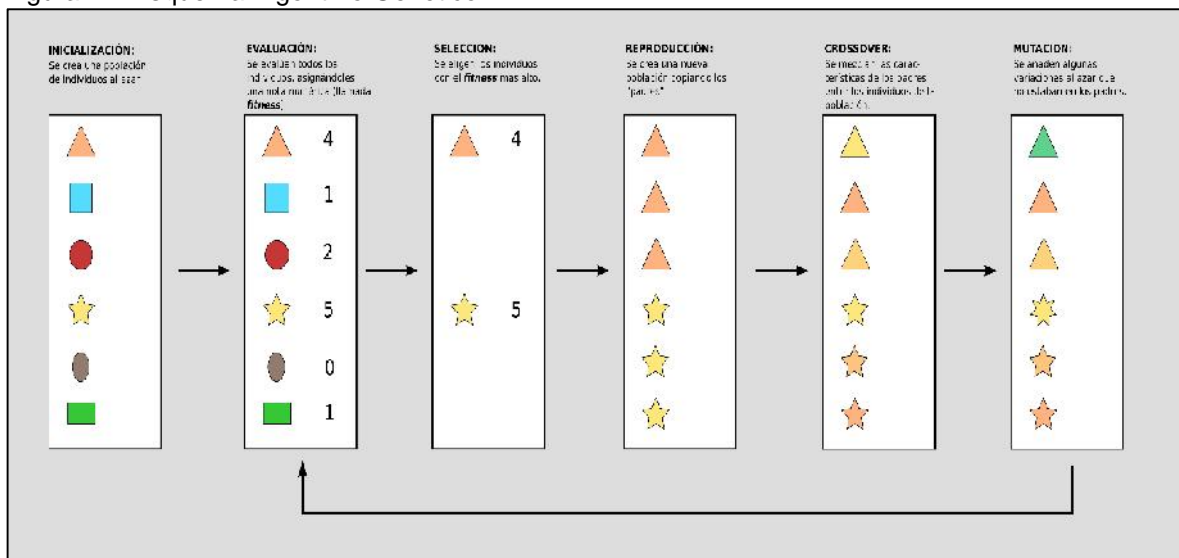
Gráfica 12. Diagrama T-s CO_2 Presión 70 bar.



4.2 ANÁLISIS POR ALGORITMO GENÉTICO

Los algoritmos genéticos son métodos adaptativos y evolutivos basados en los procesos genéticos de los organismos vivos, en la naturaleza los organismos se exponen a la supervivencia del más fuerte y selección natural, para que las nuevas generaciones se adapten mejor a su entorno dicho de otra manera los algoritmos genéticos evalúan y seleccionan las posibles soluciones que resuelven mejor el problema⁴⁷, La estructura de un algoritmo genético es un proceso iterativo que actúa sobre una población de individuos. Cualquier algoritmo genético puede resumirse en 6 pasos:⁴⁸

Figura 14. Esquema Algoritmo Genético



Fuente: <https://robologs.net/2015/08/28/como-programar-un-algoritmo-genetico-parte-i-in-theory/>

