

**MODELAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN BASE DE
DIÓXIDO DE CARBONO EN ESTADO TRANSCRITICO**

**JHON JAMER MENDOZA LIMAS
YULLI CLAUDINE TORRES ALVAREZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

**MODELAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN BASE DE
DIÓXIDO DE CARBONO EN ESTADO TRANSCRÍTICO**

**JHON JAMER MENDOZA LIMAS
YULLI CLAUDINE TORRES ALVAREZ**

Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico

**DIRECTOR
DAVID ALFREDO FUENTES DÍAZ
Doctor en Tecnología Energética**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por la sabiduría y la inteligencia que nos ha dado a lo largo de la vida.

A nuestros padres por su amor y apoyo incondicional.

Al profesor David Alfredo Fuentes Diaz por su confianza, apoyo y conocimiento transmitido durante la realización de este proyecto.

A los profesores Oscar Rodolfo Bohórquez y Alberto Pertuz por su confianza, amistad y por permitirnos desarrollar nuestro proyecto en el laboratorio de ensayos no destructivos y mantenimiento de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Al Semillero de Investigación de Manufactura Aplicada por permitirnos crecer académicamente y desarrollar nuestras ideas, aportando desde la investigación a la sociedad.

DEDICATORIA

A mis padres, Lucrecia Alvarez Vargas y Luis Alejandro Torres con mucho amor y gratitud quiero dedicarles este sueño hecho realidad, su esfuerzo y dedicación me han dado la oportunidad de entrar en el maravilloso mundo del saber.

*A mi hermana, Diana Torres por sus consejos y apoyo incondicional.
A mi hermana, Pilar Torres por sus palabras de aliento y encomendarme en sus oraciones.*

*A mi sobrina, Angie Torres por su cariño y por creer en mí.
A mi familia en general que de una u otra manera me han apoyado en el transcurso de la carrera.*

A mis compañeros y amigos presentes y pasados, quienes sin esperar nada a cambio compartieron su tiempo, pensamientos, alegrías y tristezas durante estos años, y, sobre todo, por aceptar el conjunto de defectos y rarezas que soy.

A mis profesores por el conocimiento compartido dentro y fuera del aula.

Yulli Claudine Torres Alvarez

DEDICATORIA

A mis amados padres, quienes lo han dado todo por mí.

*A mi compañera de carrera Yulli Claudine Torres quién me ha enseñado el valor
de una sincera amistad.*

*A mi esposa Ayleen Correa quién con su amor incondicional me ha motivado a no
desfallecer en este sueño profesional.*

Jhon Jamer Mendoza Limas

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. OBJETIVOS	22
1.1 OBJETIVO GENERAL	22
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
1.3 ALCANCE	22
1.4 JUSTIFICACIÓN	23
1.4.1 Aportes a la bioética.	23
1.4.2 Aportes económicos.	23
1.4.3 Aportes a la ingeniería mecánica.	24
2. MARCO TEÓRICO	25
2.1 MARCO REFERENCIAL	25
2.1.1 Antecedentes.	25
2.1.2 Referentes teóricos.	25
2.1.2.1 Evolución histórica del dióxido de carbono como refrigerante.	25
2.1.2.2 Características del dióxido de carbono como refrigerante.	28
2.1.2.3 Ventajas y desventajas del CO ₂ como refrigerante.....	30
2.1.2.4 Sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa.....	33
2.1.2.5 Aplicaciones del CO ₂ en el mundo.....	35
3. METODOLOGÍA	36
3.1 MODELADO COMPRESOR	38
3.2 MODELADO CONDENSADOR (GAS COOLER)	42
3.2.1 Análisis transferencia de calor.	43
3.2.2 Análisis de transferencia de calor lado aire.....	47
3.3 MODELADO DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN	49
3.3.1 Válvula reguladora de presión.	50

3.3.2 Acumulador de líquido.	50
3.3.3 Válvula presostática.	51
3.3.4 Válvula termostática.	52
3.4 MODELDADO EVAPORADOR.	54
3.4.1 Análisis de transferencia de calor.	54
3.4.2 Análisis de transferencia de calor lado aire.	59
3.5 MODULO INTERCAMBIADOR DE CALOR.	60
3.5.1 Geometría intercambiador.	60
3.5.2 Coeficiente de transferencia de calor y caída de presión.	61
3.6 SIMULACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.	66
3.6.1 Optimización presión intermedia del ciclo de refrigeración.	67
3.6.2 Variación de la presión de alta y la temperatura ambiente.	68
3.6.3 Variación de la temperatura de evaporación.	68
3.6.4 Caracterización del sistema de refrigeración transcrito con CO ₂ de dos etapas con un solo compresor.	69
4. RESULTADOS.	70
4.1 RESULTADOS OPTIMIZACIÓN PRESIÓN INTERMEDIA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.	72
4.2 RESULTADOS VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ALTA Y LA TEMPERATURA AMBIENTE.	73
4.3 RESULTADOS VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.	75
4.4 RESULTADOS CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	78
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.	81
5.1 VARIACIÓN PRESIÓN INTERMEDIA.	81
5.2 VARIACIÓN PRESIÓN DE ALTA Y TEMPERATURA AMBIENTE.	83
5.3 VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ALTA Y LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.	85
6. CONCLUSIONES.	88
BIBLIOGRAFIA.	90
ANEXOS.	95

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ciclo transcrito con intercambiador intermedio de Gustav Lorentzen (esquema original), (Patente de invención No. ES 2 025 443, 1992).	28
Figura 2. Diagrama P-h para CO ₂ como refrigerante.	29
Figura 3. Diagrama de fases del CO ₂	31
Figura 4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor en una sola etapa. ..	34
Figura 5. Sistema Transcrito Media Temperatura en una etapa a base de dióxido de carbono.	37
Figura 6. Diagramas p-h y T-s para un ciclo por compresión de vapor en una sola etapa para un sistema con dióxido de carbono.....	38
Figura 7. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del compresor.	40
Figura 8. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del <i>gas-cooler</i>	42
Figura 9. Principio modelado <i>gas-cooler</i> – Diferencia de temperaturas con la existencia de dos zonas.....	44
Figura 10. (Izquierda) Tubulares con aletas, (derecha) Placas con aletas. Las flechas amarillas designan la dirección del flujo de aire.	48
Figura 11. Geometría arreglo de tubos para intercambiador de calor.....	49
Figura 12. Esquema simplificado propiedades termodinámicas de la válvula 1	50
Figura 13. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del receptor de líquido.	51
Figura 14. Esquema simplificado propiedades termodinámicas válvula presostática.....	52
Figura 15. Esquema simplificado propiedades termodinámicas válvula termostática.	53
Figura 16. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del evaporador. ..	54

Figura 17. Principio modelado evaporador – Diferencia de temperaturas con la existencia de dos zonas.....	56
Figura 18. Discretización del cuerpo de un intercambiador de calor de aletas y tubos.	60
Figura 19. Configuración de los circuitos tipo U y tipo Z.	61
Figura 20. Factor de fricción local y totalmente desarrollado en función del número de Reynolds para varias formas de conducto (región laminar) y rugosidad relativa e/D	62
Figura 21. Régimen de flujo que ocurre durante la ebullición del refrigerante en un tubo horizontal liso.	64
Figura 22. Guía para utilizar herramienta Mix/Max para optimizar el sistema de refrigeración.	68
Figura 23. Resultados a presión alta igual a 7500 [kPa].....	73
Figura 24. Resultados a presión alta igual a 9000 [kPa].....	74
Figura 25. Resultados a presión alta igual a 10000 [kPa].....	75
Figura 26. Resultados variación de la temperatura de evaporación a $P_{cond} = 7500$ [kPa].....	76
Figura 27. Resultados variación temperatura de evaporación a $P_{cond} = 9000$ [kPa].....	77
Figura 28. Resultados variación de temperatura de evaporación a $P_{cond}=10000$ [kPa].....	78
Figura 29. Resultados rangos de trabajo del sistema de refrigeración.	79
Figura 30. Resultados potencia compresor del sistema de refrigeración.....	80
Figura 31. Capacidad calórica (azul) y coeficiente de rendimiento (negro) del evaporador en función de la presión intermedia del sistema.	82
Figura 32. Capacidad térmica del evaporador en función de la temperatura ambiente.	84
Figura 33. Coeficiente de rendimiento operativo en función de la temperatura ambiente.	85

Figura 34. Capacidad térmica evaporador en función de la temperatura de evaporación.	86
Figura 35. Coeficiente de rendimiento en función de la temperatura de evaporación.	87

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros del intercambiador de calor.	61
Tabla 2. Variables de entrada y salida de las zonas de vapor sobrecalentado y líquido subenfriado.	63
Tabla 3. Variables de entrada y salida en el evaporador.	66
Tabla 4. Parámetros del sistema de refrigeración.	67
Tabla 5. Parámetros iniciales del sistema de refrigeración para caracterizar los dispositivos.	69
Tabla 6. Resultados propiedades termodinámicas.	70
Tabla 7. Resultados dispositivos de expansión.	71
Tabla 8. Resultados método efectividad-NTU para el evaporador y <i>gas-cooler</i>	71
Tabla 9. Resultados geometría y coeficientes de transferencia de calor de los intercambiadores de calor.	72
Tabla 10. Resultados optimización de presión intermedia.	72
Tabla 11. Resultados rango de capacidad evaporador y <i>gas-cooler</i>	79

LISTAS DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Antecedente a nivel nacional.....	95
Anexo B Antecedentes a nivel internacional.....	97
Anexo C. Presentación de datos de rendimiento del compresor con polinomios para eN12900 / ARI 540	101
Anexo D. Propiedades termodinamicas del dióxido de carbono	102
Anexo E Relaciones del ntu para los intercambiadores de calor	105
Anexo F Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas.....	106
Anexo G Código sistema de refrigeración transcrito de CO ₂ con dos etapas- primera parte.....	107
Anexo H. Código sistema de refrigeracion transcrito de co ₂ con dos etapas – presion de alta y temperatura ambiente variables	120
Anexo I Código sistema de refrigeracion transcrito de co ₂ con dos etapas – Tamaño de intercambiador de calor fijo	135

GLOSARIO

CICLO SUBCRÍTICO¹: La aplicación más simple para el anhídrido carbónico como refrigerante es la subcrítica: se utiliza el CO₂ en un ciclo secundario de baja temperatura, sea este de compresión de vapor (ciclo en cascada) o sea un anillo de CO₂ líquido con una bomba de circulación.

CICLO TRANSCRÍTICO²: En los sistemas transcríticos, el CO₂ se enfría, pero no se condensa en la salida del enfriador de gas, manteniéndose por encima de la temperatura crítica.

COP³: es una expresión de la eficiencia de una bomba de calor. Cuando se calcula el COP de una bomba de calor, se compara la salida de calor del condensador (Q) con la potencia suministrada al compresor (W).

DIÓXIDO DE CARBONO⁴: es un gas incoloro y vital para la vida en la Tierra. Este compuesto químico se encuentra en la naturaleza y está compuesto de un átomo de carbono unido con enlaces covalentes dobles a dos átomos de oxígeno.

¹ BELLIDO RIBES, Alba. Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración. Universitat Jaume. 2016.

² Ibíd., p. 19.

³ MCQUISTON, Faye C., PARKER, Jerald D. y SPITLER, Jeffrey D. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Ed. LIMUSA WILEY (2010). ISBN: 978-96-818-6170-4

⁴ NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY. "Carbon dioxide" [En línea] [07/05/2018] Disponible en: <https://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=124-38-9>

EVAPORACIÓN⁵: es un proceso físico que consiste en el paso lento y gradual de un estado líquido hacia un estado gaseoso, tras haber adquirido suficiente energía para vencer la tensión superficial.

INTERCAMBIADOR DE CALOR⁶: es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera sólida o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

PRESIÓN DE VAPOR⁷: es la presión a la que a cada temperatura las fases líquida y vapor se encuentran en equilibrio; su valor es independiente de las cantidades de líquido y vapor presentes mientras existan ambas.

SISTEMA DE FRIGORÍFICO⁸: corresponden a arreglos mecánicos que utilizan las propiedades termodinámicas de la materia para trasladar energía térmica en forma de calor entre dos o más focos, conforme se requiera.

⁵ UNIVERSIDAD DE BARCELONA. "Operaciones básicas: Evaporación, fundamento de la técnica" [En línea] [07/05/2018] Disponible en: http://www.ub.edu/oblq/oblq%20castellano/evaporacio_fona.html

⁶ ISACHENKO, V., OSIPOVA, V., SUKOMEL, A. Transmisión de calor. Boixerau Editores. ISBN 84-267-0239-2.

⁷ ENCYCLOPAEDIA BRITANNICA. "Vapour pressure" [En línea] [07/05/2018] Disponible en: <https://www.britannica.com/science/vapor-pressure>

⁸ RAPIN, P.J., JACQUARD, P. Instalaciones frigoríficas. Tomo I Física aplicada, Ed. MARCOMBO (1997). ISBN 978-84-267-1091-8.

RESUMEN

TITULO: MODELAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN BASE DE DIÓXIDO DE CARBONO EN ESTADO TRANSCRÍTICO*.

AUTORES: JHON JAMER MENDOZA LIMAS.
YULLI CLAUDINE TORRES ALVAREZ.**

PALABRAS CLAVES: CICLO TRANSCRÍTICO, REFRIGERACIÓN, DIÓXIDO DE CARBONO, CICLO SUBCRÍTICO, COP.

DESCRIPCIÓN:

Los sistemas de refrigeración y aire acondicionado tienen una gran importancia en la conservación de alimentos consumidos por los seres humanos, asimismo la climatización de ambientes se ha convertido en una aplicación imprescindible para obtener condiciones térmicas confortables en lugares de trabajo. Debido a que los equipos pertenecientes a estos sistemas demandan altos consumos energéticos y los refrigerantes utilizados comúnmente en la industria producen efectos negativos al medio ambiente; la utilización de los refrigerantes ecológicos en estos sistemas es visto como una alternativa viable debido a su impacto positivo con el medio ambiente, en este caso, se fomenta el uso del CO_2 como fluido refrigerante para evaluar su potencial en sistemas de refrigeración por compresión de vapor en una etapa.

Este trabajo se desarrolló con la finalidad de modelar y simular el funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en una etapa y en estado estable utilizando dióxido de carbono como refrigerante en estado transcrítico a partir de modelos matemáticos cero-dimensionales desarrollados en EES para evaluar la dinámica del ciclo de refrigeración y el rendimiento de este. Obteniendo como resultados capacidades de refrigeración entre los 36 hasta 110 [kW], presiones de alta entre los 75 hasta 100 [bares] y coeficientes de rendimiento desde 1,1 hasta 3,3.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: David Alfredo Fuentes Díaz

ABSTRACT

TITLE: MODELING OF A CARBON DIOXIDE BASED REFRIGERATION SYSTEM IN A TRANSCRITICAL STATE*.

AUTHOR(S): JHON JAMER MENDOZA LIMAS.
YULLI CLAUDINE TORRES ALVAREZ**.

KEYWORDS: TRANSCRITICAL CYCLE, REFRIGERATION, CARBON DIOXIDE, SUBCRITICAL CYCLE, COP.

DESCRIPTION:

Refrigeration and air conditioning systems are of great importance in the conservation of food consumed by humans. Air conditioning has become an essential application to obtain comfortable thermal conditions in workplaces. Energy consumption in these systems is high due to the equipment used and the refrigerants commonly used in the industry produce negative effects on the environment; therefore, the use of ecological refrigerants in these systems is seen as a viable alternative due to their positive impact within the environment. In this case, carbon dioxide is used as a cooling fluid and its potential in single stage vapor compression refrigeration systems is assessed.

The purpose of this project was to model and simulate the operation of a vapor compression refrigeration system at a single stage and steady state using carbon dioxide in transcritical state as a refrigerant. Zero-dimensional mathematical models developed in EES were used to evaluate the dynamics of the refrigeration cycle and its performance. As a result, cooling capacities between 36 to 110 [kW], high pressures between 75 to 100 [bars] and performance coefficients from 1.1 to 3.3 were obtained.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: David Alfredo Fuentes Díaz

INTRODUCCIÓN

A nivel mundial la refrigeración y el acondicionamiento del aire forman variedad de sistemas utilizados para distintas aplicaciones industriales y domésticas, a su vez están compuestos por materiales con alto riesgo ambiental y equipos que demandan altos consumos energéticos, por eso es importante tener precauciones en el momento de su instalación y manejo, que permitan un funcionamiento adecuado sin afectar el medio ambiente y de una manera rentable.

Los sistemas de refrigeración se encuentran tomando un nuevo rumbo a través de los “refrigerantes ecológicos”, los cuales, a pesar de presentarse como novedad, tiene su historia, ya que Alexander Twining⁹ mencionó el uso del bióxido de carbono (CO₂) como fluido frigorífico en una patente británica en 1850. Thaddeus S. C. Lowe¹⁰ en 1869 en USA y Linde¹¹ en 1882 en Europa, empezaron a usar CO₂ en ciclos convencionales. Los refrigerantes como el amoníaco e hidrocarburos como el propano, el metano y el agua son fluidos que actualmente son utilizados para aplicaciones de refrigeración industrial, dichas sustancias presentan gran desventaja respecto al CO₂ debido a que el amoníaco es un gas tóxico para el ser humano, los hidrocarburos son altamente inflamables y el agua tiene limitadas aplicaciones en comparación con el CO₂.

Refrigerantes como R-12 y otros clorofluorocarbonado (CFC), eran principalmente compuestos empleados en sistemas de enfriamiento y aislamiento de refrigeradores

⁹ CATLIN TWINING, ALEXANDER, 1850, Manufacturing- ice. 13167. 1850. Inglaterra.

¹⁰ BODINUS, William S. The rise and fall of Carbon Dioxide systems. En: ASHRAE Journal. ASHRAE, abril, 1999, 37-42 p. [28/01/2020]. Disponible en: <https://www.ashrae.org/File%20Library/About/Mission%20and%20Vision/ASHRAE%20and%20Industry%20History/The-Rise-and-Fall-of-Carbon-Dioxide-Systems.pdf>

¹¹ Ibíd, p. 37-42.

domésticos. Sin embargo, debido a estudios realizados por científicos¹² se ha descubierto que los CFC suponen una gran amenaza hacia la capa de ozono. Según el Protocolo de Montreal¹³ la fabricación de CFC debía finalizar en 1995. Los hidroclorofluorocarbónos (HCFC) no dañan la capa de ozono, pero producen gases de efecto invernadero, los cuales serían retirados en el 2015 obligando a la industria a buscar compuestos alternativos como el uso del bióxido de carbono para sistemas domésticos.

La utilización del dióxido de carbono como fluido frigorífico es visto como una alternativa viable frente a los refrigerantes sintéticos debido a su importancia en la naturaleza. Los romanos descubrieron que al llevarlo a altas concentraciones en recintos donde la recirculación del aire es baja se obtenían efectos letales para el ser humano provocándoles la muerte solo si mantenían contacto con él durante un intervalo de tiempo largo.

Hoy en día, el CO₂ está retomando presencia en el campo de la refrigeración a nivel internacional, por lo tanto, la finalidad de este proyecto es dar a conocer su potencial como refrigerante natural; mediante el modelamiento y la simulación de un sistema seguro, eficiente, sostenible y ecológico. Además, se plantea el diseño de un sistema con equipos de alta calidad para futuras aplicaciones industriales y domésticas, a través de la compresión de vapor basada en ciclo transcrito debido a su bajo costo económico y que requiere menos carga térmica a comparación del ciclo subcrítico, también permite emplear superficies de intercambio de calor menores logrando diseñar sistemas más compactos.