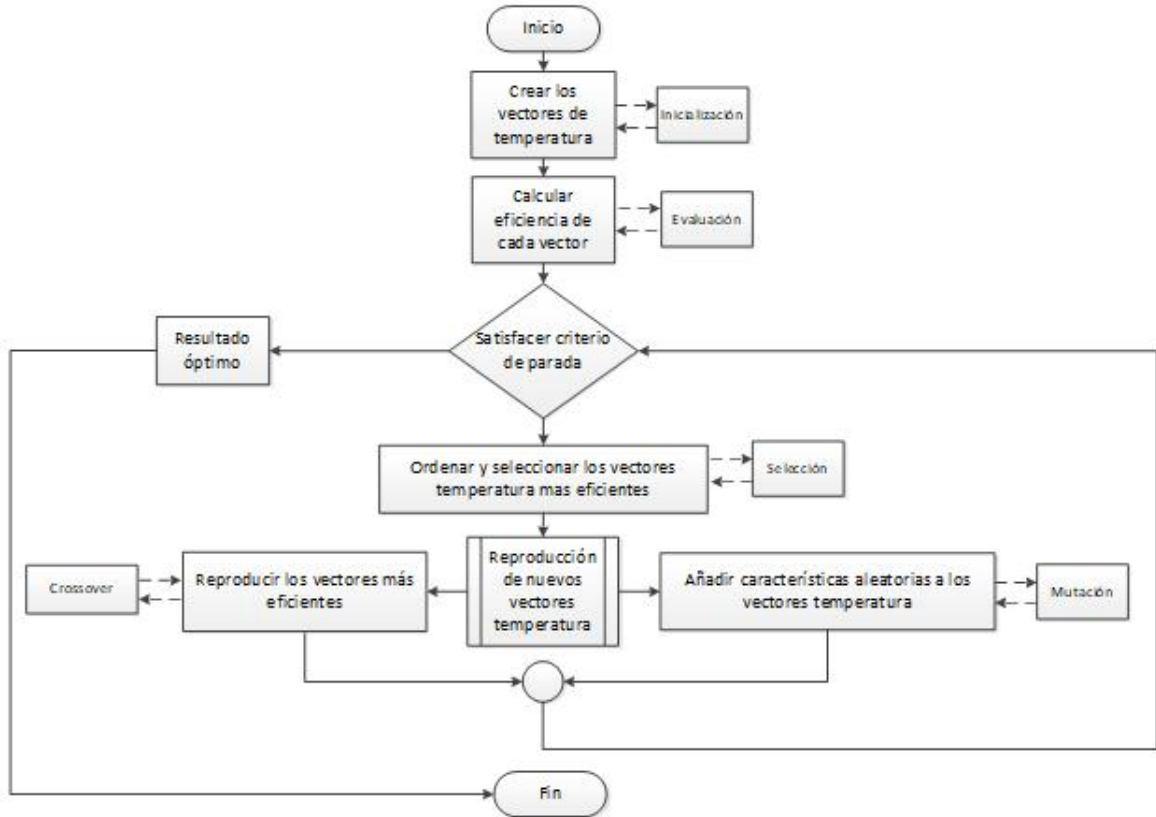
El primer paso es la inicialización, en esta se crea una población inicial variada y de un tamaño considerado para la evaluación cuantitativa de los individuos de la inicialización este es el paso dos o función, este valor numérico se llama fitness y gracias a este fitness se realiza la selección de los individuos con mayor fitness y los reproduce generando una nueva población, de esta manera al mezclar el material genético se exploran soluciones muy distintas, se mezcla el material genético de los individuos seleccionados para generar una nueva población y el crossover genera mutaciones al azar para crear individuos con características nuevas con el fin de llegar a distintas soluciones no previstas en el modelo inicial o solución óptima.⁴⁹

⁴⁷ GOLDBERG, David E. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning. 1st ed. Boston, MA, USA: Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc, 1989. 0201157675

⁴⁸ [Anónimo]Cómo Programar Un Algoritmo Genético – Parte I: In Theory – Robologs. Robologs. 2015.

⁴⁹ ALANDER, Jarmo. On optimal population size of genetic algorithms. p. 65

Figura 15. Diagrama Algoritmo Genético.



4.3 INICIALIZACIÓN

Para implementar una optimización por algoritmo genético en Python se inicia por crear una población inicial usando la librería *random* la cual nos dará las herramientas para la creación de las poblaciones y familias necesarias para llevar a cabo este análisis. Se crea el modelo o solución perfecta *array* con el cual se escogerá la mejor población, para este estudio es la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica o exergía, se igual a $\eta_L = 1$, luego se crea la población inicial de datos para este caso serán las temperaturas externas e internas del sistema, se fijaran unos rangos los cuales se basan en las leyes de la termodinámica y física de la transferencia de calor.

Figura 16. Código Individuo Inicial.

```

20 # Crear individuos
21 def individual():
22     """
23     Crea un individuo
24     """
25     T = np.zeros(6)
26     T[0] = -45 #Temperatura Ambiente Frio
27     T[5] = 25 #Temperatura Ambiente
28     T[1] = random.randrange(-55 , T[0]) #Temperatura Evaporador CO_2
29     T[2] = random.randrange(T[1]+1, 30) #Temperatura Condensador CO_2
30     T[3] = random.randrange(T[1], T[2]) #Temperatura Evaporador C_3H_8
31     T[4] = random.randrange(T[5], 90) #Temperatura Condensador C_3H_8
32     return T

```

Como se observa en las líneas 8 a la 20 se plantea crear un *array* o vector de individuos iniciales implementando la función *def* para determinar los rangos y características para la primera población, Se creó un vector de temperaturas aleatorias que cumpla ciertas condiciones fijas para que se genere el fenómeno físico de transferencia de calor y el objetivo del proceso de refrigeración, por esta razón se fija la temperatura de ambiente a refrigerar $T_0 = -45\text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura ambiente $T_5 = 25\text{ }^\circ\text{C}$ de igual manera los rango en los que las temperaturas pueden oscilar.

Figura 17. Código Población Inicial.

```

22 def crearPoblacion(num):
23     """
24     Crea una poblacion nueva de individuos
25     """
26     return [individual() for i in range(num)]

```

Esta función sirve para crear una población igual al número defino por *num*, las veces que se requiera iterar hasta llegar a un resultado cercano, se recomienda que sea un valor elevado para garantizar la convergencia de los datos. Agrupa los individuos ya creados de una manera aleatoria sin dejar de cumplir las especificaciones descritas en el anterior párrafo, de tal manera que se agrupa una población inicial de *array* de temperatura como se observa en la figura 17.

Figura 18. Código Vector de Temperatura.

```

In [20]: Poblacion_inicial= crearPoblacion(1, 20)

In [21]: print(Poblacion_inicial)
[array([-45., -51., 14., -45., 37., 25.]), array([-45., -48., -26., -45., 75., 25.]),
array([-45., -50., 1., -37., 32., 25.]), array([-45., -48., -15., -41., 73., 25.]),
array([-45., -52., 28., -36., 63., 25.]), array([-45., -51., -26., -28., 82., 25.]),
array([-45., -52., -45., -47., 33., 25.]), array([-45., -49., 6., -13., 71., 25.]),

```

4.4 EVALUACIÓN

En las líneas 28 a la 38 se observa la función *def* con la cual se define cuando calcular el fitness o η_L , gracias al condicional *if* que nos garantiza que el flujo transferencia de calor se produzca en la dirección que se desea en el proceso. Se conoce que el sentido de un flujo de energía térmica es de la temperatura mayor a la menor, razón por la cual se indica en la línea 32 las condiciones para que se calcule o no el fitness o eficiencia con base en el modelo matemático planteo anteriormente de esta manera dar un valor de calidad a cada *array* de temperatura.

Figura 19. Código Cálculo del Fitness.

```

28 def calcularFitness(i):
29     """
30     calcula el fitness de un individuo concreto.
31     """
32     if T[1] > T[0] or T[2]<T[1] or T[2]<T[3] or T[3]>T[4] or T[4]<T[5]:
33         fitness = 0
34     else:
35         ref = ('R744', 'R290')
36         Q_air = 164*1000
37         fitness = two_stages_cs(Q_air, T, ref, tab=False, diagram=False)
38     return fitness

```

4.5 SELECCIÓN Y REPRODUCCIÓN

Luego se debe organizar toda la población de menor a mayor dependiendo de su eficiencia como se observa en la figura 19, selección y reproducir de los individuos con mayor fitness (los que poseen una mayor η_L) para reproducirse nuevamente.

Figura 20. Código Puntuados.

```
40 def selection_and_reproduction(population):
41
42     puntuados = [(calcularFitness(i), i) for i in population]
43     def getKey(item):
44         return item[0]
45     population = [i[1] for i in sorted(puntuados, key = getKey)]
46     selected = population[(len(population)-pressure):]
47     #Esta línea selecciona los 'n' individuos del final, dando n viene dado por 'pressure'
48     #Se mezcla el material genético para crear nuevos individuos
49     for i in range((len(puntuados)-pressure)):
50         punto = random.randint(1,4) #se elige un punto para hacer el intercambio
51         padre = random.sample(selected, 2) #se eligen dos padres
52
53         population[i][punto] = padre[0][punto] #Se mezcla el material genético de los padres en cada nuevo individuo
54         population[i][punto] = padre[1][punto]
55
56     return population #El array 'population' tiene ahora una nueva población de individuos, que se devuelven
```