¹² EVIDENCE FOR A CONTINUOUS DECLINE IN LOWER STRATOSPHERIC OZONE OFFSETTING OZONE LAYER RECOVERY, Ball, W. T., Alsing, J., Mortlock, D. J., Staehelin, J., Haigh, J. D., Peter, T., Tummon, F., Stübi, R., Stenke, A., Anderson, J., Bourassa, A., Davis, S. M., Degenstein, D., Frith, S., Froidevaux, L., Roth, C., Sofieva, V., Wang, R., Wild, J., Yu, P., Ziemke, J. R., and Rozanov, Atmos. Chem. Phys., 18, 1379-1394, <https://doi.org/10.5194/acp-18-1379-2018>, 2018.

¹³ PNUMA, Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono. Séptima Edición (2006). Disponible en: <https://unep.ch/ozone/spanish/Publications/MP-Handbook-07-es.pdf>

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Simular el funcionamiento de un sistema de refrigeración a base de dióxido de carbono en estado transcrítico por compresión de vapor en una etapa y en estado estable.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Modelar de manera integral un sistema térmico de refrigeración empleando modelos matemáticos a partir de un conjunto de ecuaciones de transferencia de calor que evalúen la dinámica del ciclo de refrigeración.
- Elaborar un modelo matemático que caracterice cada componente y/o subsistema esencial (sin incluir dispositivos electrónicos o de control) que hacen parte del sistema de refrigeración.
- Obtener y clasificar información referente a propiedades físicas y ecuaciones de estado del dióxido de carbono como refrigerante.
- Evaluar mediante simulación y parametrización el comportamiento térmico frente a casos típicos de refrigeración que se encuentran en la literatura.

1.3 ALCANCE

Modelar y simular el funcionamiento de un sistema de refrigeración a base de dióxido de carbono en estado transcrítico por compresión de vapor en una etapa y en estado estable para una capacidad máxima de refrigeración de 90 [kW]

constituidos por el compresor, el evaporador, el condensador y el dispositivo de expansión.

1.4 JUSTIFICACIÓN

Esta investigación tiene como propósito modelar y simular un sistema térmico de refrigeración, para el sector industrial con base en CO₂ (bióxido de carbono) como refrigerante en ciclo transcrítico debido a su bajo costo a comparación del ciclo subcrítico, eficiente y sustentable.

1.4.1 Aportes a la bioética. Los fluidos frigoríficos que utilizan los equipos de refrigeración suponen un impacto negativo para el medio ambiente, dañando la capa de ozono y contribuyendo al efecto invernadero. El CO₂ es un gas incoloro, de baja toxicidad y nula inflamabilidad que se encuentra en la atmosfera, se considera alternativa ecológica porque es inocuo para el medioambiente y seguro para el futuro. Debido a su bajo potencial de calentamiento global y su nulo potencial de disminución del ozono¹⁴, el dióxido de carbono se encuentra como la alternativa más viable para la preservación de la naturaleza y del mismo ser humano.

1.4.2 Aportes económicos. La aplicación de un sistema frigorífico en base a CO₂ en ciclo transcrítico es un proyecto alternativo para la industria, además prometedor para el futuro de la refrigeración industrial y doméstica. Para la industria este fluido presenta un bajo contenido de humedad, lo que le permite trabajar con más eficacia y tener un menor impacto corrosivo en los sistemas de refrigeración, esto permite conseguir ahorros energéticos frente a sistemas convencionales.

¹⁴ American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, "ASHRAE Handbook", Refrigeration Volume, 2018.

1.4.3 Aportes a la ingeniería mecánica. La curiosidad ha llevado al ser humano a realizar grandes descubrimientos, desde el punto de vista ingenieril se busca expandir los conocimientos para desarrollar dispositivos de alta calidad que cumplan a cabalidad su funcionamiento. Para dicho sistema se requiere de equipos especiales que soporten altas presiones, mayores medidas de seguridad y personal especializado. Asimismo, se planea impulsar e innovar el uso del CO₂ como refrigerante natural en los sistemas refrigerantes ampliando las ramas de la Ingeniería Mecánica encargadas de dicho fenómeno.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 MARCO REFERENCIAL

En la siguiente sección se podrá observar el conjunto de información relacionada con el problema planteado, donde se puede apreciar estudios previos y tesis de grado a nivel nacional e internacional (Ver Anexos A y B); conceptos y teorías que permiten sustentar esta investigación.

2.1.1 Antecedentes. Actualmente, se están estudiando alternativas de aplicación para el CO₂ como refrigerante, se ha analizado su comportamiento en la región transcrítica y subcrítica para obtener datos acerca de su rendimiento energético (COP) y potencia frigorífica del ciclo, además de evaluar un rango de presiones y temperaturas que cumplan los requerimientos del sistema. Se han desarrollado modelos teóricos y experimentales con el fin de obtener una base de datos, resultados que son comparados y evaluados por un rango de error relativo considerable para el diseño y posteriormente la construcción del dispositivo. En Colombia, se continúan utilizando refrigerantes como el R-12 y R-22 para los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire, los cuales han sido prohibidos por el Protocolo de Montreal. Este proyecto llega como una idea innovadora para el país y una alternativa futurista para la industria, contribuye al medio ambiente y a la seguridad del usuario.

2.1.2 Referentes teóricos.

2.1.2.1 Evolución histórica del dióxido de carbono como refrigerante. El dióxido de carbono (CO₂) es uno de los componentes más abundantes en la naturaleza. Desde su descubrimiento como refrigerante en 1744 por Joseph

Priestley, quien disolvió por primera vez CO_2 en agua obteniendo una disminución de la temperatura del líquido, por lo cual dedujo que el fluido poseía propiedades termodinámicas refrigerantes. En 1850, cuando el profesor Alexander Twining propuso el uso del CO_2 como refrigerante en su patente británica, basándose en las ideas planteadas por Perkins (Bodinus, 1999). A comienzos del siglo XIX, el científico Thadeus Sobieski Coulincourt Lowe planteó trabajar con el CO_2 para producir hielo seco, sin embargo, expuso la posibilidad de diseñar un ciclo de compresión cerrado como los usados en la actualidad (patente 952 de 1867). En 1881, Carl Linde diseñó y construyó la primera máquina basada en CO_2 como fluido refrigerante principal (Aarlien, 1998). En 1886, en Alemania, Franz Windhausen patentó un compresor para un sistema de refrigeración que utilizaba dióxido de carbono, la compañía J&E Hall compró la licencia para construirlo, asimismo, construyó el primero compresor de doble etapa de CO_2 . En 1897, Sabroe desarrolló la primera nevera doméstica. Es así como durante el siglo XIX el uso del dióxido de carbono como refrigerante tuvo su auge en el mercado de la refrigeración en Europa y parte de América, superando a otros fluidos como el amoníaco y el dióxido de azufre que fueron considerados tóxicos e inflamables, su uso fue legalmente restringido para la industria alimentaria, doméstica, climatización de hospitales y teatros, entre otras.

Tras finalizar la primera guerra mundial se realizaron nuevos descubrimientos, entre ellos, refrigerantes sintéticos que ofrecían mayor rendimiento energético en los sistemas de compresión mecánica. Los nuevos refrigerantes ofrecían sistemas de refrigeración con dispositivos de menor tamaño y bajo costo de producción. A partir de 1930, el uso del CO_2 fue disminuyendo de manera paulatina debido a que en la época se carecía de la tecnología que lo hiciera competente frente a las nuevas sustancias que ofrecían mayor eficiencia energética y la posibilidad de utilizar equipos de intercambio de calor ligeros y compactos, dichos refrigerantes conocidos como Clorofluorocarbonos (CFC's).

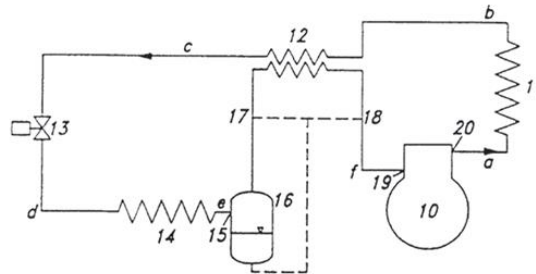
Belman y Pérez nos muestran la aplicación del CO₂ como refrigerante en el ciclo transcrítico patentado por Gustav Lorentzen en 1980:

Basado en el problema de los CFC's y HFC's, en 1980, Gustav Lorentzen creyó posible el renacer del CO₂ como fluido refrigerante y patentó una aplicación para este frigorigeno, la cual fue el ciclo transcrítico de refrigeración (WIPO Patent No. 1990007683, 1990). La figura 1 ilustra el ciclo de refrigeración usando CO₂ con una mejora, la cual es la inclusión de un intercambiador de calor (indicado con el número 12) conocido como intercambiador intermedio y que produce un incremento en el desempeño energético del ciclo. El sistema transcrítico consiste de un compresor (10) conectado en serie con un enfriador de gas (11), un intercambiador a contraflujo (12) y una válvula de estrangulamiento (13). La válvula puede ser reemplazada de manera opcional por un dispositivo de expansión. Un evaporador (14), un recipiente de líquido (16) conectado en la etapa de baja al intercambiador a contraflujo (12) y a la salida del evaporador en el punto (15).

El intercambiador a contraflujo no es absolutamente necesario para el funcionamiento del ciclo, sin embargo, el uso de este elemento mejora el rendimiento del ciclo. Para el regreso del aceite al cárter del compresor, una línea de líquido del recipiente (16) (mostrada con una línea punteada) es conectada a la línea de succión o antes del intercambiador a contraflujo (12), en (17) o (18), o en cualquier lugar entre estos puntos. El flujo del líquido, es decir, el refrigerante y aceite, es controlado por un adecuado dispositivo de restricción de flujo de líquido.¹⁵

¹⁵ BELMAN FLOREZ, J.M. y PÉREZ GARCÍA, V. CO₂ como refrigerante: del pasado al futuro. En: Acta Universitaria. Acta universitaria, marzo-abril, 2013, vol.23, nro. 2, p. 20. [01/04/2018]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/pdf/416/41627030003.pdf>

Figura 1. Ciclo transcrito con intercambiador intermedio de Gustav Lorentzen (esquema original), (Patente de invención No. ES 2 025 443, 1992).



Fuente: PATIÑO PEREZ, Jorge. (2013) "Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan CO₂ como refrigerante" (Tesis Doctoral) Universitat Jaume I. Castellón. Pág. 20

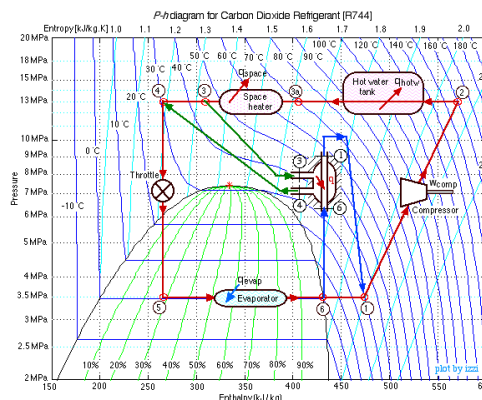
En cuanto al funcionamiento del ciclo expuesto por Lorentzen, el refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado y se comprime por encima de su presión crítica (Ver figura 1, punto a); luego se baja su temperatura en el intercambiador de calor principal (ver figura 1, punto b). después de ser subenfriado (ver figura 1, punto c), entra en el dispositivo de expansión donde su temperatura y presión descienden drásticamente debido al estrangulamiento (ver figura 1, punto d). Luego el refrigerante que entra al evaporador a temperatura baja se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El uso de un segundo enfriador (ver figura 1, punto 12) permite recalentar el gas saturado que sale del evaporador (ver figura 1, punto e). Es necesario colocar un depósito de líquido (ver figura 1, punto 16) para evitar que el refrigerante líquido se introduzca en el compresor. El ciclo se completa cuando el fluido frigorífico sale del depósito (ver figura 1, punto f) y entra nuevamente al compresor.

2.1.2.2 Características del dióxido de carbono como refrigerante. El dióxido de carbono (CO₂) también llamado anhídrido carbónico es un gas incoloro, denso y poco reactivo que se encuentra en grandes cantidades en la atmosfera y un rol importante en la vida del ser humano. Está constituido por dos átomos de oxígeno y uno de carbono mediante un par de enlaces dobles polares. Debido a su

geometría lineal y simétrica la molécula es apolar. “Desde el punto de vista de seguridad, el CO₂ es incombustible y de acción toxica ligera o nula. Por ello se considera como un fluido de alta seguridad según la instrucción MI IF 002 y 004 del *Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas*, y como un fluido de clase A1 según ASHRAE. Solamente en concentraciones superiores al 4% resulta peligroso con tiempos de exposición entre 30 y 60 minutos.”

Desde lo económico, el CO₂ como refrigerante es mucho más barato, ya que es abundante y es recuperado de la atmosfera. Ambientalmente, es un gas amigable con el ambiente, posee un ODP nulo con un GWP igual a la unidad. Una de las propiedades más relevantes del dióxido de carbono es su punto crítico, el cual tiene una presión $P_c = 73.77$ bar y una temperatura $T_c = 30.98^\circ\text{C}$, y obliga al sistema a trabajar a elevadas presiones. Dicha característica obliga que el diseño sea más hermético y resistente. En figura 2 se identifica el diagrama de presiones – entalpías dentro del rango utilizado por los sistemas frigoríficos en base de CO₂.

Figura 2. Diagrama P-h para CO₂ como refrigerante.



Fuente: OHIO.EDU, “Thermodynamic Properties of R744 (Carbon Dioxide - CO₂)” [En línea] [10/05/2018] Disponible en: https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/CO2

Una de las características del CO₂ como refrigerante es la presión de operación la cual es superior a todas las sustancias convencionales, aproximadamente diez veces mayor que la del amoníaco, R134a, R22, R404A y R12. Su desventaja es que

requiere equipos especiales para su manejo, sin embargo, de acuerdo con sus propiedades fisicoquímicas a altas presiones se convierte en un gas de alta densidad, esto hace que pueda conseguir mayor efecto refrigerante con poco flujo másico circulando en el sistema de compresión de vapor.

Belman y Pérez nos comentan sobre un factor importante que presentan las tuberías en los sistemas de refrigeración:

La corrosión en sistemas de refrigeración usando CO₂ es un factor para considerar, sobre todo cuando se utilizan tuberías de acero al carbono. Wu et al., (2004) realizaron un estudio demostrando la formación de una película sobre la pared de una tubería de acero al carbono a condiciones supercríticas, algunos otros investigadores (Chen & Jepson, 1999, Heuer & Stubbins 1999; Nesic, Postlethwaite & Olsen, 1996), han realizado estudios sobre corrosión a condiciones de presión por debajo del punto crítico encontrando de igual manera corrosión en tuberías.¹⁶

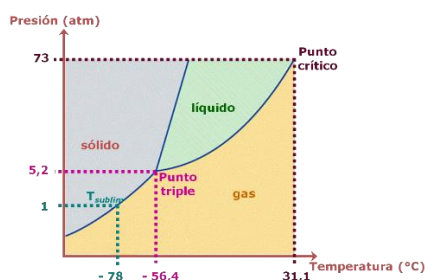
2.1.2.3 Ventajas y desventajas del CO₂ como refrigerante. El dióxido de carbono también conocido como refrigerante R744 en la industria posee propiedades termo-físicas y de transporte excelentes respecto de otros refrigerantes. A continuación, se exponen las ventajas y desventajas que tiene dicho fluido en un sistema de refrigeración.

- **Ventajas del CO₂ como refrigerante.** En la figura 3 se puede observar las tres propiedades más importantes del CO₂, en el diagrama de fases se encuentran indicadas como el punto crítico, punto triple y el punto de sublimación, ocurre a presión atmosférica y a una temperatura igual a -78,2°C.

¹⁶ Ibíd., p. 24

El punto crítico es la propiedad que más llama la atención del CO₂, ocurre a temperaturas fácilmente alcanzables a condiciones ambientales en muchos lugares cálidos. El hecho de que las condiciones de temperatura y presión crítica sean las que se muestran en el diagrama de fases del CO₂, hace que en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor el proceso de rechazo de calor al ambiente no implique una condensación del fluido de trabajo.

Figura 3. Diagrama de fases del CO₂.



Fuente: PUCP.EDU, “Cambios de estado-Diagramas de calentamiento-Diagrama de fases”. [En línea] [22/01/2020]. Disponible en: <http://corinto.pucp.edu.pe/quimicageneral/contenido/56-cambios-de-estado-diagramas-de-calentamiento-diagramas-de-fase.html>

- En la refrigeración por compresión de vapor es deseable tener al fluido de trabajo con una presión de entrada al compresor que sea igual o mayor que la atmosférica, de modo que el aire no se infiltre en el sistema, el CO₂ cumple con esta característica básica. En cuanto a la capacidad de calor volumétrica, lo que implica utilizar menor cantidad de masa de refrigerante que en cualquier otro sistema para conseguir el efecto de refrigeración deseado, superando en esto a todos sus competidores. Se debe señalar que después del amoníaco en cuestión ambiental es el segundo mejor¹⁷, sin embargo, el amoníaco es tóxico para el ser humano por lo que en materia de toxicidad el CO₂ es menos tóxico. Las propiedades termodinámicas de los fluidos son esenciales para el diseño de equipos, particularmente con respecto a los

¹⁷ ASHRAE Handbook. Op.cit. cap. 3.1

requerimientos energéticos, equilibrio de fases y determinación del tamaño de estos. En la región transcrítica, la entalpía y entropía disminuyen con la temperatura con cambios bruscos cerca del punto crítico. La presión influye en la entalpía y entropía por arriba de la temperatura crítica, mientras que su efecto es pequeño por debajo de ésta. La principal característica que condicionará el diseño de una instalación usando CO_2 son las elevadas presiones a las que opera el sistema. La densidad es otro factor importante en el CO_2 , puesto que a densidades altas se reduce el desplazamiento requerido por el compresor y el diámetro de las tuberías de conexión. El CO_2 presenta densidades altas a presiones de operación convencionales, por lo cual el uso de este refrigerante implica instalaciones con diámetros de tubería pequeños. La tensión superficial en los refrigerantes influye en la ebullición nucleada y en las características del flujo en dos fases. Un valor de tensión superficial bajo reduce el sobrecalentamiento requerido para la nucleación y crecimiento de burbujas de vapor, lo cual afectará la transferencia de calor de manera positiva. La tensión superficial del CO_2 es baja comparado con los otros refrigerantes con los que compite directamente, lo cual hace que este fluido sea considerado como adecuado en términos energéticos. Tiene un coeficiente de transferencia de calor entre 60% y 70% mayor a los refrigerantes convencionales, excepto el amoníaco. La capacidad volumétrica del CO_2 es 3 o 4 veces mayor que los demás refrigerantes. Por lo tanto, la cantidad de masa de refrigerante se reduce considerablemente, así como el tamaño del compresor, el de los equipos de intercambio de calor y la tubería, comparado con otros refrigerantes.

- **Desventajas del CO_2 como refrigerante.** De los refrigerantes más utilizados en la industria, solo el amoníaco es el menos pesado que el aire, lo que significa que en caso de fugas el amoníaco se desplaza hacia arriba quedando vulnerables las personas que se encuentren operando las instalaciones (solo en caso de que la fuga sea mayor y la cantidad de refrigerante sea excesiva). El

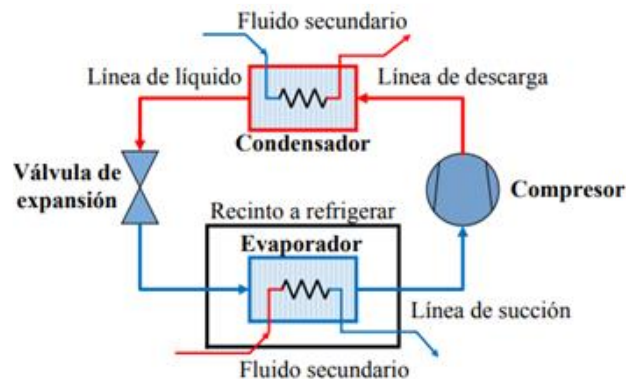
CO₂ no solamente es considerado como asfixiante, además es un agente narcótico y vasodilatador cerebral. El vasodilatador es la sustancia con la cual se relajan las paredes de los vasos sanguíneos y reduce la presión en la sangre. Si el porcentaje de CO₂ es mayor en el aire de una habitación, entonces los glóbulos rojos se saturan con CO₂ y pierden la habilidad de intercambiar CO₂ por oxígeno fresco. El porcentaje del CO₂ en el aire es de 0.036%, si la concentración va por encima del 3% sobre el volumen, entonces esta causa hiperventilación, al 5% causa narcosis y al 10% causa que la persona entre en coma. Sin embargo, la industria presenta avances tecnológicos en materia de seguridad con refrigerantes más pesados que el aire e inclusive tóxicos. Es claro que el CO₂, como cualquier otro refrigerante, no es una sustancia ideal para ser considerada en refrigeración debido a que todos sus factores no son positivos, sin embargo, desde el punto de vista ambiental presenta una opción latente que puede ser considerada para su utilización.

2.1.2.4 Sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa.¹⁸ Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor utilizan un ciclo termodinámico cerrado que tiene como objetivo extraer energía en forma de calor del depósito a enfriar y expulsarla en otro depósito que suele ser el ambiente. En la Figura 5 se puede observar el esquema general de un sistema de refrigeración en una etapa, compuesto por cuatro elementos: Evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Se utilizan fluidos, generalmente llamados refrigerantes, el cual tiene propiedades termodinámicas que permiten la absorción de energía en el evaporador y el rechazo de esta en el condensador.

¹⁸ ALFONSO ALFAYA, José E. (2014) "Modelado y control multivariable de un sistema de refrigeración por compresión de vapor" (Tesis Maestría) Universidad de Sevilla. Sevilla. [En línea] [14/09/2018] Disponible en: http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70561/fichero/TFM_ALONSO_ALFAYA.pdf

En la figura 2 se muestra el diagrama P-h, donde se observa el proceso ideal del ciclo termodinámico. En el cual se aprecia los principales intercambios energéticos de cada dispositivo del ciclo.

Figura 4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor en una sola etapa.



Fuente: ALFONSO ALFAYA, José E. (2014) "Modelado y control multivariable de un sistema de refrigeración por compresión de vapor" (Tesis Maestría) Universidad de Sevilla. Sevilla. [En línea] [14/09/2018] Disponible en: http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70561/fichero/TFM_ALONSO_ALFAYA.pdf

El funcionamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se inicia en el compresor (punto 1), el fluido entra en estado gaseoso a una presión y temperatura baja, aumentando considerablemente la presión y la temperatura durante su paso por él. En seguida el refrigerante entra en el condensador (punto 2), donde cede la energía termodinámica hacia los alrededores. Como consecuencia de la pérdida de calor se produce la condensación del fluido. Luego, entra en estado líquido a la válvula de expansión (punto 4) provocando una disminución de la temperatura y la presión transformando de estado líquido a estado bifásico el refrigerante. Por último, el fluido entra en el evaporador (punto 5) a una temperatura menor que la del recinto a enfriar. Por lo tanto, el refrigerante absorbe la diferencia de energía existente y se transforma a estado gaseoso dirigiéndose nuevamente a la entrada del compresor (vuelta al punto 1).

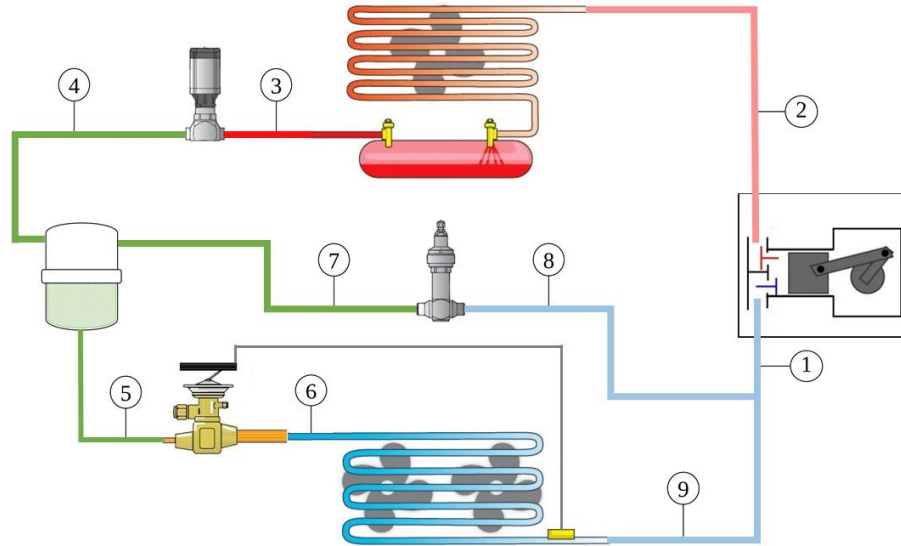
2.1.2.5 Aplicaciones del CO₂ en el mundo. El CO₂ tiene diversas aplicaciones, una de ellas es en la refrigeración. En este campo se puede considerar la refrigeración industrial, empleándose en diversos procesos de extracción de calor en la industria láctea, de refrescos, entre otras (donde empresas como Nestlé, Coca-Cola, Mc-Donalds y Univer se hacen presentes), la refrigeración automotriz donde su aplicación es en la climatización del automóvil; la refrigeración en supermercados para vegetales o productos que necesiten estar a cierta temperatura y la producción de frío empleada en actividades recreativas como el patinaje sobre hielo. A medida que la tecnología avanza se encuentran instalaciones más compactas que operan con CO₂ que las que se empleaban hace unas cuantas décadas. Hoy en día, la tecnología ha avanzado tanto que, es posible tener sistemas de refrigeración por compresión de vapor que operan con CO₂ en automóviles. Debido a sus propiedades termodinámicas, en los pasados Juegos Olímpicos de Beijín 2008, el CO₂ fue elegido para ser utilizado como fluido refrigerante en el sistema de acondicionamiento de 1 000 autobuses. En este ámbito, en Alemania, en junio de 2009 la compañía de transporte Berliner Verkehrsbetriebe (BVG) puso en operación el sistema de calefacción de siete autobuses en la ciudad de Berlín que utilizan CO₂ como fluido refrigerante. En climatización, el uso del CO₂ es todavía más extenso debido a que en esta área, este compuesto sí que es altamente competitivo e incluso, mejor que cualquiera de sus competidores debido a sus excelentes propiedades de transferencia de calor. Bombas de calor son el principal enfoque que ha tenido la tecnología basada en CO₂. El uso del CO₂ en estado transcrítico no solo está restringido a refrigeración industrial o comercial, también se utiliza en la industria alimenticia en la extracción de aceites en bio-materiales tales como hierbas, plantas naturales como leguminosas, nueces y palmas entre otros. También es utilizado como disolvente para el procesamiento de polímeros fundidos, formación de composites y espuma micro-celular.

3. METODOLOGÍA

Para el modelado y simulación del sistema de refrigeración se realizó una investigación detallada, con enfoque cuantitativo (numérico) y apoyada en fuentes secundarias de información, se presentan las técnicas de: recolección de información y análisis de la información presentes en los anexos A y B, incluidos y detallados en la serie de etapas que se deberán desarrollar para obtener una serie de correlaciones matemáticas que proporcionan el comportamiento del sistema, con tecnología de enfriamiento que utiliza CO₂. A continuación, en la figura 5 se presenta el esquema de un sistema térmico de refrigeración por compresión de vapor de una etapa el cual se compone de un condensador, un evaporador, un compresor y dispositivos de expansión; este sistema es utilizado por Danfoss¹⁹ para evaluar el comportamiento térmico del ciclo transcrito con base de dióxido de carbono en sus equipos de refrigeración.

¹⁹ DANFOSS. Food retail CO₂ refrigeration systems designing subcritical and transcritical CO₂ systems and selecting suitable Danfoss components. En: CO₂ in food retail [02/04/2018]. Disponible en:
http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCEPAR1A102_The%20Food%20Retail%20CO2%20application%20handbook_DILA.pdf

Figura 5. Sistema Transcrítico Media Temperatura en una etapa a base de dióxido de carbono.

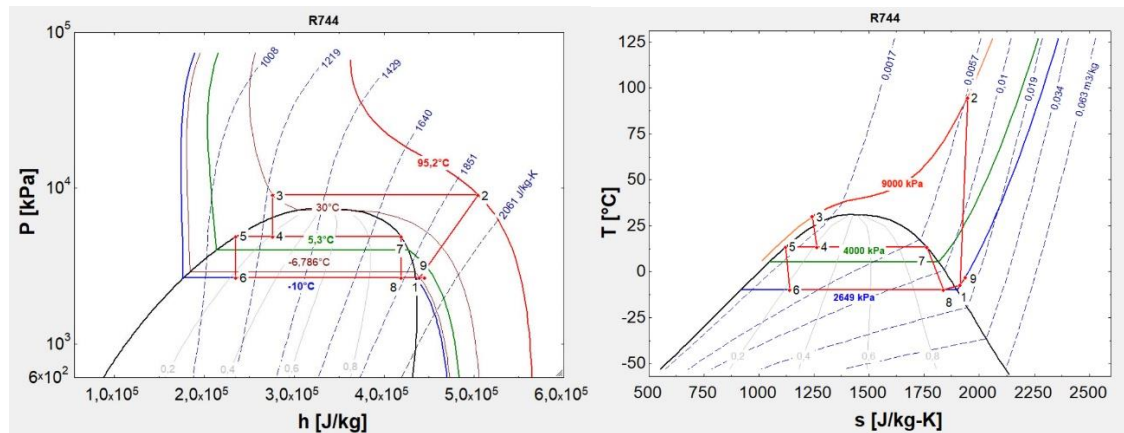


La figura 6 representa los diagramas de flujo $p-v$ y $T-s$ del ciclo de refrigeración de media temperatura con sus respectivas etapas transcríticas y subcríticas. Teniendo en cuenta los parámetros de un sistema de refrigeración se establecen las condiciones de operación del sistema:

- La temperatura ambiente a la cual estará trabajando el sistema, a su vez se debe tener presente la capacidad de condensación del refrigerante (CO_2).
- La presión de trabajo en el *gas-cooler*; depende de la temperatura ambiente.
- La cantidad de calor que se extrae de la fuente fría, es decir, la potencia frigorífica demandada.
- La temperatura de trabajo del evaporador con la cual se determina la presión de trabajo del evaporador.
- El recalentamiento útil del evaporador incrementa el salto entálpico en el dispositivo (este valor se maneja constantes debido a que son controlados por un dispositivo electrónico).

- El recalentamiento no útil en las líneas de aspiración del compresor (este valor se maneja constantes debido a que son controlados por un dispositivo electrónico).

Figura 6. Diagramas p-h y T-s para un ciclo por compresión de vapor en una sola etapa para un sistema con dióxido de carbono.



El modelado de los componentes se describe detalladamente en las siguientes secciones.

3.1 MODELADO COMPRESOR

El compresor es el componente que se encarga de recibir el vapor a baja presión y comprimirlo, produciendo un aumento considerable en la temperatura y la presión del vapor. En la figura 7, muestra el análisis termodinámico y de transferencia de calor realizado en este dispositivo. Se selecciona y modela un compresor de pistones semi-hermético para CO₂ de alta potencia marca Bitzer modelo 6DTE-50K capaz de trabajar a presiones desde 75 hasta 100 [bar]. Se utiliza la ecuación polinómica dada por la norma AHRI Standard 570²⁰ la cual describe la configuración

²⁰ AIR-CONDITIONING, HEATING, & REFRIGERATION INSTITUTE. 2012 Standard for performance rating of positive displacement carbon dioxide refrigerant compressors and compressor units.

del compresor a través de coeficientes proporcionados por el fabricante nombrados en la ecuación 5.1 con el fin de obtener propiedades como la potencia de entrada (W_{real} [W]) y el caudal másico del refrigerante ($\dot{m}_{\text{ref}}$ [kg/s]). La ecuación polinómica de tercer grado contiene diez coeficientes en forma de:

$$y = C_1 + C_2 * T_{ev} + C_3 * P_{HP} + C_4 * T_{ev}^2 + C_5 * T_{ev} * P_{HP} + C_6 * P_{HP}^2 + C_7 * T_{ev}^3 + C_8 * P_{HP} * T_{ev}^2 + C_9 * T_{ev} * P_{HP}^2 + C_{10} * P_{HP}^3 \quad (5.1)$$

Donde:

C_1 hasta C_{10} = Coeficientes de regresión proporcionados por el fabricante, ver anexo C.

T_{ev} = Temperatura de evaporación, °C.

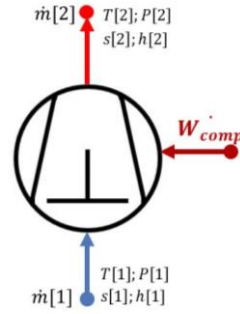
Y = Potencia absorbida, W, y caudal másico, kg/s.

P_{HP} = Alta presión óptima, bar.

En la ecuación 5.2 muestra una ecuación²¹ que describe la presión óptima (presión alta) del sistema en función de la temperatura de salida del *gas-cooler*:

²¹ RAMOS TEJADO, Rosalía. Análisis comparativo de compresores transcríticos para CO₂ [En línea]. Trabajo fin de grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales. Universidad de Sevilla. Departamento Ingeniería Energética. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. 2016. 32 p. [23/01/2020]. Disponible en: <https://idus.us.es/xmlui/bitstream/handle/11441/49940/TFG%20Rosal%20Ada%20Ramos.pdf?sequence=2&isAllowed=y>

Figura 7. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del compresor.



$$P_{HP}(bar) = 1 + 2.44 * T_{sal_{gc}}(^{\circ}C) \quad (5.2)$$

Luego, teniendo en cuenta que el *gas-cooler* maneja aire a temperatura ambiente, se considera que la temperatura del refrigerante a la salida de este dispositivo sea aproximadamente igual a la temperatura ambiente incrementada un diferencial de temperatura igual 5 [°C] como se muestra en la siguiente ecuación:

$$T_{sal_{gc}} = T_{amb} + \Delta T(^{\circ}C) \quad (5.3)$$

El modelo del compresor se obtiene a partir de un análisis termodinámico correspondiente a este equipo teniendo en cuenta los parámetros de entrada $P[1]$ (presión de baja), $P[2]$ (presión de alta), W_{real} y $\dot{m}_{ref}$, las propiedades termodinámicas del dióxido de carbono, ver Anexo D y las leyes de transferencia de calor considerando el comportamiento del dispositivo en estado estable. Las condiciones de entrada en este dispositivo se pueden determinar a partir de un balance de energía en el punto 1 como se puede ver en la figura 5, se tiene en cuenta que entre el punto 1 y el punto 8 se presenta un proceso isobárico, luego:

$$P[1] = P[8] \quad (5.4)$$

El vapor que sale del evaporador ($m[9]$) se mezcla con el vapor de la salida ($m[8]$) de la segunda válvula ($v2$) y esta mezcla es aspirada por el compresor ($m[1]$), este proceso se efectúa en un nodo el cual llamaremos cámara de mezclado:

$$m[8] * h[8] + m[9] * h[9] = m[1] * h[1] \quad (5.5)$$

La masa $m[1]$ es igual al caudal másico de refrigerante (m_{ref}) calculado con la ecuación 5.1 donde los coeficientes $Cvol_1$ hasta $Cvol_{10}$ se pueden apreciar en el anexo C, sustituyendo estos coeficientes se obtiene la ecuación 5.6:

$$\begin{aligned} m_{ref} = & (Cvol_1 + Cvol_2 * T_{ev} + Cvol_3 * P_{hP} + Cvol_4 * T_{ev}^2 + Cvol_5 * T_{ev} \\ & * P_{hP} + Cvol_6 * P_{hP}^2 + Cvol_7 * T_{ev}^3 + Cvol_8 * P_{hP} * T_{ev}^2 \\ & + Cvol_9 * T_{ev} * P_{hP}^2 + Cvol_{10} * P_{hP}^3) \left[\frac{kg}{h} \right] \end{aligned} \quad (5.6)$$

De igual manera con la ecuación 5.1 se determina el trabajo real de compresión (W_{real}) a la entrada de este equipo donde las constantes Cw_1 hasta Cw_{10} se pueden observar en el anexo C, luego, sustituyendo estos coeficientes se obtiene la ecuación 5.7:

$$\begin{aligned} W_{real} = & (Cw_1 + Cw_2 * T_{ev} + Cw_3 * P_{hP} + Cw_4 * T_{ev}^2 + Cw_5 * T_{ev} * P_{hP} + \\ & Cw_6 * P_{hP}^2 + Cw_7 * T_{ev}^3 + Cw_8 * P_{hP} * T_{ev}^2 + Cw_9 * T_{ev} * P_{hP}^2 + Cw_{10} * \\ & P_{hP}^3) [W] \end{aligned} \quad (5.7)$$

El trabajo ideal de compresión (W_{ID}) se calcula definiendo una entropía constante a lo largo del compresor, también se determina la eficiencia isentrópica (η_{comp}) en el compresor expresada como una relación entre la potencia ideal y la potencia real:

$$m[1] = m[2] \quad (5.8)$$

$$W_{real} = m[1] * (h[2] - h[1]) \quad (5.9)$$

$$W_{ID} = m[1] * (h_{ID}[2] - h[1]) \quad (5.10)$$

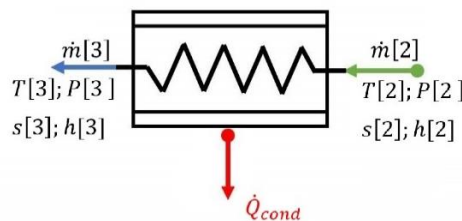
$$\eta_{comp} = \frac{h_{ID}[2] - h[1]}{h[2] - h[1]} \quad (5.11)$$

Donde se obtienen las condiciones a la salida de este dispositivo como la temperatura $T[2]$, el caudal másico de refrigerante $m[2]$, la entalpía $h[2]$ y la entalpía $h_{ID}[2]$ la cual hace referencia al comportamiento ideal isoentrópico.

3.2 MODELADO CONDENSADOR (GAS COOLER)

Es el sumidero del ciclo térmico donde la energía de compresión se disipa a través de la superficie de un intercambiador de calor; a medida que el fluido refrigerante transita al intercambiador, el vapor del refrigerante se enfría (su entalpía y densidad descienden) y cambia de fase sin que suceda transferencia de calor por condensación. El gas-cooler es el componente de un sistema de refrigeración transcritical que toma el mismo lugar del condensador en un sistema de refrigeración convencional²². En la figura 8 se muestra el esquema simplificado sobre el análisis termodinámico realizado en este dispositivo.

Figura 8. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del gas-cooler.



²² DANFOSS, Op. cit., p. 6.

3.2.1 Análisis transferencia de calor. Al ser un ciclo transcrítico de refrigeración, la carga térmica total que entrega el *gas-cooler* al ambiente es la suma de la transferencia de calor de cada una de las zonas donde su estado es conocido: vapor supercrítico y fase líquida; ambos deben ser analizados por aparte, pero sus valores deben ser proporcionales como se muestra en la figura 9:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{Q}_{liq} + \dot{Q}_{vs} \quad (5.12)$$

$$F_{liq} = 1 - F_{vs} \quad (5.13)$$

Donde, F_{liq} y F_{vs} son los factores de proporcionalidad referentes a la zona de líquido subenfriado y vapor supercrítico respectivamente.