Puntuá todos los elementos de la población (population) y se queda con los mejores, guardándolos dentro de 'selected'. Después mezcla el material genético de los elegidos para crear nuevos individuos y llenar la población (guardando también una copia de los individuos seleccionados sin modificar). Esto da como origen a los puntuados los cuales son una lista de tuplas que poseen un fitness y un vector *array* de temperaturas para organizar los datos basados en el fitness de los mejores resultados, ubicándose al final de la lista. De esta manera se plantea el código del algoritmo genético para la optimización del sistema de refrigeración en cascada a continuación en la tabla 11 se implementara este código de tal manera que se visualizara la mayor eficiencia y condiciones óptimas de operación del sistema de refrigeración en cascada con CO_2 y C_3H_8 .

4.6 ANÁLISIS Y RESULTADOS

Para la creación de la primera población o inicialización del algoritmo genético se encontró que se debía fijar rangos de temperatura con la finalidad de cumplir el fenómeno físico de transferencia de calor y refrigeración, razón por la cual se fijó la temperatura del ambiente frío en $-45^\circ C$ y la temperatura ambiente en $25^\circ C$, ya que estas temperaturas no deben variar ya que dependen de la ubicación geográfica y no de la interacción del sistema. La temperatura de evaporación del CO_2 oscilara entre $-55^\circ C$ y la temperatura del ambiente frío, la temperatura de condensación del CO_2 debe estar entre los valores de la temperatura de evaporación del $CO_2 + 1$ y $30^\circ C$, a razón que debe estar por debajo del punto crítico del CO_2 . La temperatura de evaporación del C_3H_8 estará en el intervalo de la temperatura de evaporación y condensación del C_3H_8 y su vez la temperatura de condensación del C_3H_8 se encontrará por encima de la temperatura ambiente hasta un límite aproximado a $90^\circ C$ ya que en este punto se encuentra el límite crítico del C_3H_8 .

Al momento de tomar la decisión del número ideal de familias, se realizó un tipo de convergencia de resultados con el propósito de disminuir el gasto computación sin comprometer la calidad de los resultados. A partir de 15 familias los resultados obtenidos comenzaban a converger entre ellos, hasta el número escogido en este estudio de 20 familias en las cuales se observa una uniformidad en los resultados de la eficiencia con su respectivo vector de temperaturas, por esta razón se valida que esta respuesta es cercana a la eficiencia óptima para el sistema.

Para el cálculo del fitness y valoración de cada individuo se planteó un valor de mayor fitness al vector temperatura o individuo que más se acerque a que eficiencia de la segunda ley de la termodinámica o exergía del 100% lo cual no será posible alcanzar, pero si calificara mejor al que mejor se acerque. De esta manera se obtiene el resultado con la eficiencia termodinámica de la segunda ley más elevada.

En la tabla 11 se observa las condiciones óptimas del sistema de refrigeración en cascada, obtenidas del último individuo generado por el algoritmo genético con una eficiencia $\eta_{II} = 7.4\%$.

Tabla 11. Eficiencia Máxima Del Sistema.

```

Terminal de IPython
Terminal 1/A
Stored State Points:
state    T (K)    p (Pa)    d (kg/m3)    h (J/kg)    s (J/kg/K)
0        227.150  800150.724  144.361    143792.941    803.102
1        227.150  800150.724    20.912    433857.724    2080.077
2        273.251  1682738.127    37.173    464861.794    2080.077
3        248.150  1682738.127    1054.184    143792.941    791.414
4        248.150  203428.133    14.731    265105.719    1275.890
5        248.150  203428.133    4.630    546281.738    2408.979
6        306.952  952074.523    19.556    618456.221    2408.979
7        298.150  952074.523    492.363    265105.719    1224.656

Carga térmica
Q_air = 163000.00000W

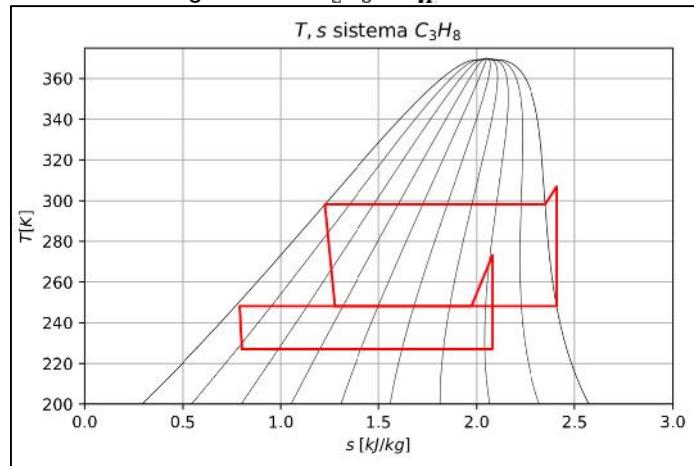
Etapa de baja CO2
Masa=0.5619kg/s, Calor Condensador=180422.5331W, Trabajo Compresor=17422.5331W

Etapa de alta C3H8
Masa=0.6417kg/s, Calor Condensador=226741.2317W, Trabajo Compresor=46318.6986W

Eficiencia de segunda ley = 0.7846
  
```

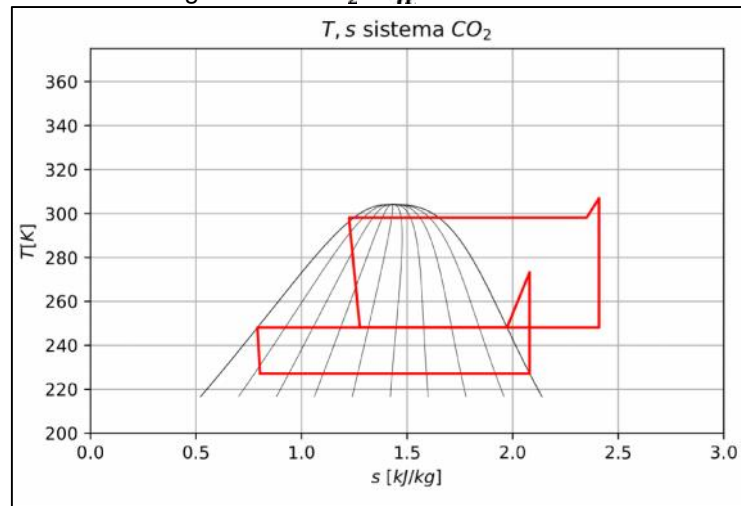
Se realizó el algoritmo genético de las seis temperaturas del sistema con el fin de poder determinar los puntos óptimos en cada equipo del sistema de esta manera se obtuvo un mayor trabajo para la etapa de C_3H_8 a alta temperatura produciendo un trabajo en el compresor de 46318.6986 W y en el condensador de 226741.2317 W mientras en la etapa de CO_2 a baja temperatura produjo un trabajo en el compresor de 17422.5331 W y en el condensador 180422.5331 W. Se determina que la forma ideal de este sistema es que la etapa de C_3H_8 se encarga de mayor trabajo que la etapa de CO_2 , como se observa en la grafica

Gráfica 13. Diagrama T-s C_3H_8 a $\eta_I = 7.4\%$.



Se observó que la eficiencia obtenida en el estudio de sensibilidad es inferior al obtenido con el método de algoritmos genéticos ya que en el primer estudio se plantearon muchas restricciones en el modelo, gracias a la reproducción de las posibles temperaturas se obtuvo esta optimización del 60.91% a un 78.46%.

Gráfica 14. Diagrama T-s CO_2 a $\eta_I = 7.4\%$.



En las gráficas 13 y 14 se observa el ciclo de refrigeración por cada curva de refrigerante en las cuales se comparte la misma escala, con el fin de visualizar los puntos en cada mollier y comprobar gráficamente que se cumple con las especificaciones dispuestas para este modelo matemático y fenómeno termodinámico.