La transferencia de calor en la zona de estado líquido se puede calcular conociendo que (en estado estable) la carga térmica en el aire por su factor de proporcionalidad es idéntica al ritmo de transferencia de calor en el refrigerante desde la temperatura crítica hasta la temperatura de salida del *gas-cooler*, así como se describe a continuación:

$$\dot{Q}_{liq} = \dot{m}_{air_{gc}} * C_{air_{gc}} * F_{liq} * (T_{air_{out_{liq}}} - T_{air_{in}}) \quad (5.14)$$

$$\dot{Q}_{liq} = \dot{m}[2] * C_{ref_{liq}} * (T_{int} - T[3]) \quad (5.15)$$

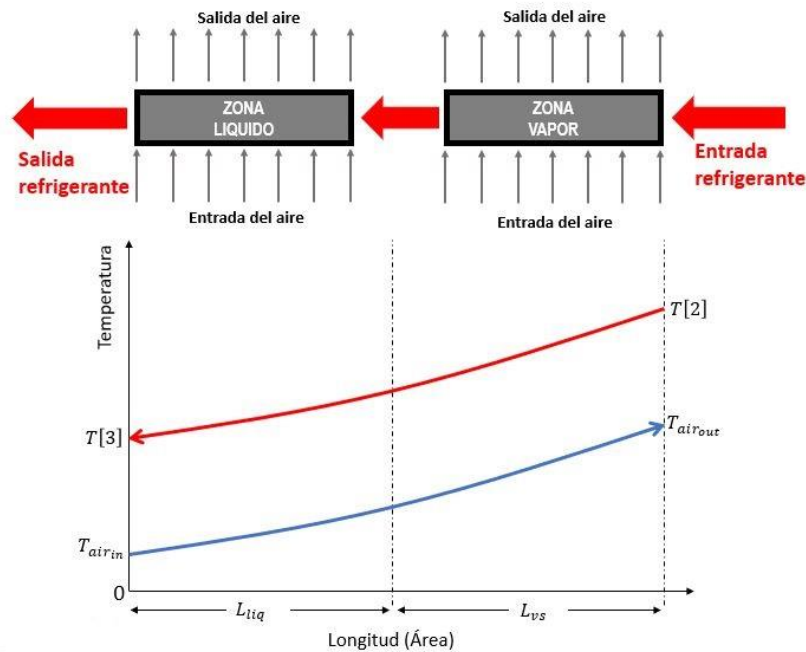
De manera análoga se puede analizar la zona de vapor supercrítico:

$$\dot{Q}_{vs} = \dot{m}_{air_{gc}} * C_{air_{gc}} * F_{vs} * (T_{air_{out_{vs}}} - T_{air_{in}}) \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{vs} = \dot{m}[2] * C_{ref_{vs}} * (T[2] - T_{int}) \quad (5.17)$$

Para profundizar en la geometría del *gas-cooler* se debe conocer la relación del coeficiente global de transferencia de calor; ésta es hallada mediante el método de la Efectividad-NTU. NTU o número de unidades de transferencia corresponde a la razón entre la capacitancia global y la capacitancia mínima del intercambiador de calor.

Figura 9. Principio modelado *gas-cooler* – Diferencia de temperaturas con la existencia de dos zonas.



El primer paso es conocer la capacitancia mínima entre los fluidos que están intercambiando calor.

- Cálculo de capacitancias en la zona de líquido:

–

$$C_{refliq} = \frac{h_{int} - h[3]}{T_{int} - T[3]} \quad (5.18)$$

$$\dot{C}_{refliq} = \dot{m}[2] * C_{refliq} \quad (5.19)$$

$$\dot{C}_{air_{liq}} = \dot{m}_{air_{gc}} * C_{air_{gc}} * F_{liq} \quad (5.20)$$

–

– Cálculo de capacitancias en la zona de vapor supercrítico:

$$C_{ref_{vs}} = \frac{h[2] - h_{int}}{T[2] - T_{int}} \quad (5.21)$$

$$\dot{C}_{ref_{vs}} = \dot{m}[2] * C_{ref_{vs}} \quad (5.22)$$

$$\dot{C}_{air_{vs}} = \dot{m}_{air_{gc}} * C_{air_{gc}} * F_{vs} \quad (5.23)$$

En cada zona del *gas-cooler* deben conocerse los siguientes valores:

$$\dot{C}_{min} = \text{Valor min entre } (\dot{C}_{ref}; \dot{C}_{air}) \quad (5.24)$$

$$C_R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad (5.25)$$

El producto entre la capacitancia mínima y la diferencia máxima de temperatura entre los fluidos que intercambian calor es igual a la máxima transferencia de calor posible en cada zona del *gas-cooler*:

$$q_{max_{liq}} = \dot{C}_{min_{liq}} * (T_{int} - T_{in_{Air_{cond}}}) \quad (5.26)$$

$$q_{max_{vs}} = \dot{C}_{min_{vs}} * (T[2] - T_{in_{Air_{cond}}}) \quad (5.27)$$

De esta manera se calculan los parámetros que se necesitan para conocer el valor del NTU:

$$\epsilon = \frac{Q}{q_{max}} \quad (5.28)$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (5.29)$$

El valor del NTU (número de unidades de transferencia) en función de ϵ (efectividad) se halla a partir de derivaciones experimentales hechas en las configuraciones más comunes de los intercambiadores de calor, estas gráficas o expresiones algebraicas están disponibles en Kays&London 1984²³. La configuración de flujo dentro del *gas-cooler* corresponde a flujo cruzado con un fluido sin mezclar, si el fluido sin mezclar corresponde al fluido con menor capacitancia térmica, la configuración adecuada para calcular NTU corresponde a la ecuación (5.30) de lo contrario se debe utilizar la ecuación (5.31), de la siguiente manera:

$$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1-\epsilon * C_R)}{C_R} \right] \quad (5.30)$$

$$NTU = -\frac{\ln[C_R * \ln(1 - \epsilon) + 1]}{C_R} \quad (5.31)$$

Para calcular el área total del *gas-cooler* se debe hacer uso de la definición del coeficiente global de transferencia de calor:

$$(UA)_{gc} = (UA)_{vs} + (UA)_{liq} \quad (5.32)$$

$$UA_{vs} = \frac{1}{(R_{vs})} \quad (5.33)$$

$$UA_{liq} = \frac{1}{(R_{liq})} \quad (5.34)$$

El inverso de la resistencia térmica total es igual al coeficiente global de transferencia de calor e involucran todas las dimensiones superficiales donde tiene lugar la transferencia de calor, de la siguiente manera:

– Zona de vapor supercrítico:

$$R_{vs} = R_{air_{vs}} + R_{ref_{vs}} \quad (5.35)$$

²³ KAYS, William y LONDON, Alexander. Compact heat exchangers. 3 ed. New York. McGraw Hill. 1984. ISBN 1575240602, 9781575240602.

$$R_{refvs} = \frac{1}{\bar{h}_{refvs} * \pi * D_{in} * L_{vs}} \quad (5.36)$$

$$R_{airgc} = \frac{1}{\bar{h}_{airgc} * A_{totgc} * \eta_{ogc}} \quad (5.37)$$

$$R_{airvs} = \frac{R_{airgc}}{F_{vs}} \quad (5.38)$$

—

— Zona de líquido subenfriado:

—

$$R_{liq} = R_{airliq} + R_{refliq} \quad (5.39)$$

$$R_{refvs} = \frac{1}{\bar{h}_{refliq} * \pi * D_{in} * L_{liq}} \quad (5.40)$$

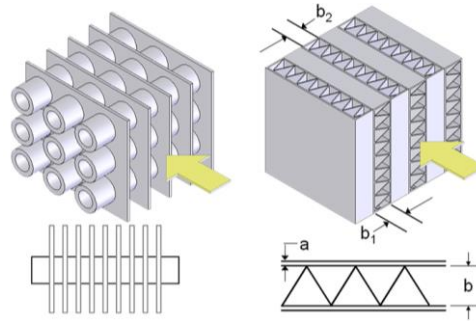
$$R_{airliq} = \frac{R_{airgc}}{F_{liq}} \quad (5.41)$$

—

3.2.2 Análisis de transferencia de calor lado aire. Las superficies de transferencia de calor en el lado del aire más comunes para intercambiadores de calor de flujos cruzados se pueden observar en la figura 10, pueden ser tuburales con aletas o placas con aletas; los fluidos se mueven perpendicularmente entre sí, y pueden ser mezclados o sin mezclar. El arreglo de tubos seleccionado para la geometría del intercambiador es un arreglo en trebosillo como se muestra en la figura 11. Los valores dados en la figura 11 para los tubos circulares aleteados con superficie $8.0-3/8T^{24}$ se basan en una curva de mejor ajuste a los datos experimentales en función del número de Reynolds. El siguiente sistema de ecuaciones hace uso de estos valores para obtener el área total del aire (A_{tot}) y el coeficiente de transferencia de calor en lado aire ($\dot{h}_{air}$):

²⁴ KAYS, William y LONDON, Alexander., Op. cit., p.270.

Figura 10. (Izquierda) Tubulares con aletas, (derecha) Placas con aletas. Las flechas amarillas designan la dirección del flujo de aire.



Fuente: Sin autor. Types [Imagen]. Compact Heat Exchangers Library. Engineering Equation Solver. [Consultado: 27 de enero de 2020]. Disponible en: http://fchart.com/ees/heat_transfer_library/compact_hx/hs100.htm

En el *gas-cooler* se obtiene:

$$L_{tubo_{gc}} = N_{tubos} * W_{gc} \quad (5.42)$$

$$A_{finned_{tot_{gc}}} = \frac{2 * W_{gc}}{P_{fin}} * \left(H * L - N_{tubos} * \frac{\pi * D_{ex}^2}{4} \right) \quad (5.43)$$

$$A_{unfinned_{gc}} = \pi * D_{ext} * L_{tubo_{gc}} * \left(1 - (fin_{thk} * fin_{pitch}) \right) \quad (5.44)$$

$$A_{tot_{gc}} = A_{finned_{tot_{gc}}} + A_{unfinned_{gc}} \quad (5.45)$$

La eficiencia general de la superficie se determina calculando la eficiencia de las aletas planas teniendo en cuenta que el material utilizado en los intercambiadores de CO₂ son de aluminio (y otros aditivos):

$$k_{fin_{gc}} = \text{Conductividad}('Aluminio'; \bar{T}_{air_{gc}}) \quad (5.46)$$

$$\bar{T}_{air_{gc}} = \frac{(T[6] + T_{air_{in}})}{2} \quad (5.47)$$

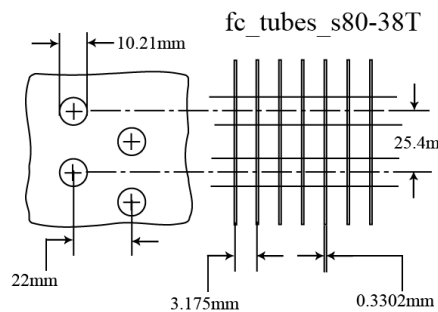
La eficiencia de la aleta se calcula en función del parámetro m y la longitud de la aleta L , el siguiente sistema de ecuaciones se obtiene a partir del anexo F y la configuración de la aleta:

$$\eta_{fin} = f(m * L) \quad (5.48)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 * h_{air}}{k_{fin} * th}} \quad (5.49)$$

$$\eta_{ogc} = 1 - (A_{fin \setminus A}) * (1 - \eta_{fin_{gc}}) \quad (5.50)$$

Figura 11. Geometría arreglo de tubos para intercambiador de calor.



Fuente: Sin autor. Types [Imagen]. Compact Heat Exchangers Library. Engineering Equation Solver. [Consultado: 27 de enero de 2020]. Disponible en: http://fchart.com/ees/heat_transfer_library/compact_hx/hs100.htm

3.3 MODELADO DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

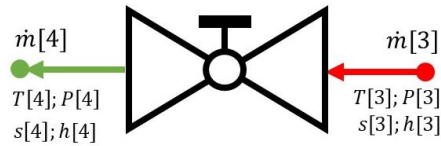
Las válvulas de expansión son componentes que se encargan de estrangular el refrigerante provocando una disminución en la temperatura y la presión, estos dispositivos se comportan isoentálpicamente, es decir, que la entalpía permanece constante durante el proceso.

3.3.1 Válvula reguladora de presión. En la figura 12, se muestra el esquema simplificado de una válvula reguladora de presión la cual se encuentra situada entre el *gas-cooler* y el receptor de líquidos, este primer elemento se encarga de depurar el régimen transcrítico al régimen subcrítico. La entalpía a la entrada de la válvula es:

$$h[4] = h[3] \quad (5.51)$$

$$h[4] = f(T[4]; P[4]) \quad (5.52)$$

Figura 12. Esquema simplificado propiedades termodinámicas de la válvula 1



Este dispositivo tiene como fin enfriar el gas transcrítico que sale del *gas-cooler* manteniendo una temperatura óptima, trabajando a una presión alta $P[3]$ hasta llegar a una presión intermedia $P[4]$, esta diferencia de presiones está definida por el diseño de esta, las ecuaciones empleadas son las siguientes:

$$m[3] = k_{v1} * \sqrt{\rho_{v1} * (P[3] - P[4])} \quad (5.53)$$

$$\rho_{v1} = f(T[3]; P[3]) \quad (5.54)$$

Donde, k_{v1} es un parámetro físico de la válvula, este valor es utilizado para la caracterización del dispositivo y $P[4]$ es igual a la presión intermedia del sistema.

3.3.2 Acumulador de líquido. El receptor de líquido tiene como función asegurar que la línea de refrigerante líquido quede libre de gas, en la figura 13 se puede observar el esquema simplificado de las propiedades termodinámicas del equipo.

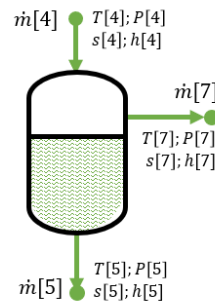
Por un lado, circula líquido subenfriado y por otro refrigerante en estado vapor hacia una segunda válvula controlada por la presión del receptor a una presión intermedia $P[4]$, teniendo en cuenta lo anterior se realiza un balance de masas en este punto para obtener la cantidad de masa líquido y masa vapor que se transportará por el sistema.

$$m[4] = m[3] \quad (5.55)$$

$$m[5] = (1 - x[4]) * m[4] \quad (5.56)$$

$$m[7] = x[4] * m[4] \quad (5.57)$$

Figura 13. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del receptor de líquido.



Los puntos $P[4]$, $P[5]$ y $P[7]$ se encuentran a la misma presión intermedia dada por el acumulador, las propiedades como temperatura, entropía, entalpía pertenecientes a este elemento se pueden ver en el anexo D.

3.3.3 Válvula presostática. En la figura 14 se observa el esquema de propiedades termodinámicas perteneciente a la válvula presostática (v2) la cual tiene un comportamiento isoentálpico y a su vez un sistema de control electrónico para la presión, se resalta el hecho que solo se tiene en cuenta la parte mecánica del elemento, luego:

$$h[7] = h[8] \quad (5.58)$$

$$h[7] = f(x = 1; p = P[7]) \quad (5.59)$$

$$m[7] = x[4] * m[4] \quad (5.60)$$

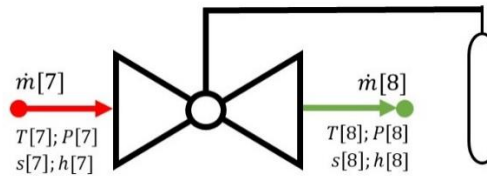
Este componente trabaja a una diferencia de presión fijada por el diseño según las siguientes ecuaciones:

$$m[7] = k_{v2} * \sqrt{\rho_{v2} * (P[7] - P[8])} \quad (5.61)$$

$$\rho_{v2} = f(P = P[7]; x = 1) \quad (5.62)$$

Donde, k_{v2} es un parámetro físico de la válvula, este valor es utilizado para la caracterización del dispositivo y $P[7]$ es igual a la presión intermedia del sistema.

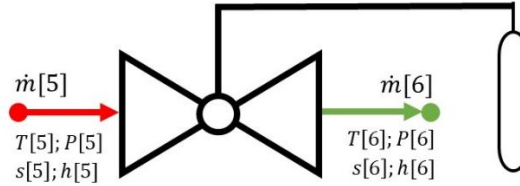
Figura 14. Esquema simplificado propiedades termodinámicas válvula presostática.



3.3.4 Válvula termostática. El líquido subenfriado que sale del receptor se dirige hacia el evaporador, antes pasa a través de una válvula termostática (v3) apta para transportar dióxido de carbono; este elemento contiene un sistema de control electrónico estándar con el fin de reducir la presión y la temperatura de líquido refrigerante, regular la cantidad de refrigerante que entra al evaporador según la demanda de la carga térmica, y asegurar la existencia de un recalentamiento para evitar la llegada de líquido al compresor. En la figura 15 se muestra el esquema de

las propiedades termodinámicas de este dispositivo teniendo en cuenta que solo se analizará el comportamiento mecánico de este.

Figura 15. Esquema simplificado propiedades termodinámicas válvula termostática.



Luego, se considera el proceso de expansión isoentálpico.

$$h[5] = h[6] \quad (5.63)$$

Este componente trabaja a una diferencia de presión fijada por el diseño según las siguientes ecuaciones:

$$m[5] = k_{v3} * \sqrt{(\rho_{VET} * (P[5] - P[6]))} \quad (5.64)$$

$$\rho_{VET} = f(P = P[5]; x = 0) \quad (5.65)$$

Donde, k_{v3} es un parámetro físico de la válvula, este valor es utilizado para la caracterización del dispositivo y $P[5]$ es igual a la presión intermedia del sistema.

Por lo tanto, el grado de recalentamiento útil a la salida del evaporador se indica como:

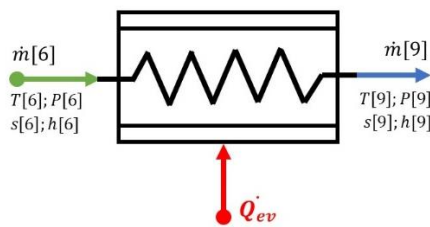
$$RC = T[9] - T_{sat[9]} \quad (5.66)$$

Para asegurar un funcionamiento estable de este elemento y el evaporador, la capacidad térmica de la válvula debe ser menor o igual a la capacidad térmica del evaporador.

3.4 MODELDADO EVAPORADOR

El evaporador es un intercambiador de calor encargado de absorber la carga térmica sensible del aire en el ambiente de refrigeración mediante el cambio de fase del refrigerante, este fenómeno es denominado evaporización (de ahí el nombre del dispositivo). Sirviéndose de un área superficial y una distribución másica adecuados el evaporador de flujo mezclado es capaz de transferir el calor suficiente para que el refrigerante que entró en estado bifásico al evaporador, entre en estado gaseoso al compresor de manera cíclica. En la figura 16 se observa el esquema simplificado sobre el análisis termodinámico realizado en este dispositivo, el valor de estas propiedades se puede apreciar en el anexo D.

Figura 16. Esquema simplificado propiedades termodinámicas del evaporador.