5. CONCLUSIONES

- ✓ Se determinó que los rangos de temperatura del sistema óptimos para una mayor eficiencia en las diferentes etapas deben estar entre -50°C a -16.36°C en la etapa de CO_2 y entre -21.36°C a 25°C en la etapa de C_3H_8 , con resultados mayores de eficiencia de la segunda ley de la termodinámica en comparación con sistemas convencionales.
- ✓ Se evidenció que la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica η_{II} o exergía no depende de las condiciones de operación en equipos si no estrictamente del refrigerante y sus propiedades termodinámicas, ya que se plantea como un balance de entalpías.
- ✓ Se concluye que se debe fijar el rango de temperaturas para creación de la población inicial, basado en las propiedades termodinámicas de los fluidos a trabajar y la conservación del fenómeno físico de transferencia de calor del sistema.
- ✓ Se definió que un análisis de sensibilidad para un sistema de refrigeración en cascada en comparación con un estudio por algoritmos genéticos es menos práctico y eficiente, ya que para éste se deben parametrizar todas las temperaturas del sistema, mientras que en algoritmos genéticos solo se determinan las temperaturas ambientales y éste determina las temperaturas óptimas para el sistema. Reflejó una diferencia por debajo del 18% aproximadamente.

6. RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda realizar el diseño básico y detallado del sistema de refrigeración en cascada, teniendo en cuenta selección de equipos, tuberías, acoples y equipos auxiliares con la finalidad de validar esta investigación con las premisas de un sistema de refrigeración real, de manera que se tengan en cuenta las eficiencias de los equipos seleccionados en condiciones reales.
- ✓ Se recomienda llevar a cabo un modelo matemático basado en la exergía destruida de los equipos y del sistema, de tal manera que se realice un análisis de optimización de la exergía destruida.
- ✓ Se recomienda realizar la optimización de las condiciones de operación por medio de un modelo de algoritmos genéticos a un sistema real de refrigeración con el fin de analizar todas las pérdidas no tenidas en cuenta en este estudio.

BIBLIOGRAFÍA

ALANDER, Jarmo. On optimal population size of genetic algorithms. p. 65

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.

BELL, Ian H., et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. En: INDUSTRIAL & ENGINEERING CHEMISTRY RESEARCH. vol. 53, no. 6, p. 2498-2508

BHATTACHARYYA, Souvik, et al. Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. 2005. 1284-1292 ISBN 0140-7007.

BOLAJI, B. O. and HUAN, Z. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review. 2013. 49-54 ISBN 1364-0321.

Cavallini Alberto. PROPERTIES OF CO₂ AS A REFRIGERANT. En: UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MILANO.

CENGEL, Yunus A., et al. Thermodynamic. México: Mc Graw Hill, 2009.

Cómo programar un Algoritmo Genético – Parte I: In Theory – robologs. : <https://robologs.net/2015/08/28/como-programar-un-algoritmo-genetico-parte-i-in-theory/>. 2015.

Danfoss. Aplicaciones Prácticas del Refrigerante R290 propano en sistemas herméticos pequeños - PDF. [Consultado el Agosto 21,2018]. Disponible en: <http://docplayer.es/29349692-Aplicaciones-practicas-del-refrigerante-r290-propano-en-sistemas-hermeticos-pequenos.html>

DE LA CARRERA GONZÁLEZ, GABRIEL FERNANDO. DISEÑO DE UN PROCESO DE CADENA FRÍO PARA CAMARÓN.

DOSSAT, Roy J. and GARZA CARDENAS, Armando. Principios de refrigeración. México: Compañía Editorial Continental, 1980. ISBN 9682602017

FENTON, DONALD L. Carbon Dioxide for Industrial Refrigeration. En: ASHRAE JOURNAL. vol. 58, no. 8, p. 36-46

GHOLAMIAN, Ehsan, et al. Advanced Exergy Analysis of a Carbon Dioxide Ammonia Cascade Refrigeration System. 2018. ISBN 1359-4311.

GOLDBERG,David E. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning. 1st ed. Boston, MA, USA: Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc, 1989.

HERNÁNDEZ GORIBAR,Eduardo. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. México: Limusa, 1978.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación, presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización, Bogotá D.C.: El Instituto, 2008 p. 100

----- Referencias bibliograficas, contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá D.C.: El Instituto, 2008. p. 38.

----- Referencias documentales, para fuentes de informaciones electrónicas. NTC 4490. Bogotá D.C.: El Instituto, 2008. p. 30.

JENNINGS,Burgess H. Aire acondicionado y refrigeración. México: Continental, 1984.

LONGO,Giovanni A., et al. Hydrocarbon refrigerants HC290 (Propane) and HC1270 (Propylene) low GWP long-term substitutes for HFC404A: A comparative analysis in vaporisation inside a small-diameter horizontal smooth tube. 2017. 707-715 ISBN 1359-4311.

MARTÍNEZ PRADO,Luis Gerardo. Sistema en Cascada y sus Aplicaciones -. -12-10T14:24:08+00:00. [Consultado en marzo 19,2017]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/12/sistema-en-cascada-y-sus-aplicaciones/>

MCADAMS,William H. Heat transmission. New York: McGraw Hill, 1942.

PITA,Edward G.; GARCÍA FERRER,Carlos Alberto andJIMÉNEZ PADILLA,Jorge Luis. Principios y sistemas de refrigeración. México: Limusa, 2002. ISBN 9681839692

PITA,Edward G.; GONZALEZ POZO,Virgilio andSÁNCHEZ CIFUENTES,Augusto. Acondicionamiento de aire: principios y sistemas: un enfoque energético. México: Compañía Editorial Continental, 2002. ISBN 9682612470

PUERTO CASTELLANOS EFRAÍN ALONSO. GUÍA TÉCNICA PARA EL DISEÑO DE CUARTOS FRÍOS.

WANG, R. Z. and LI, Y. Perspectives for natural working fluids in China. 2007. 568-581 ISBN 0140-7007. WANG, Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration. 2nd ed. ed. New York, N.Y: McGraw-Hill Education LLC, 2001.

ANEXOS

ANEXO A. CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES

TABLE 9.1 Properties of Commonly Used Refrigerants at 40°F Evaporating and 100°F Condensing										
Refrigerant	Chemical formula	Molecular mass	Ozone depletion potential (ODP)		Global warming potential (GWP)		Evaporating pressure, psia	Condensing pressure, psia	Compression ratio	Refrigeration effect, Btu/lb
			0	0	0.11	0.84				
Hydrofluorocarbons (HFCs)										
HFC-32	Difluoromethane	CH ₂ F ₂	52.02	0	0	0.11	135.6	340.2	2.51	
HFC-125	Pentafluoroethane	CHF ₂ -CF ₃	120.02	0	0	0.84	112.4	276.8	2.46	36.4
HFC-134a	Tetrafluoroethane	CF ₂ -CH ₂ F	102.3	0	0	0.28	49.8	138.9	2.79	
HFC-143a	Trifluoroethane	CH ₃ -CF ₃	84.0	0	0	1.1				
HFC-152a	Difluoroethane	CHF ₂ -CH ₃	66.05	0	0	0.03	44.8	124.3	2.77	
HFC-245ca	Pentafluoropropane	CF ₃ -CF ₂ -CF ₃	134.1	0	0	0.09				
Azeotropic HFC										
HFC-507	HFC-125/HFC-143a(45/55)			0	0	0.98	104.6	257.6	2.46	
HFC-507A	HFC-125/HFC-143a(50/50)			0	0					
Near-azeotropic HFC										
HFC-404A	HFC-125/HFC-143a/ HFC-134a (44/52/4)			0	0.95		109.16	251.18	2.30	
HFC-410A	HFC-32/HFC-125(50/50)			0	0.48		132.90	332.33	2.50	
HFC Zeotropic										
HFC-407A	HFC-32/HFC-125/ HFC-134a (20/40/40)			0	0.47		86.13	225.22	2.61	
HFC-407C	HFC-32/HFC-125/ HFC-134a (23/25/52)			0	0.38					
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) and their zeotropes										
HCFC-22	Chlorodifluoroethane	CHClF ₂	86.48	0.05	0.34		82.09	201.5	2.46	69.0
HCFC-123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ -CF ₃	153.0	0.016	0.02		5.8	20.8	3.59	62.9
HCFC-124	Chlorotetrafluoroethane	CH ₂ ClCF ₃	156.47	0.02	0.10		27.9	80.92	2.90	52.1
Near-azeotropic HCFC										
HCFC-402A	HCFC-22/HFC-125/ PRO-290 (38/60/2)			0.02						
Zeotropic HCFC										
HCFC-401A	HCFC-22/HFC-124/ HFC-152a (53/34/13)			0.037	0.22					
HCFC-401B	HCFC-22/HFC-124/ HFC-152a (61/28/11)			0.04	0.24					
Inorganic compounds										
R-717	Ammonia	NH ₃	17.03	0	0		71.95	206.81	2.87	467.4
R-718	Water	H ₂ O	18.02	0	0					
R-729	Air		28.97	0	0					
Chlorofluorocarbons (CFCs), halons, and their azeotropes										
CFC-11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	137.38	1.00	1.00		6.92	23.06	3.33	68.5
CFC-12	Dichlorodifluoroethane	CCl ₂ F ₂	120.93	1.00	3.1		50.98	129.19	2.53	50.5
BFC-13B1	Bromotrifluoroethane	CF ₃ Br	148.93	10						
CFC-113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCF ₃	187.39	0.80	1.4		2.64	10.21	3.87	54.1
CFC-114	Dichlorotetrafluoroethane	CCl ₂ FCF ₂	170.94	1.00	3.9		14.88	45.11	3.03	42.5
CFC-500	CFC-12/HFC-152a (73.8/26.2)		99.31	0.74			59.87	152.77	2.55	60.5
CFC-502	HCFC-22/CFC-115 (48.8/51.2)		111.63	0.22	3.7					