3.4.1 Análisis de transferencia de calor. El evaporador es modelado como se indica en la figura 17, es decir, se considera las dos zonas presentes de acuerdo con el cambio de fases que presenta el refrigerante. En este caso, existen dos zonas: una monofásica y otra bifásica, las cuales se encuentran en flujo cruzado

con el flujo del aire. El dióxido de carbono inicialmente entra en cambio de fase donde su entalpía $h[6]$ está en función de la calidad de mezcla $x[6]$, es decir, la mezcla se encuentra entre la fase de líquido y vapor saturado.

$$h[6] = f(T = T[6]; x = x[6]) \quad (5.67)$$

Se realiza el balance de energía para cada zona como se indica a continuación, determinando la carga térmica total del dispositivo como la suma de la carga de cada zona; el área de las zonas debe ser proporcional entre ellas, por lo tanto, se define un factor de relación entre dichas áreas:

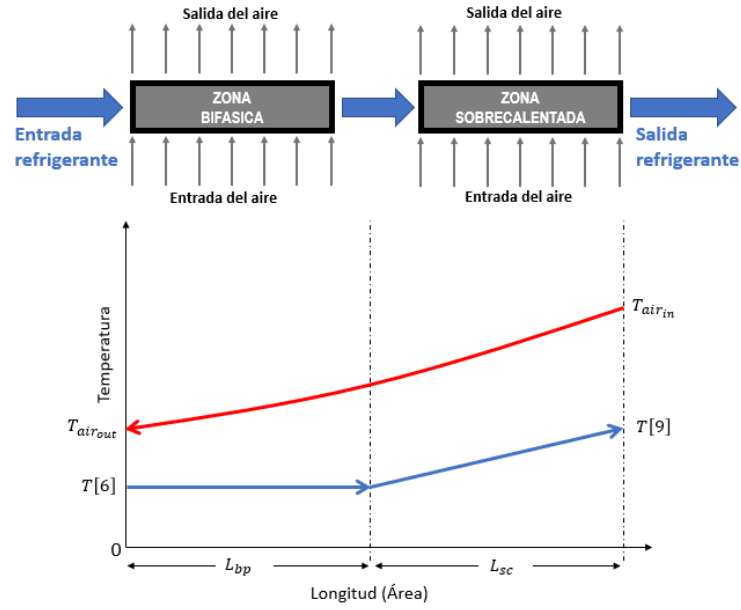
$$F_{bp} = 1 - F_{sc} \quad (5.68)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{bp} + \dot{Q}_{sc} \quad (5.69)$$

Donde, F_{bp} y F_{sc} son los factores de proporcionalidad referentes a la zona bifásica y vapor sobrecalentado respectivamente.

Teniendo en cuenta la primera ley de la termodinámica la tasa de transferencia de calor entre el fluido caliente es igual a la tasa de transferencia de calor del fluido frío, en este caso, se aplica la primera ley para cada zona como se muestra a continuación:

Figura 17. Principio modelado evaporador – Diferencia de temperaturas con la existencia de dos zonas.



– Zona bifásica:

–

$$\dot{Q}_{bp} = \dot{m}[6] * (h_{sat}[9] - h[6]) \quad (5.70)$$

$$\dot{Q}_{bp} = \dot{m}_{air_{ev}} * C_{air_{ev}} * F_{sc} * (T_{air_{in}} - T_{air_{out_{bp}}}) \quad (5.71)$$

– Zona sobrecalentada:

–

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}[6] * C_{ref_{sc}} * (T[9] - T_{sat}[9]) \quad (5.72)$$

$$C_{ref_{sc}} = \frac{h[9] - h_{sat}[9]}{T[9] - T_{sat}[9]} \quad (5.73)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{air_{ev}} * C_{air_{ev}} * F_{sc} * (T_{air_{in}} - T_{air_{out_{sc}}}) \quad (5.74)$$

A partir del método de la Efectividad-NTU presentado por Kays&London 1984²⁵ se parametriza la efectividad de la transferencia de calor como se muestra en las ecuaciones 5.30 y 5.31; se aplica el mismo parámetro adimensional para cada zona:

– Zona bifásica:

–

$$\varepsilon_{bp} = \frac{\dot{Q}_{bp}}{\dot{Q}_{max_{bp}}} \quad (5.75)$$

$$\dot{Q}_{max_{bp}} = \dot{m}_{air_{ev}} * C_{air_{ev}} * F_{sc} * (T[6] - T_{air_{in}}) \quad (5.76)$$

Durante un proceso de cambio de fase se presenta el caso en que C_{max} tiende a infinito, luego, la relación $c = C_{min}/C_{max}$ tiende a cero. En este caso, el valor de NTU se determina según ecuación 5.77:

$$NTU_{bp} = -\ln((1 - \varepsilon_{bp})) \quad (5.77)$$

– Zona sobrecalentada:

–

$$\varepsilon_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{\dot{Q}_{max_{sc}}} \quad (5.78)$$

$$\dot{Q}_{max_{sc}} = C_{min_{sc}} * (T_{sat}[9] - T_{air_{in}}) \quad (5.79)$$

Para determinar la máxima tasa de calor se determina la menor razón de capacidad calórica entre $\dot{C}_{ref_{sc}}$ y $\dot{C}_{air_{sc}}$:

$$\dot{C}_{min_{sc}} = \text{valor min entre}(\dot{C}_{ref_{sc}}; \dot{C}_{air_{sc}}) \quad (5.80)$$

²⁵ KAYS, William y LONDON, Alexander., Op. cit.

Teniendo en cuenta las relaciones del NTU para los intercambiadores de calor mostradas en el anexo E y las ecuaciones 5.30 y 5.31 se determina el valor del NTU_{sc} y el NTU_{bp} . El número de unidades de transferencia también se puede expresar en función de la razón de capacidad calorífica mínima (C_{min}), el coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área superficial de transferencia de calor (A):

$$NTU_{bp} = \frac{UA_{bp}}{\dot{C}_{min_{bp}}} \quad (5.81)$$

$$NTU_{sc} = \frac{UA_{sc}}{\dot{C}_{min_{sc}}} \quad (5.82)$$

El producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial de transferencia se puede expresar como el inverso de la suma de la resistencia térmica en el lado aire con la resistencia térmica en el lado refrigerante:

– Zona bifásica:

–

$$UA_{bp} = \frac{1}{R_{bp}} \quad (5.83)$$

$$R_{bp} = R_{air_{bp}} + R_{ref_{bp}} \quad (5.84)$$

$$R_{ref_{bp}} = \frac{1}{\pi i * D_{in} * L_{bp} * h_{bar_{ref_{bp}}}} \quad (5.85)$$

$$R_{air_{bp}} = \frac{R_{air_{ev}}}{F_{bp}} \quad (5.86)$$

$$R_{air_{ev}} = \frac{1}{\eta_{o_{ev}} * h_{bar_{air_{ev}}} * A_{tot_{ev}}} \quad (5.87)$$

–

– Zona sobrecalentada:

–

$$UA_{sc} = \frac{1}{R_{sc}} \quad (5.88)$$

$$R_{sc} = R_{air_{sc}} + R_{ref_{sc}} \quad (5.89)$$

$$R_{air_{sc}} = \frac{R_{air_{ev}}}{F_{sc}} \quad (5.90)$$

3.4.2 Análisis de transferencia de calor lado aire. Se repite el mismo proceso anteriormente nombrado en la sección 5.2.2, utilizando el subíndice ev para definir las variables pertenecientes al evaporador.

$$L_{tubo_{ev}} = N_{tubos} * W_{ev} \quad (5.91)$$

$$A_{finned_{tot_{ev}}} = \frac{2 * W_{ev}}{P_{fin}} * \left(H * L - N_{tubos} * \frac{\pi * D_{ex}^2}{4} \right) \quad (5.92)$$

$$A_{unfinned_{ev}} = \pi * D_{ext} * L_{tubo_{ev}} * \left(1 - (fin_{thk} * fin_{pitch}) \right) \quad (5.93)$$

$$A_{tot_{ev}} = A_{finned_{tot_{ev}}} + A_{unfinned_{ev}} \quad (5.94)$$

La eficiencia general de la superficie es igual a:

$$k_{fin_{ev}} = \text{Conductividad}('Aluminio'; \bar{T}_{air_{ev}}) \quad (5.95)$$

$$\bar{T}_{air_{ev}} = \frac{(T_{air_{ev}} = T[6] + T_{air_{in}})}{2} \quad (5.96)$$

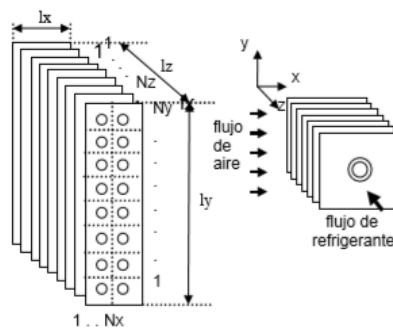
La eficiencia de la aleta es igual a:

$$\eta_{o_{ev}} = 1 - (A_{fin \setminus A}) * (1 - \eta_{fin_{ev}}) \quad (5.97)$$

3.5 MODULO INTERCAMBIADOR DE CALOR

La fenomenología de estos dispositivos es compleja, su comportamiento es transitorio, tridimensional y presenta regímenes turbulentos de flujo. Esto obliga a realizar a un método de discretización sobre los tubos y aletas de pequeños intercambiadores como se muestra en la figura 18, es decir, se analiza macro volúmenes de control donde se aplican las ecuaciones de energía, continuidad y cantidad de movimiento, asumiendo un comportamiento estable y cerodimensional.

Figura 18. Discretización del cuerpo de un intercambiador de calor de aletas y tubos.



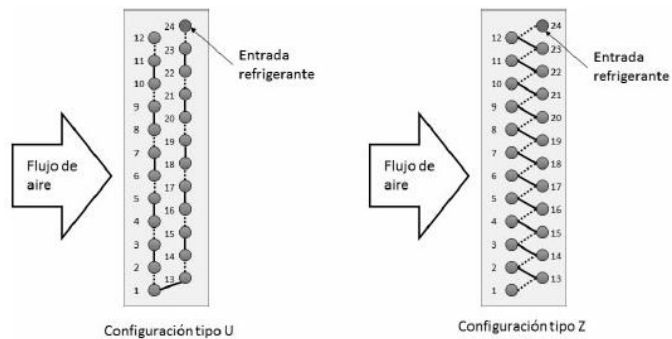
Fuente: Sin autor. Capítulo 5: Aplicación a la simulación de condensadores y evaporadores de tipo compacto (tubos y aletas). P. 4. [Consultado: 28 de enero de 2020]. Disponible en: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6682/03Ogv03de05.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

3.5.1 Geometría intercambiador. W; en la figura 19 se muestran dos configuraciones de circuitos tipo U y tipo Z evaluadas anteriormente por Edwin Cordoba y David Fuentes²⁶ teniendo en cuenta parámetros como el número de filas, número de columnas, ancho y número de circuitos en el módulo de intercambiador, la temperatura de entrada del refrigerante, la presión del refrigerante a la entrada y

²⁶ CORDOBA TUTA, Edwin y FUENTES DIAZ, David. Procedure for Calculating Circuits in the Modeling of Flow in fin-and-tube Heat Exchangers, En: *I&C* [En línea], jan. 2015. vol. 11, no. 21, pp. 115-135. Disponible en: <https://doi.org/10.17230/ingciencia.11.21.6>

la temperatura del aire a la entrada; se selecciona la configuración tipo U la cual permite trabajar con temperaturas y presiones del refrigerante más altas que el tipo Z.

Figura 19. Configuración de los circuitos tipo U y tipo Z.



Fuente: CORDOBA TUTA, Edwin y FUENTES DIAZ, David, Procedure for Calculating Circuits in the Modeling of Flow in fin-and-tube Heat Exchangers, En: I&C [En línea], jan. 2015. vol. 11, no. 21, pp. 115-135. Disponible en: <https://doi.org/10.17230/ingciencia.11.21.6>

Los parámetros físicos del intercambiador están detallados en la tabla 1.

Tabla 1. Parámetros del intercambiador de calor.

Altura	640 [mm]
Profundidad	440 [mm]
Número de tubos por fila	24
Número de tubos por columna	18
Número de circuitos	92
Diámetro externo	102,1 [mm]
Espesor de la aleta	0,3302 [mm]
Paso de las aletas	315 aletas por [m]

3.5.2 Coeficiente de transferencia de calor y caída de presión. El coeficiente de transferencia de calor convectivo y la caída de presión para el refrigerante que se transporta por el *gas-cooler* se calcula utilizando una correlación interna del flujo de

convección forzada²⁷, esta expresión está dada en función del número de Reynolds, el diámetro hidráulico y el factor de fricción como se muestra en la figura 20.

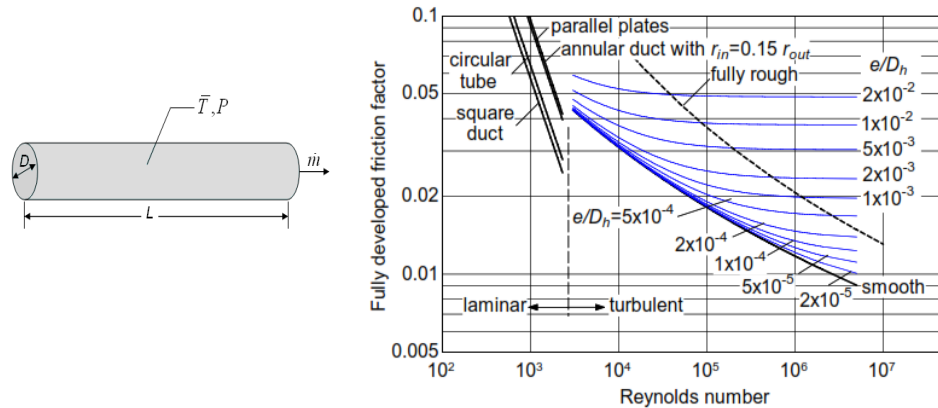
En la tabla 2 se encuentran las variables de entrada y salida correspondientes a la zona de vapor supercrítico y líquido subenfriado pertenecientes al lado refrigerante en el *gas-cooler*.

– Zona vapor supercrítico:

$$\bar{h}_{refvs} = f \left(R\$; \bar{T}_{refvs}; P[2]; \frac{m[2]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{gc} * F_{vs}; \frac{e}{D_h} \right) \quad (5.61)$$

$$\Delta P_{refvs} = f \left(R\$; \bar{T}_{refvs}; P[2]; \frac{m[2]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{gc} * F_{vs}; \frac{e}{D_h} \right) \quad (5.62)$$

Figura 20. Factor de fricción local y totalmente desarrollado en función del número de Reynolds para varias formas de conducto (región laminar) y rugosidad relativa e/D .



Fuente: NELLIS, Gregory y KLEIN, Sanford. Flow classification. En: Heat Transfer. 1 ed. Cambridge University Press, 2009. 651 p. ISBN 978-0-521-88107-4.

²⁷ NELLIS, Gregory y KLEIN, Sanford. Flow classification. En: Heat Transfer. 1 ed. Cambridge University Press, 2009. 649 p. ISBN 978-0-521-88107-4.

– Zona líquido subenfriado:

$$\bar{h}_{refliq} = f\left(R\$; \bar{T}_{refvs}; P[2]; \frac{m[2]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{gc} * F_{liq}; \frac{e}{D_h}\right) \quad (5.63)$$

$$\Delta P_{refliq} = f\left(R\$; \bar{T}_{refliq}; P[2]; \frac{m[2]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{gc} * F_{liq}; \frac{e}{D_h}\right) \quad (5.64)$$

Tabla 2. Variables de entrada y salida de las zonas de vapor sobrecalentado y líquido subenfriado.

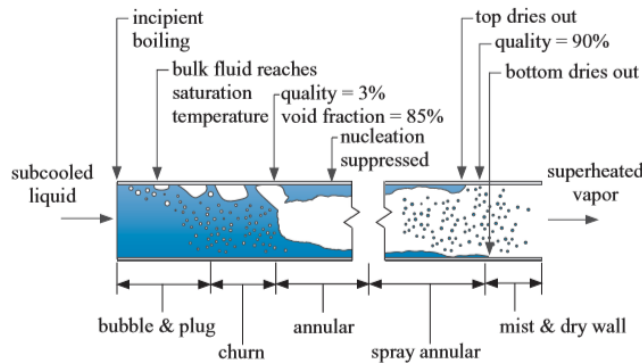
Zona vapor sobrecalentado		Zona líquido subenfriado	
Variables de entrada	Variables de salida	Variables de entrada	Variables de salida
R\$ = 'R744'	$\bar{h}_{refvs}$	R\$ = 'R744'	$\bar{h}_{refliq}$
$\bar{T}_{refvs}$	ΔP_{refvs}	$\bar{T}_{refliq}$	ΔP_{refliq}
P[2]		P[2]	
$\frac{m[2]}{N_{circuitos}}$		$\frac{m[2]}{N_{circuitos}}$	
D_{in}		D_{in}	
$N_{tubos} * W_{gc} * F_{vs}$		$N_{tubos} * W_{gc} * F_{liq}$	
$\frac{e}{D_h} = 0$		$\frac{e}{D_h} = 0$	

Los procesos físicos involucrados en la evaporación de un fluido que fluye son mucho más complicados que los asociados con los procesos de transferencia de calor por convección forzada monofásicos que se evaluaron anteriormente. La figura 21 muestra cualitativamente el comportamiento de un líquido subenfriado que fluye a través de un tubo horizontal donde la pared se calienta a una temperatura superior a la temperatura de saturación del fluido. A la entrada del evaporador el refrigerante ingresa con una pequeña fracción de vapor, es decir, el volumen específico del vapor es menor que el volumen específico del líquido.

La situación física que ocurre en la zona bifásica del evaporador es más compleja y, en consecuencia, las correlaciones para estimar los coeficientes de transferencia

de calor y la caída de presión en la mezcla son más difíciles. Estas correlaciones casi siempre se basan en la discretización de pequeñas medidas en un volumen de control en lugar de un modelo completo de la situación física con una amplia banda de incertidumbre.

Figura 21. Régimen de flujo que ocurre durante la ebullición del refrigerante en un tubo horizontal liso.



Fuente: NELLIS, Gregory y KLEIN, Sanford. Flow classification. En: Heat Transfer. 1 ed. Cambridge University Press, 2009. 791 p. ISBN 978-0-521-88107-4.

En este modelo se tiene en cuenta la correlación propuesta por Shah²⁸ en 1982 para determinar el coeficiente de transferencia de calor promedio en fluido bifásico, h , porque es aplicable a cualquier fluido en tubos horizontales y verticales; se expresa como una función en términos de tres parámetros adimensionales:

$$\bar{h} = f\left(\frac{h}{h_l}; Co; Bo; Fr\right) \quad (5.65)$$

²⁸ SHAH, M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. En: ASHRAE Transactions [En línea]. Enero-1982, vol. 88, no. 2673, pp. 185-196. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/236520034_Chart_correlation_for_saturated_boiling_heat_transfer_Equations_and_further_study

Donde, h_L hace referencia al coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida; Co , es el número de convección; Bo , es el número de Bond y Fr , es el número de Froude.

La caída de presión es determinada con la analogía propuesta por Ould Didi²⁹ en 2002. La caída de presión (ΔP) para un fluido bifásico es la suma de la caída de presión por fricción y la caída de presión por momentum. La correlación Muller-Steinhagen y Heck descrita por Ould Didi³⁰ se utiliza para predecir el gradiente de presión. El gradiente de presión se integra para determinar la caída de presión desde la entrada hasta la salida. Se supone que el flujo de calor es constante a lo largo de la longitud del tubo, de modo que dL/dx es constante:

$$\Delta P = f(G; D_{in}; L; x_{in}; x_{out}) \quad (5.66)$$

Donde, G , es la relación entre el caudal de masa y el área transversal del tubo; D_{in} , es el diámetro interno del tubo; L , longitud del tubo; x_{in} , es la calidad de fluido a la entrada; x_{out} , es la calidad del fluido a la salida. μ

El coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión en la zona de vapor sobrecalentando se estiman más fácilmente ya que el refrigerante en esta etapa es monofásico, nuevamente se hace uso de la correlación interna del flujo de convección forzada³¹:

$$\bar{h}_{refsc} = f \left(R\$; \bar{T}_{refsc}; P[6]; \frac{m[6]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{ev} * F_{sc}; \frac{e}{D_h} \right) \quad (5.67)$$

²⁹ OULD DIDI, M.B, KATTAN, N. y THOME, J.R. Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes. En: International Journal of Refrgieration. 2002, vol. 25, pp. 935-974.

³⁰ Ibíd., pp. 935-974.

³¹ . NELLIS, Gregory y KLEIN, Sanford. Flow classification. En: Heat Transfer. 1 ed. Cambridge University Press, 2009. 649 p. ISBN 978-0-521-88107-4.

$$\Delta P_{ref_{sc}} = f \left(R\$; \bar{T}_{ref_{sc}}; P[6]; \frac{m[6]}{N_{circuitos}}; D_{in}; N_{tubos} * W_{ev} * F_{sc}; \frac{e}{D_h} \right) \quad (5.68)$$

En la tabla 3 se muestra los variables de entrada y salida correspondientes a la zona de vapor sobrecalentando pertenecientes al lado refrigerante del evaporador.

Tabla 3. Variables de entrada y salida en el evaporador.

ZONA BIFÁSICA		ZONA VAPOR SOBRECALENTADO	
Variables de entrada	Variables de salida	Variables de entrada	Variables de salida
R\$ = 'R744'	$\bar{h}_{ref_{bp}}$	R\$ = 'R744'	$\bar{h}_{ref_{sc}}$
T[6]	$\Delta P_{ref_{bp}}$	$\bar{T}_{ref_{sc}}$	$\Delta P_{ref_{sc}}$
G _{ref} [6]		P[6]	
D _{in}		$\frac{m[6]}{N_{circuitos}}$	
x[6]		D _{in}	
X _{sat} [9] = 1		N _{tubos} *W _{ev} *F _{liq}	
$\dot{Q}_{bps}$		e/D _h = 0	

3.6 SIMULACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

A partir de los modelos matemáticos de cada componente se integra los conjuntos de ecuaciones de transferencia de calor obtenidos anteriormente para analizar la dinámica del ciclo de refrigeración. En la tabla 4 se muestra los parámetros que se tienen inicialmente para evaluar el sistema, se asume que este se encuentre ubicado en un recinto donde su temperatura ambiente promedie los 25 [°C].

Tabla 4. Parámetros del sistema de refrigeración.

Refrigerante		Aire	
$T_{ev} = -10$	[°C]	$T_{in} = 27$	[°C]
$T_{amb} = 25$	[°C]	$V_{airgc} = 58700$	[m ³ /h]
$P_{cond} = 9000$	[kPa]	$V_{airev} = 9500$	[m ³ /h]
$P_{ev} = 2649$	[kPa]	$P_{air} = 101,3$	[kPa]

En el anexo G se muestra la codificación correspondiente al esquema del sistema de refrigeración mostrado en la figura 5. Se utilizó el programa Engineering Equation Solver (EES) para simular dicho sistema debido a la variedad de librerías que presenta para el cálculo de funciones como la NTU, la efectividad, las propiedades termodinámicas (h,T,P,s,x), el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión, entre otras.

3.6.1 Optimización presión intermedia del ciclo de refrigeración. La optimización del sistema se da para obtener el mayor coeficiente de rendimiento (COP) posible teniendo en cuenta los mismos parámetros iniciales, ver tabla 4, y las mismas ecuaciones. En el anexo G se realiza una pequeña modificación al código, se deja como incógnita la presión intermedia y se hace uso de la herramienta Mix/Max de EES para encontrar la presión intermedia óptima que acepta el sistema como se muestra en la figura 22, se minimiza la presión para maximizar el COP.

The screenshot shows the EES Professional interface. The main window contains the following text:

```

R$=R744;
TypeHX$=fc_tubes_s80-38T
TypeHX$=crossflow_one_unmix

"PARÁMETROS DEL SISTEMA"

T_ev = -10 [C]
T_amb = 25 [C]
DT = 5[C]
T_sal_gc = T_amb + DT
[P_int = sat(P_cond[P_ev])]
P_cond = 9000 [kPa]
P_ev = 2649 [kPa]
RC= 7 [C]

"AIRE"
T_air_in = 27 [C]
V_dot_air_gc = 58700*convert(m^3/h,m^3/s)
V_dot_air_ev = 9500*convert(m^3/h,m^3/s)
P_air = P#0

"GEOMETRIA INTERCAMBIADOR DE CALOR"
H=640[mm]*convert(mm,m)
p_fm = 3.175[mm]*convert(mm,m)

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA"

"PUERTO 1"
P1[P]
h1[=Enthalpy(R$;h1,P1)]
T1[=Temperature(R$;h1,P1)]
T1_mdot_ref

[P_Loss_Fr_Chen 1]
Wsp_Coef [insert]
Cases Lock Off S kPa mass data
Warnings On Unit Chk Auto Compress Off
  
```

The 'Find Minimum or Maximum' dialog box is open on the right, showing the 'Solve' button and the 'Find Minimum or Maximum' option. The 'Solve' button is highlighted. The 'Find Minimum or Maximum' dialog box also shows the 'Solve' button and the 'Find Minimum or Maximum' option.

3.6.3 Variación de la temperatura de evaporación. Para analizar los efectos que tiene la temperatura de evaporación en el sistema, se utiliza el mismo código del anexo H con la diferencia que la temperatura ambiente será fijada a 25 [°C] y la temperatura de baja será variada entre los -20 a 20 [°C] para cada presión de alta de 7500 [kPa] y 9000 [kPa]; mientras que para una presión igual a 10000 [kPa] la temperatura máxima a la que puede trabajar el evaporador es a 10 [°C], si se trabaja con una temperatura mayor la presión intermedia supera a la presión crítica. Esto con el fin de ver el comportamiento de la masa de refrigerante que fluye por el

sistema, la potencia de compresión, la capacidad térmica del evaporador y el coeficiente de rendimiento.

3.6.4 Caracterización del sistema de refrigeración transcrito con CO₂ de dos etapas con un solo compresor. A partir del código base, ver anexo G, se evalúa el sistema en función de los parámetros expuestos en la tabla 5. Posteriormente, se determina el tamaño del *gas-cooler* y el evaporador, el valor del flujo másico del fluido caliente y el fluido frío, y las temperaturas de entrada para cada fluido; esto con el fin de caracterizar los dispositivos para encontrar la razón de transferencia de calor y las temperaturas de salida de ambos fluidos.

Tabla 5. Parámetros iniciales del sistema de refrigeración para caracterizar los dispositivos.

Refrigerante		Aire	
R\$ = 'R744'		$T_{air_{in}} = 20$	[°C]
$T_{ev} = -10$	[°C]	$V_{air_{gc}} = 58700$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
$P_{cond} = 9000$	[kPa]	$V_{air_{ev}} = 9500$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
		$P_{air} = 101,3$	[kPa]

Se toman como referencia los valores máximos y mínimos con los que puede trabajar el ciclo para obtener un tamaño óptimo para los intercambiadores de calor, utilizando un factor de seguridad para el diseño de ambos intercambiadores como se muestra en el anexo I.

4. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos tras el modelado y la simulación del ciclo de refrigeración expuesto en la figura 5. A continuación, en la tabla 6 se puede observar los valores de las propiedades termodinámicas pertenecientes al ciclo de refrigeración considerando que inicialmente el sistema trabaja a una temperatura de evaporación igual a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, una presión de alta igual a 9000 [kPa] , una temperatura a la salida del *gas-cooler* aproximadamente igual a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una potencia frigorífica cercana a los 90 [kW] . El sistema de ecuaciones referente al análisis termodinámico del ciclo se puede apreciar en el anexo G.

Tabla 6. Resultados propiedades termodinámicas.

	Entalpía $[h_i]\left[\frac{J}{mol}\right]$	Presión $[P_i][kPa]$	Entropía $[s_i]\left[\frac{J}{kg-K}\right]$	Temperatura $[T_i]\text{ }[C]$	Flujo másico $[m_i]\left[\frac{kg}{s}\right]$	Calidad $[x_i]$
[1]	439223	2649	1914	-7,209	0,5758	
[2]	504592	9000	1946	94,78	0,5758	
[3]	276311	9000	1242	30	0,5758	
[4]	276311	4883	1264	13,3	0,5758	0,2245
[5]	235008	4883	1119	13,3	0,4465	
[6]	235008	2649	1138	-9,994	0,4465	0,2261
[7]	418964	4883	1762	13,3	0,1293	
[8]	418964	2649	1837	-9,994	0,1293	
[9]	445089	2649	1936	-2,994	0,4465	

El diferencial de presión ejercida por los dispositivos de expansión y los parámetros físicos que evalúan su capacidad física en el sistema se muestran en la tabla 7. Estos valores se obtienen a partir de las ecuaciones presentes en la sección 5.3.

Tabla 7. Resultados dispositivos de expansión.

	Diferencial de presión [ΔP] [kPa]	$K_v = C_v \cdot A_o$
Válvula reguladora de presión	4117	0,0003289
Válvula presostática	2234	0,0002223
Válvula termostática	2234	0,0003268

La razón de transferencia de calor en el evaporador y *gas-cooler* se determina mediante las ecuaciones del análisis de transferencia de calor realizado en las secciones 5.2.1 y 5.4.1, en la tabla 8 se muestra los valores obtenidos inicialmente:

Tabla 8. Resultados método efectividad-NTU para el evaporador y *gas-cooler*.

	Gas-Cooler			Evaporador	
Q_{gc}	131435	$\left[\frac{J}{s}\right]$	Q_{ev}	93798	$\left[\frac{J}{s}\right]$
Q_{vs}	89802	$\left[\frac{J}{s}\right]$	Q_{bp}	89350	$\left[\frac{J}{s}\right]$
Q_{liq}	41634	$\left[\frac{J}{s}\right]$	Q_{sc}	4449	$\left[\frac{J}{s}\right]$
$T_{air_{in}}$	27	[C]	$T_{air_{in}}$	27	[C]
$T_{air_{outgc}}$	33,8	[C]	$T_{air_{outev}}$	-3,039	[C]
$\dot{m}_{air_{gc}}$	19,18	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_{air_{ev}}$	3,104	$\left[\frac{kg}{s}\right]$

La geometría del evaporador y el *gas-cooler* se determina con el sistema de ecuaciones expuesto anteriormente en la sección 5.5, la transferencia de calor se encuentra en función del tamaño y configuración del intercambiador como se observa en la tabla 9, a pesar de que el módulo de intercambiador es el mismo para ambos dispositivos se obtienen diferentes coeficientes de transferencia y áreas.

Tabla 9. Resultados geometría y coeficientes de transferencia de calor de los intercambiadores de calor.

	Coeficiente de transferencia $\left[\frac{W}{m^2-K}\right]$		Áreas $[m^2]$		Ancho Intercambiador $[m]$
	Refrigerante	Aire	Refrigerante	Aire	W
Gas-Cooler	$h_{vs} = 620,5$	208,6	18,65	258,6	1,814
	$h_{liq} = 1178$				
Evaporador	$h_{bp} = 1682$	113,6	7,534	104,5	0,7327
	$h_{sc} = 348,9$				

4.1 RESULTADOS OPTIMIZACIÓN PRESIÓN INTERMEDIA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.

En la práctica la presión intermedia en un sistema de dos etapas se determina como la raíz cuadrada de la multiplicación entre la presión de condensación y la presión de evaporación, esta expresión permite obtener un valor de referencia. Del proceso de optimización explicado en la sección 5.6.1 anteriormente nombrado se obtiene un valor óptimo de presión intermedia soportado por el sistema. En la tabla 10 se puede ver la diferencia que existe entre el valor de referencia y el valor óptimo.

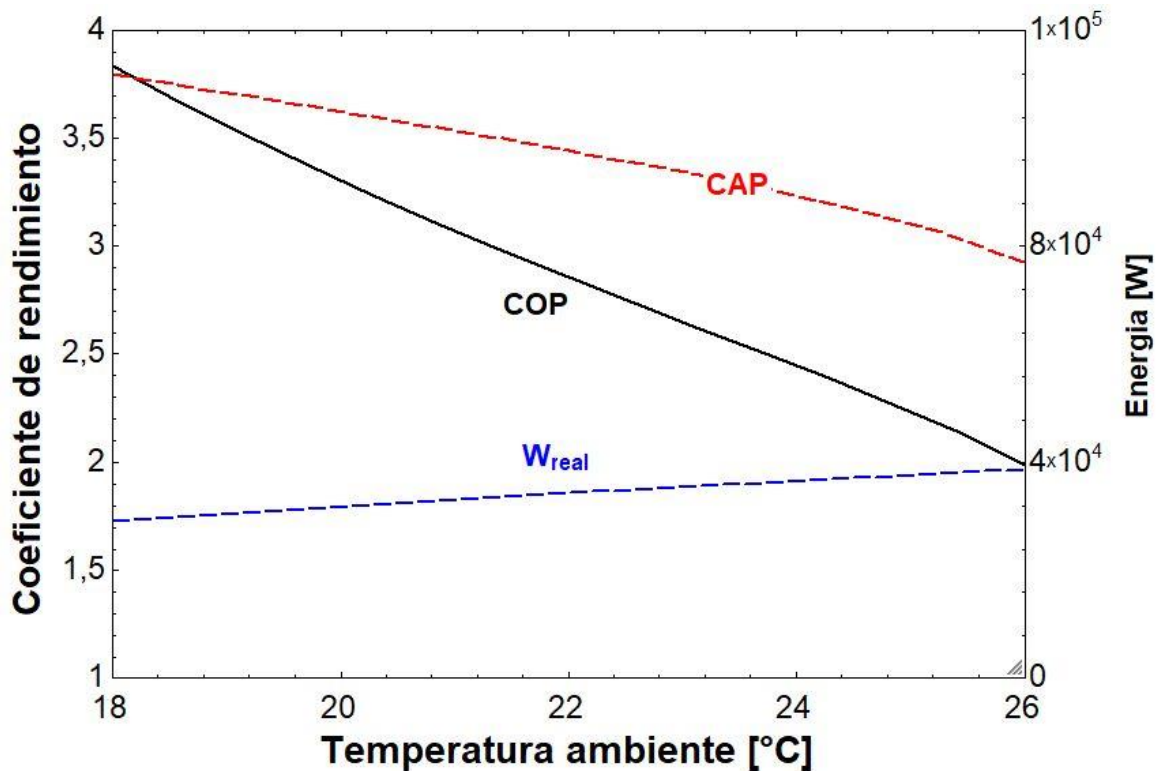
Tabla 10. Resultados optimización de presión intermedia.

Presión práctica $[kPa]$	Presión teórica $[kPa]$	Error relativo (%)
4883	2690	44,91

4.2 RESULTADOS VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ALTA Y LA TEMPERATURA AMBIENTE

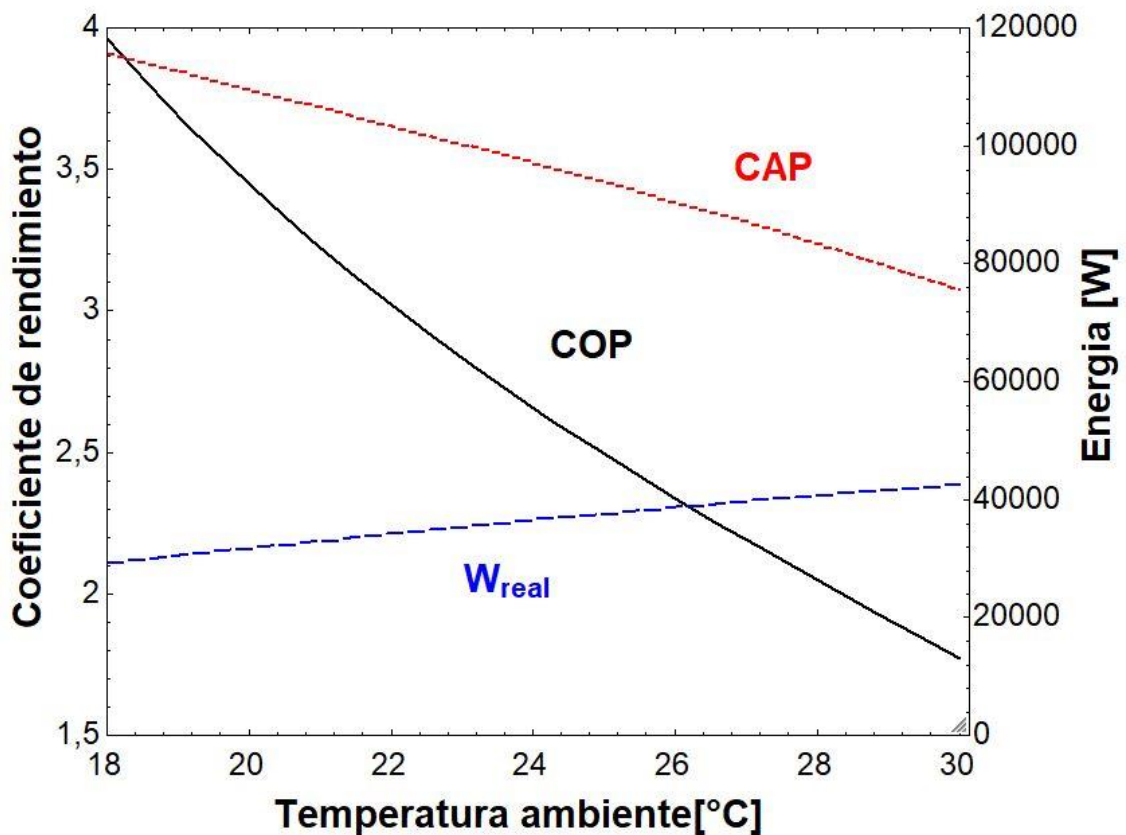
En la figura 23 se muestra el efecto que tiene la variación de la temperatura ambiente a una presión alta igual a 7500 [kPa]; el rango de temperatura ambiente a la que logra trabajar el sistema en estas condiciones está entre 18 hasta 26 [°C]. Lo anterior debido a que la temperatura de salida del *gas-cooler* se encuentra en función de la temperatura ambiente; en este caso, cuando la temperatura ambiente supera los 26°C la temperatura a la salida del *gas-cooler* interfiere con la tendencia de la curva correspondiente a la temperatura crítica, esto hace que se presente incoherencias en la ecuación 5.13, ya que se consideraron dos fases en el estado transcrítico y en esta zona se presenta incertidumbre sobre el estado del CO₂.