Source: Adapted with permission from ASHRAE Handbook 1997, Fundamentals, and ANSI/ASHRAE Standard 34-1992 and Addenda 1997.

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2009 ASHRAE.

CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES

Alternatives	Trade name	Specific volume of suction vapor, ft ³ /lb	Compressor, cfm/ton	Power consumption, hp/ton	Critical temperature, °F	Discharge temperature, °F	Flammability	Safety
Hydrofluorocarbons (HFCs)								
HFC-32		0.63			173.1		Lower flammability	A2
HFC-125		0.33			150.9		Nonflammable	A1
HFC-134a	CFC-12, HCFC-22	0.95			213.9	103	Nonflammable	A1
HFC-143a							Lower flammability	A2
HFC-152a		1.64			236.3		Lower flammability	A2
HFC-245ca	CFC-11, HCFC-123				353.1			
Azeotropic HFC								
HFC-507	CFC-502, CFC-12						Nonflammable	A1
HFC-507A	Genetron AZ-50	0.43					Nonflammable	A1
Near-azeotropic HFC								
HFC-404A	CFC-502, CFC-12	0.44						A1/A1
HFC-410A	HCFC-22, CFC-502	0.45						A1/A1
Zootropic HFC								
HFC-407A	CFC-502, CFC-12	0.63						A1/A1
HFC-407C	HCFC-22, CFC-502							A1/A1
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) and their zeotropes								
HCFC-22		0.66	1.91	0.696	204.8	127	Nonflammable	A1
HCFC-123	CFC-11	5.88	18.87	0.663	362.6		Nonflammable	B1
HCFC-124		1.30	5.06	0.698	252.5		Nonflammable	A1
Near-azeotropic HCFC								
HCFC-402A	CFC-502							A1/A1
Zootropic HCFC								
HCFC-401A	CFC-12							A1/A1
HCFC-401B	CFC-12							A1/A1
Inorganic compounds								
R-717		3.98	1.70	0.653	271.4	207	Lower flammability	B2
R-718							Nonflammable	A1
R-729							Nonflammable	A1
Chlorofluorocarbons (CFCs), halons, and their azeotropes								
CFC-11		5.43	15.86	0.636	388.4	104	Nonflammable	A1
CFC-12		0.79	3.08	0.689	233.6	100	Nonflammable	A1
BFC-13B1		0.21			152.6	103	Nonflammable	A1
CFC-113		10.71	39.55	0.71	417.4	86	Nonflammable	A1
CFC-114		2.03	9.57	0.738	294.3	86	Nonflammable	A1
CFC-500	CFC-12/HFC152a (73.8/26.2)	0.79	3.62	0.692	221.9	105	Nonflammable	A1
CFC-502	HCFC-22/CFC115 (48.8/51.2)					98	Nonflammable	A1

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2009 ASHRAE.