Figura 23. Resultados a presión alta igual a 7500 [kPa]



En la figura 24 se muestra los resultados obtenidos al trabajar con presión de alta igual a 9000 [kPa]; el rango de temperatura ambiente que logra trabajar el sistema se encuentra entre los 18 hasta 30 [°]. De igual manera, en este caso el sistema no puede trabajar a temperaturas ambientes mayores a 30°C ya que la tendencia de la temperatura a la salida del *gas-cooler* interfiere con la propiedad de la temperatura crítica en el diagrama Ts (la ecuación 5.13 considera la presencia de dos zonas en el *gas-cooler*: zona de líquido subenfriado y vapor supercrítico)

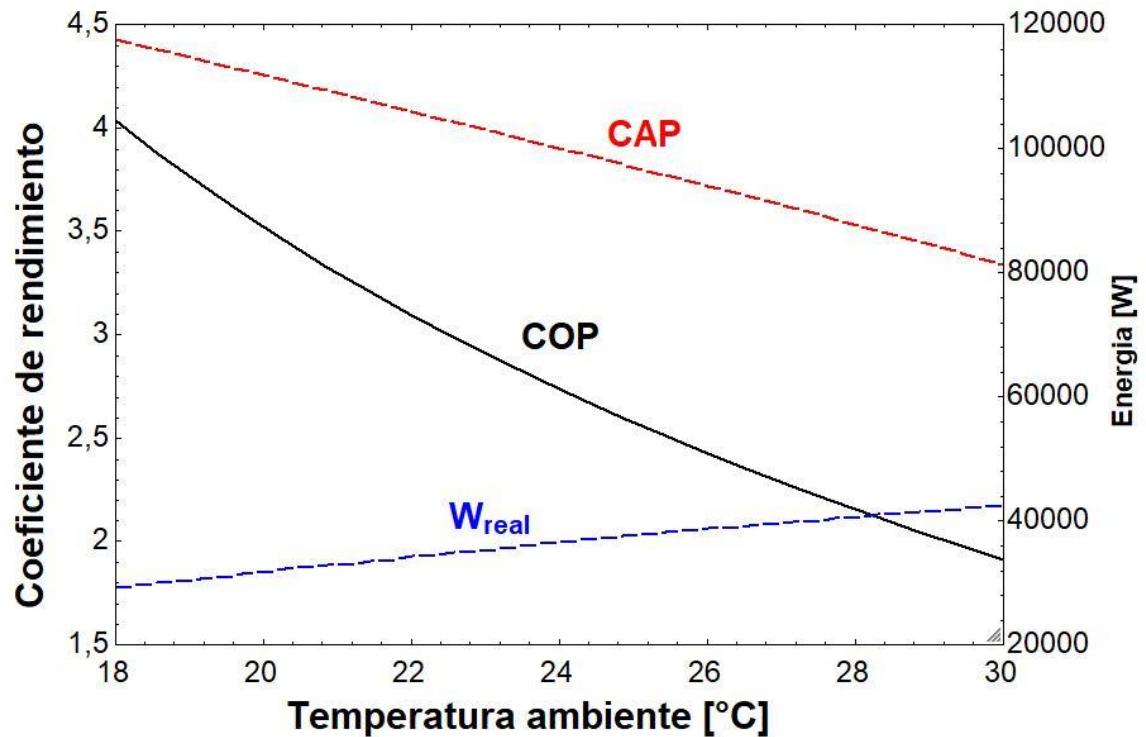
Figura 24. Resultados a presión alta igual a 9000 [kPa]



En la figura 25 se muestra los resultados obtenidos al trabajar con presión de alta igual a 10000 [kPa]; el rango de temperatura ambiente que logra trabajar el sistema está entre los 18 hasta 30 [°C]. Igualmente, en este caso, el sistema no puede

trabajar a temperaturas mayores a 30 [°C] ya que la tendencia de la temperatura a la salida del *gas-cooler* se intercepta con la propiedad de la temperatura crítica, esto hace que se presente incoherencias en la ecuación 5.13, ya que se consideraron dos fases en el estado transcrítico y en esta zona se presenta incertidumbre sobre el estado del CO₂.

Figura 25. Resultados a presión alta igual a 10000 [kPa]

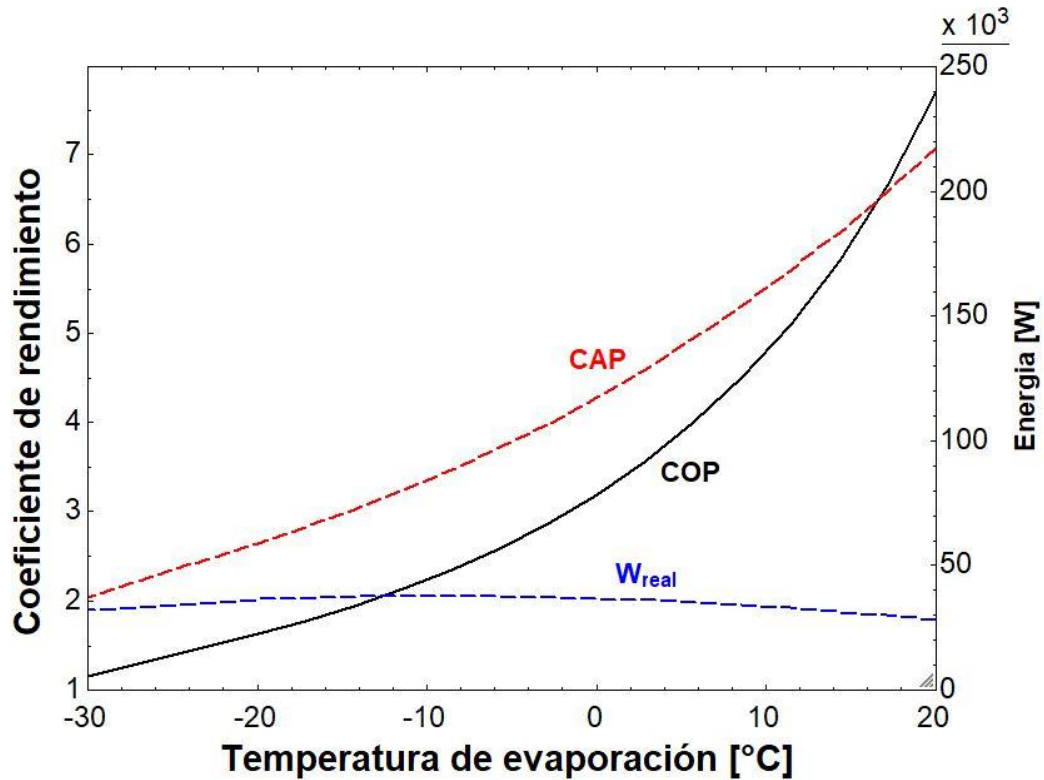


4.3 RESULTADOS VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.

En la figura 26 se puede ver el efecto que tiene la temperatura de evaporación sobre el sistema, especialmente como afecta el rendimiento de este. En este primer caso se trabaja con una presión de alta igual a 7500 [kPa]. En este caso cuando el sistema alcanza a trabajar a una temperatura de evaporación igual a -30 [°C] presenta un COP aproximadamente igual a 1,1, esto en un sistema de refrigeración

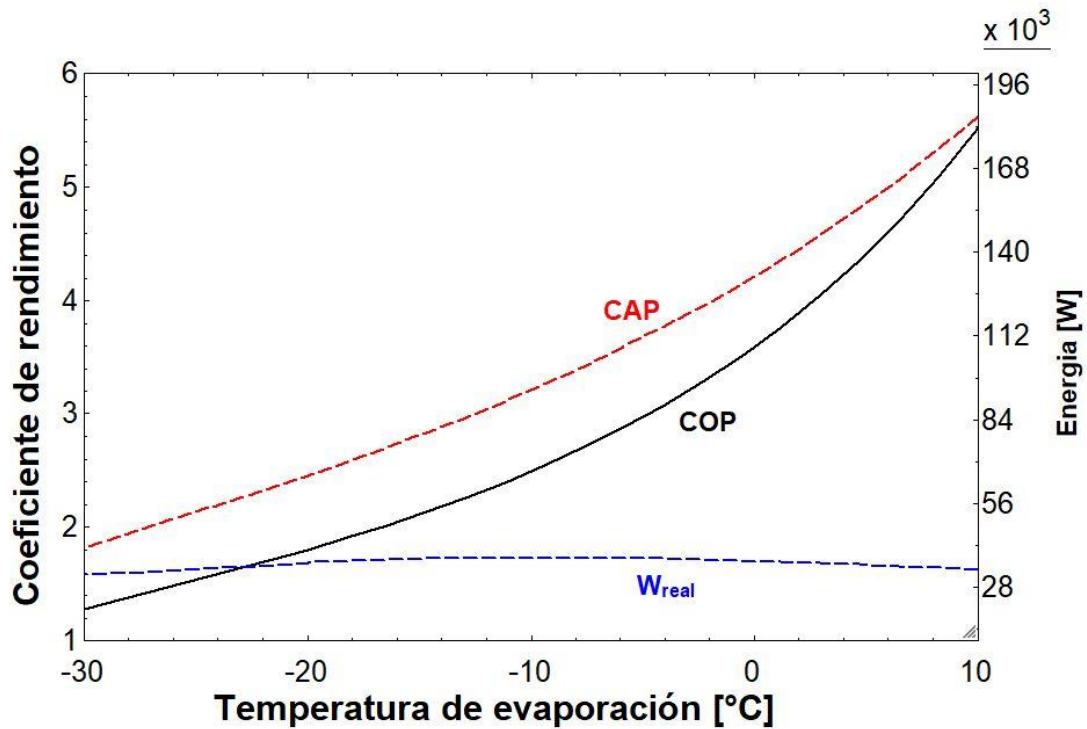
se considera que el sistema es poco eficiente. Cuando la temperatura de evaporación es mayor a 20°C la presión intermedia iguala a la presión crítica generando incoherencia en el sistema de ecuaciones.

Figura 26. Resultados variación de la temperatura de evaporación a $P_{\text{cond}} = 7500$ [kPa].



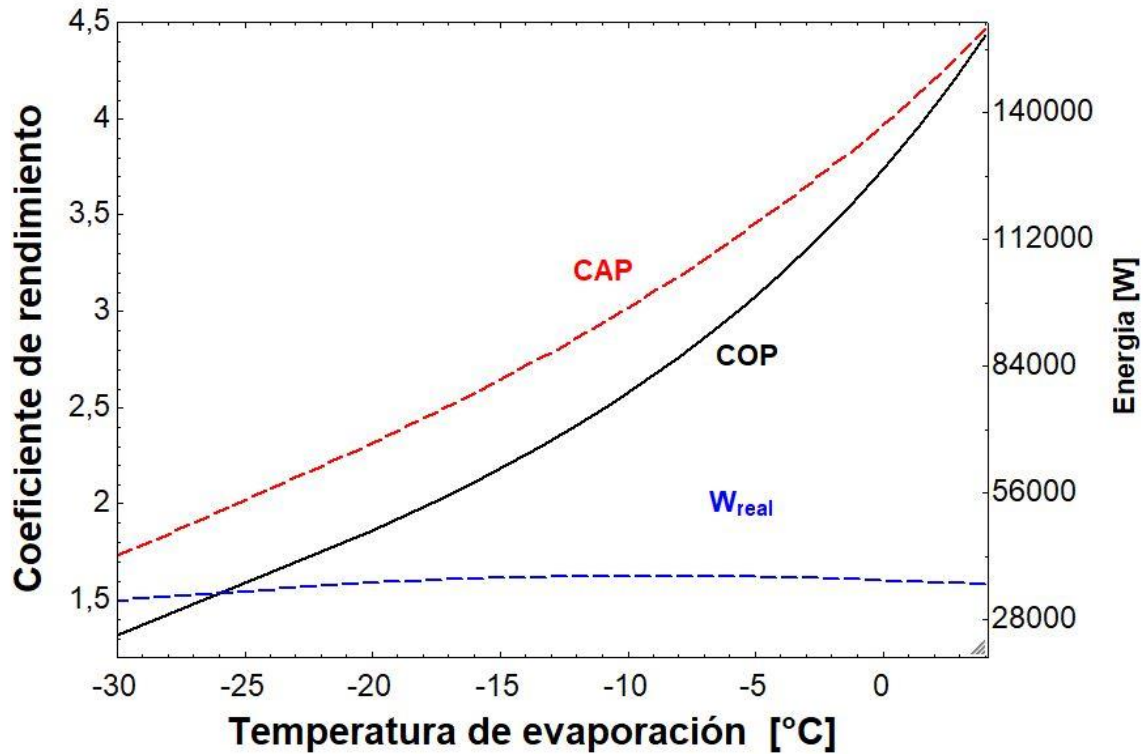
En la figura 27 se puede apreciar los valores que obtiene el sistema al trabajar a una presión de alta igual a 9000 [kPa] variando la temperatura de evaporación entre 10 hasta -20 [°C]. De igual manera, en este caso el sistema puede trabajar a temperaturas menores de -20 [°C] pero presenta COP bajos lo cual se considera que el sistema es poco eficiente. Cuando la temperatura de evaporación es mayor a 10°C la presión intermedia supera la presión del punto crítico.

Figura 27. Resultados variación temperatura de evaporación a $P_{\text{cond}} = 9000$ [kPa].



En la figura 28 se puede apreciar los valores que obtiene el sistema al trabajar a una presión de alta igual a 10000 [kPa] variando la temperatura de evaporación entre 5 hasta -30 [°C]. En este caso, el sistema no permite trabajar temperaturas de evaporaciones mayores a 5°C ya que la presión intermedia del ciclo alcanza a la presión del punto crítico. Cuando el sistema trabaja a temperaturas menores a -30 [°C] el COP disminuye hasta valores de 1 los cuales indican que el sistema es poco eficiente para trabajar con dichas cargas.

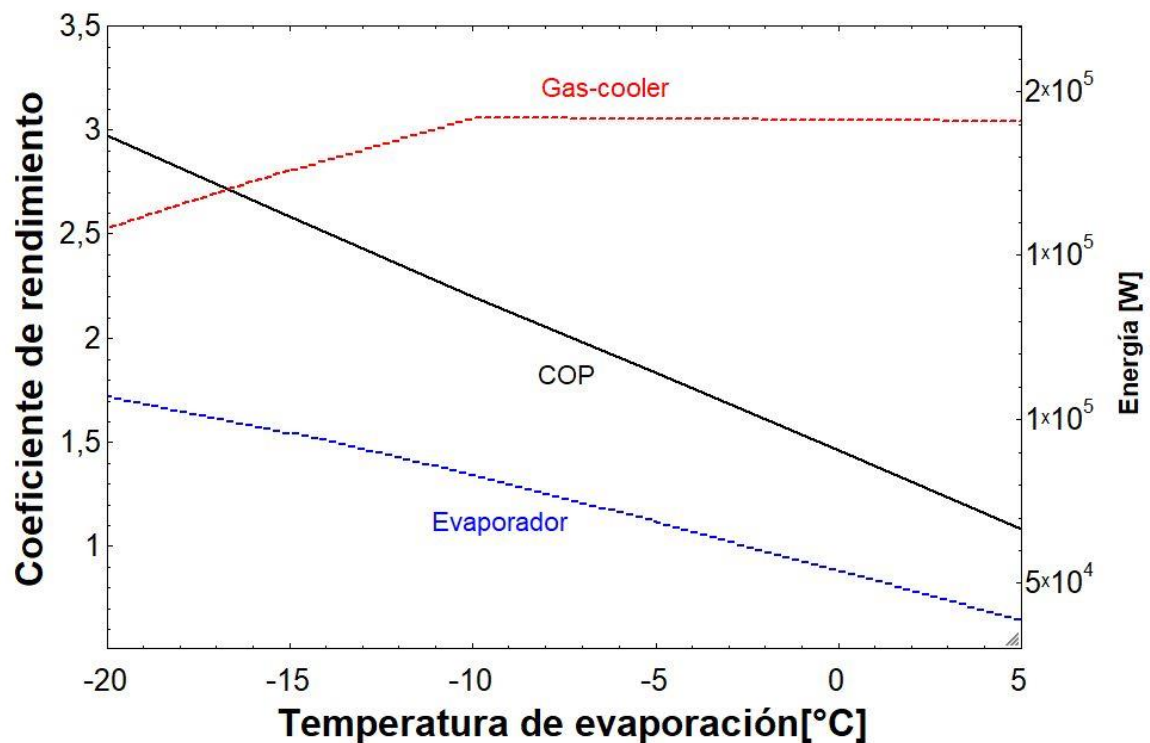
Figura 28. Resultados variación de temperatura de evaporación a $P_{cond}=10000$ [kPa]



4.4 RESULTADOS CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Luego de fijar el tamaño del evaporador y del *gas-cooler* y obtener los coeficientes globales de transferencia de calor para el aire y el refrigerante, el sistema es capaz de trabajar a temperaturas de evaporación entre los -20 hasta 5 [°C] y presiones de alta entre 7500 hasta 10000 [kPa] teniendo en cuenta los resultados obtenidos en las secciones 4.2 y 4.3. En la figura 29 se puede observar los valores de capacidad frigorífica, capacidad de condensación, y coeficiente de rendimiento que alcanza el sistema.

Figura 29. Resultados rangos de trabajo del sistema de refrigeración.



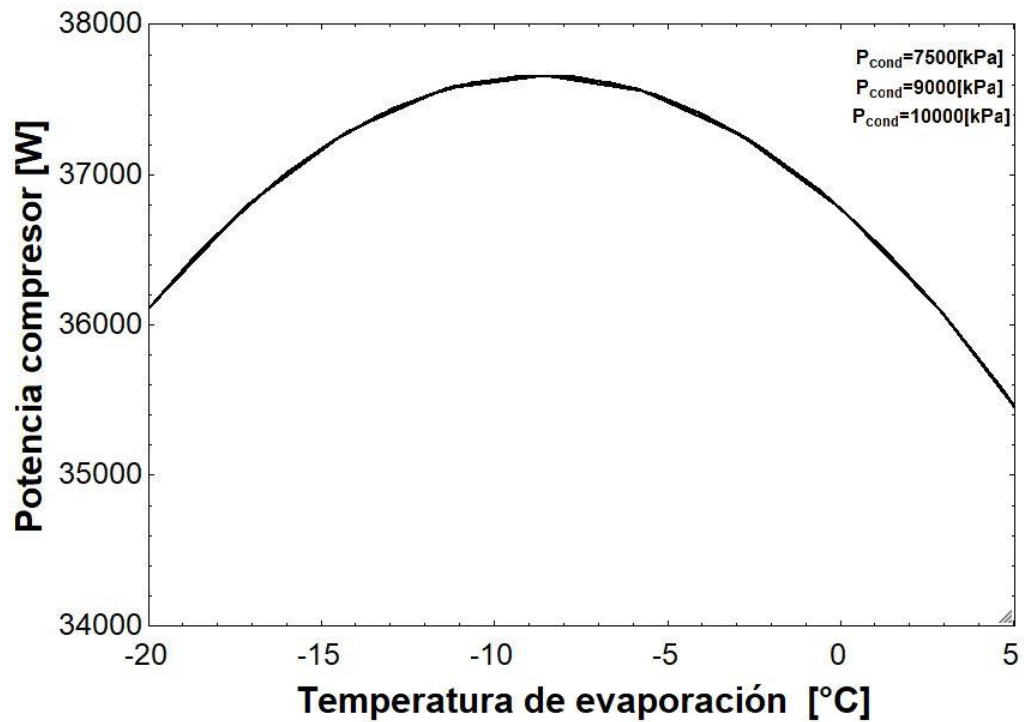
En la tabla 11 se muestra el rango de capacidad que alcanza cada componente anteriormente nombrado.

Tabla 11. Resultados rango de capacidad evaporador y *gas-cooler*.

Dispositivo	Rango de capacidad de
<i>Gas-cooler</i>	190 – 160 [kW]
Evaporador	38 – 107 [kW]

En la figura 30 se muestra el rango de presiones capaz de trabajar el compresor obteniendo un rango de potencia del compresor el cual varía entre los 35 hasta 37 [kW] y un rango de temperatura de evaporación la cual varía entre los -20 hasta 5 [°C], teniendo en cuenta los resultados obtenidos en las secciones 4.2 y 4.3.

Figura 30. Resultados potencia compresor del sistema de refrigeración.



Nota: En la figura 30 se muestra el comportamiento que tiene el compresor semi-hermético de pistones para CO₂ Bitzer modelo 6DTE-50K en función de la temperatura de evaporación, presenta un rendimiento que no tiene sentido ingenieril en situaciones límites debido a fenómenos relacionados a las propiedades del CO₂ como refrigerante en la construcción mecánica del compresor.

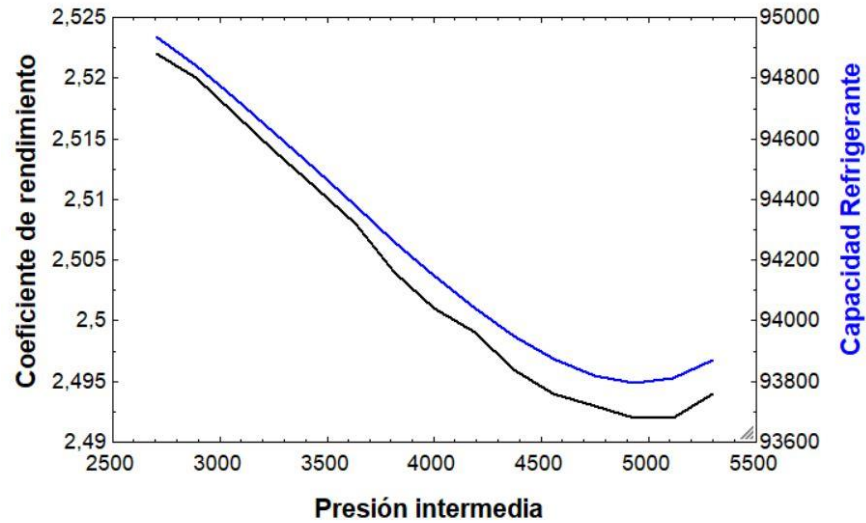
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se presenta un análisis y comparativa de las variables de gran impacto en un sistema de refrigeración como son la capacidad del evaporador y condensador, temperatura de evaporación, temperatura ambiente, presión y el coeficiente de rendimiento, entre otras.

5.1 VARIACIÓN PRESIÓN INTERMEDIA.

La presión intermedia es variada entre la presión de alta y la presión de baja con el objetivo de estudiar y evaluar su efecto en el rendimiento del sistema. En la figura 31 se muestra la tendencia que tiene la presión intermedia frente a la capacidad de absorción de calor del evaporador, se caracteriza esta tendencia para obtener una correlación que permita determinar esta presión en función del flujo de calor en el caso de que se requiera obtener un valor teórico más preciso.

Figura 31. Capacidad calórica (azul) y coeficiente de rendimiento (negro) del evaporador en función de la presión intermedia del sistema.



$$CAP = 1E - 07 * P_{int}^3 - 0,0012 * P_{int}^2 + 3,5142 * P_{int} + 91858 \quad (6.69)$$

Donde, se obtiene un coeficiente de determinación (R^2) igual a 0,9998, esto indica que el ajuste del modelo a la variable indicada es aproximadamente igual.

En la figura 31 se puede observar que a medida que la presión intermedia disminuye la capacidad de absorción de calor del evaporador aumenta, es decir, entre más pequeña sea la diferencia de presiones que maneja la válvula termostática mayor será la potencia frigorífica que debe manejar el evaporador.

De igual manera se obtiene una correlación que caracteriza la tendencia de la presión intermedia con el coeficiente de rendimiento del sistema, esto con el fin de evaluar el efecto que tiene la variación de esta presión en el sistema.

$$COP = 3E - 12 + P_{int}^3 - 3E - 08 * P_{int}^2 + 0,0001 * P_{int} + 2,4309 \quad (6.70)$$

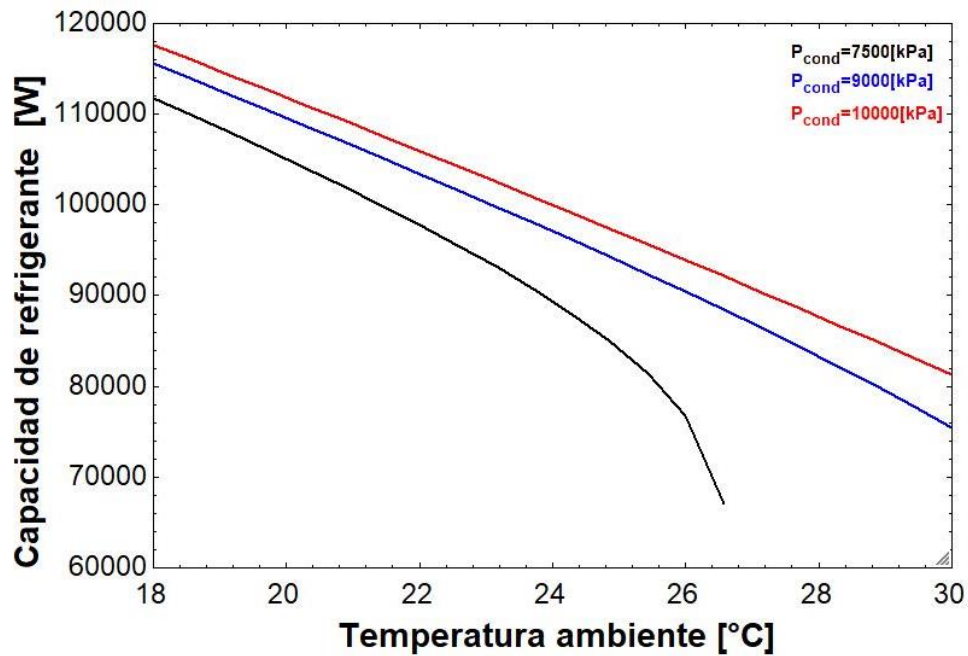
Donde, se obtiene un coeficiente de determinación (R^2) igual a 0,9993, esto indica que el ajuste del modelo a la variable indicada es muy bueno.

En la figura 31 se puede observar que a medida que la presión intermedia disminuye el coeficiente de rendimiento aumenta, es decir, entre más pequeña sea la diferencia de presiones que maneja la válvula termostática mayor será el efecto refrigerante en el sistema y por lo tanto se consiga un mejor COP.

5.2 VARIACIÓN PRESIÓN DE ALTA Y TEMPERATURA AMBIENTE.

En la figura 32 se puede apreciar el efecto que tiene la variación de la presión alta y la temperatura ambiente en la capacidad de absorción de calor del evaporador, a medida que la temperatura ambiente aumenta la potencia frigorífica del sistema será menor esto se debe a que el flujo másico del refrigerante que entra al evaporador será menor.

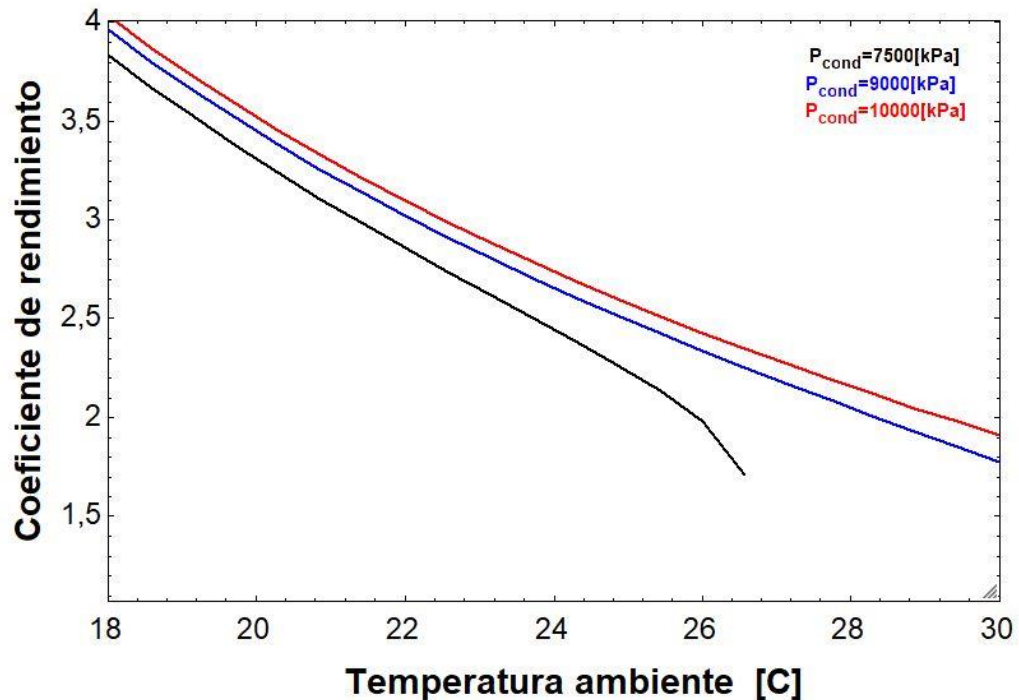
Figura 32. Capacidad térmica del evaporador en función de la temperatura ambiente.



También se puede ver que cada presión de alta tiene un rango de temperatura ambiente de trabajo diferente, ya que la temperatura a la salida del *gas-cooler* está en función de la temperatura ambiente y esto implica que esta temperatura no debe superar a la temperatura crítica.

En la figura 33 se observa la influencia que tiene la temperatura ambiente en el rendimiento operativo del sistema, a medida que la temperatura del ambiente disminuye, el COP aumenta, es decir, que los sistemas de refrigeración que utilizan CO_2 como refrigerante tendrán un mejor coeficiente de rendimiento cuando trabajan en lugares donde su temperatura es baja.

Figura 33. Coeficiente de rendimiento operativo en función de la temperatura ambiente.



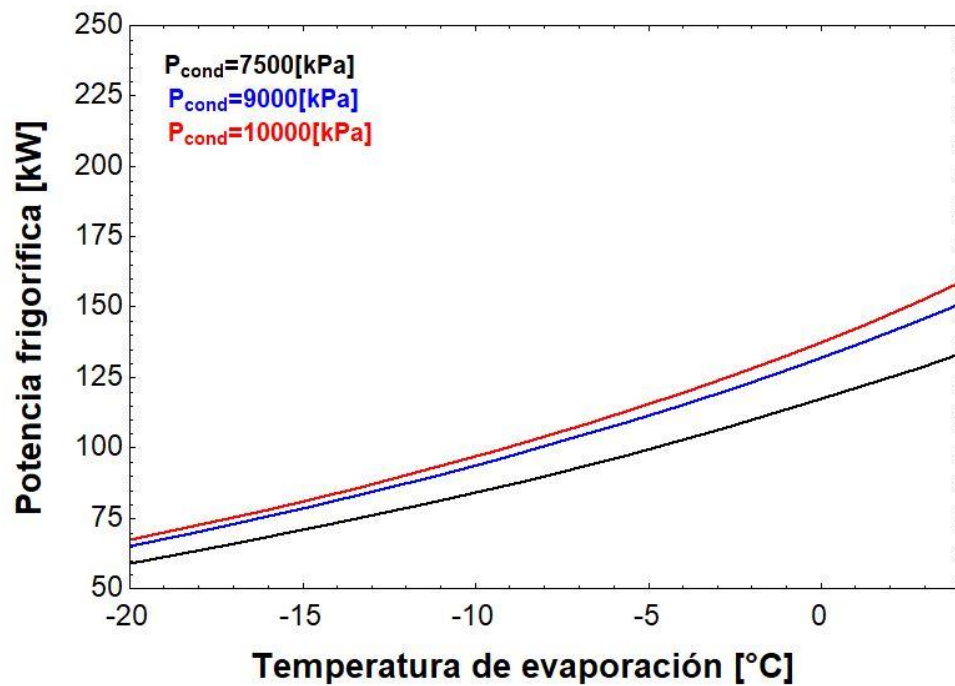
También se puede ver que cada presión de alta tiene un rango de coeficiente de rendimiento diferente. A si mismo se observa que a la presión de alta máxima el sistema presenta mayor eficiencia, es decir, nos ofrece un mejor COP.

5.3 VARIACIÓN DE LA PRESIÓN ALTA Y LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN

En la figura 34 se puede apreciar el efecto que tiene la temperatura de evaporación en conjunto con la presión del *gas-cooler*. En las tres tendencias de la presión de alta se ve que a medida que la temperatura de evaporación aumenta la capacidad térmica del evaporador será mayor, es decir, que para temperaturas de evaporación

por debajo de 0°C la capacidad de absorción del calor en este dispositivo será menor ya que el efecto refrigerante disminuirá.

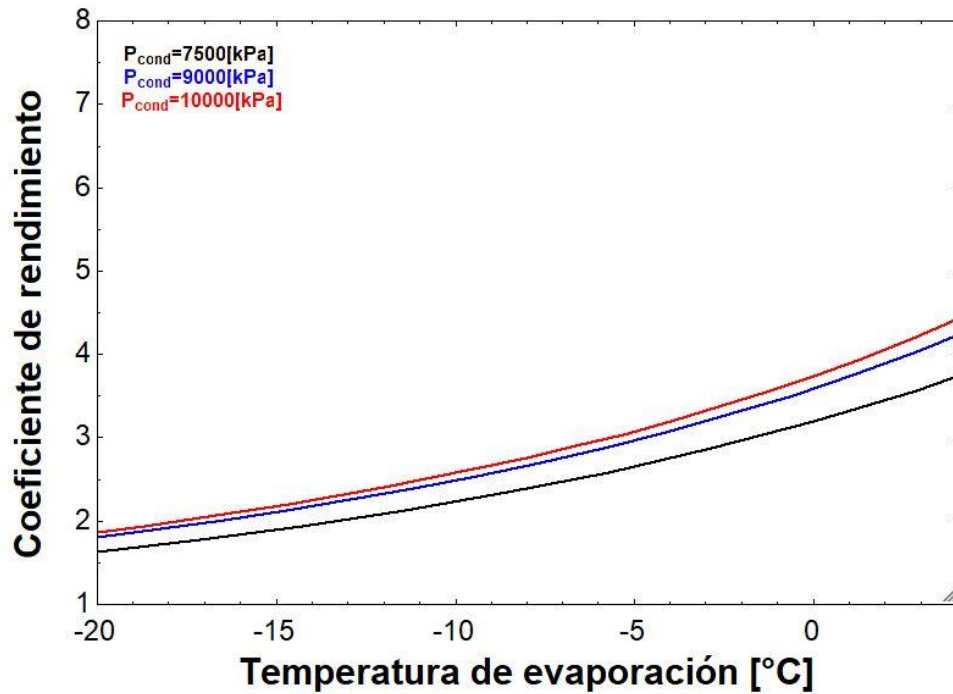
Figura 34. Capacidad térmica evaporador en función de la temperatura de evaporación.



Igualmente se puede ver que a medida que la diferencia de presiones entre la presión de evaporación y la presión de condensación se hace mayor la potencia frigorífica del sistema aumenta.

El comportamiento del coeficiente de rendimiento en función de la temperatura de evaporación es creciente, es decir, a medida que la temperatura de evaporación aumenta el COP aumenta como se muestra en la figura 35; esto ocurre debido a que cuando la presión de condensación se acerca a la presión de evaporación se aumenta la capacidad de refrigerante del sistema y permite obtener un mayor rendimiento.

Figura 35. Coeficiente de rendimiento en función de la temperatura de evaporación.



Asimismo, en la gráfica anterior se puede observar que para las tres configuraciones de presión alta y temperatura de evaporación el sistema que mayor COP presenta es aquel donde la presión de alta es igual a 100 [bares]. Esto se debe a la masa que entrega el compresor al sistema está parametrizada por el polinomio AHRI.

6. CONCLUSIONES

Se simuló el comportamiento de un ciclo de refrigeración con dióxido de carbono en estado transcrítico a partir de modelos matemáticos característicos de cada componente perteneciente al sistema; el sistema de ecuaciones permitió el ingreso de datos de forma sencilla para diferentes parámetros de funcionamiento, se debe tener en cuenta las propiedades termodinámicas del dióxido de carbono para que los valores ingresados no presenten inconsistencias con el estado transcrítico y subcrítico propios de este gas.

Se elaboró un modelo matemático con el cual se caracterizó cada componente perteneciente al sistema de refrigeración simulado. Se determinaron las dimensiones y geometría del intercambiador para la caracterización del evaporador y el *gas-cooler* por medio de un algoritmo que contiene correlaciones capaces de obtener resultados válidos a partir de parámetros ingresados por el usuario. En el caso del evaporador los coeficientes de transferencia resultantes de la evaporación son más grandes a comparación de los coeficientes resultantes del *gas-cooler*, puesto que el fluido entra como mezcla y presenta un cambio de fase. En el caso de las válvulas de expansión se determinó la capacidad nominal en función de parámetros físicos que caracterizan la cantidad de refrigerante que entra y sale de esta, y el área de apertura adecuado para dicha capacidad.

Se evaluó el ciclo por etapas con un solo compresor obteniendo resultados favorables en términos de eficiencia para fortalecer el uso del CO₂ en la industria como refrigerante en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. El coeficiente de rendimiento del sistema parametrizado promedia entre los 1,1 hasta 3,3, para ser utilizados en regiones cálidas que se encuentren entre los 18 hasta 28 °C. El CO₂ a presiones altas permite el diseño de equipos menos robustos debido a su

volumen físico. La temperatura de evaporación puede variar entre los 4 hasta -20 °C esto permite trabajar en aplicaciones de media temperatura hasta baja temperatura.

Las propiedades del dióxido de carbono como gas real se obtuvieron de la librería de propiedades termo-físicas del EES, se pudo establecer que el punto crítico es mayor que 0°C, por lo que su punto de referencia de la entalpía y entropía específicas tiene que cambiar al referenciado en la norma del Instituto Internacional de Refrigeración. Las ecuaciones de estado del dióxido de carbono como refrigerante se basaron del artículo "*A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa*" de R. Span y W. Wagner de 1996.

BIBLIOGRAFIA

ANDRÉS, L.N.,. Análisis y comparativa de sistemas de subenfriamiento en sistemas de refrigeración de CO₂ en climas cálidos. S.l.: Universitat Jaume I. 2017

ANSI/AHRI. Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. 2012. S.l.: s.n. 2012

ANTELO, J.C. Instalación De Refrigeracion Con CO₂. S.l.: Universidade da Coruña. 2015

ANTONIO, M., ROJAS, M. y FUENTES, D.A., Caracterización De Flujo Bifásico “Caída De Presión Transferencia De Calor Y Los Métodos De Solución”. El Reventón Energetico, 2010. vol. 8, no. 1, pp. 4. ISSN 1657-6527.

BELMAN FLORES, J.M., Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética. S.l.: Universitat Jaume I de Castellón. 2008.

BELMAN-FLORES, J.M., CARPIO-MENDOZA, A.E., HERNANDEZ-PEREZ, I.A., ZALETA-AGUILAR, A., RANGEL-HERNANDEZ, V.H. y ITUNA-YUDONAGO, J.F., Caracterización de una instalación transcrítica de producción de frío. 2010.

BELTRÁN, I. y RIVERA, A.I., Estudio de un sistema de refrigeracion con aprovechamiento solar y calor residual en el sector pesquero. Investigacion andina, 2016. vol. 16, pp. 91–113.

BODINUS, W.S., The rise and fall of carbon dioxide systems. ASHRAE Journal, no. April, 1999. pp. 37–42.

CENGEL, Y.A. y GHAJAR, A.J., Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edi. S.l.: s.n. 2004. ISBN 978-607-15-0540-8.

CÓRDOBA TUTA, E. y DÍAZ, D.A., Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, vol. 32. 2015. DOI 10.1016/j.rimni.2014.11.002.

CÓRDOBA–TUTA, E. y FUENTES–DÍAZ, D., Procedimiento para el cálculo de circuitos en el modelado del flujo en intercambiadores de calor de aletas y tubos. Ingeniería y Ciencia, vol. 11, no. 21, pp. 115–135. 2015. ISSN 17949165. DOI 10.17230/ingciencia.11.21.6.

CORTE, E., FLORES, C., JARA, N. y ISAZA, C., Sistemas de refrigeración doméstica - estado del arte de las mejoras en la eficiencia energética. Revista de la Facultad de Ciencias Químicas de la Universidad de Cuenca Ecuador, 2014. vol. 9, no. March 2015, pp. 19–40.

CUEVAS, C. y FONSECA, N., Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones de operación. Ingeniare, 2016. vol. 24, no. 4, pp. 728–739. ISSN 07183305. DOI 10.4067/S0718-33052016000400016.

ELMQVIST, H. y SCHMITZ, G., Modeling and Simulation of Refrigeration Systems with the Natural Refrigerant CO₂. 2nd International Modelica Conference, 2002. vol. 3, no. May, pp. 145–149.

GARCÍA-CASCALES, J.R., VERA-GARCÍA, F., CORBERÁN-SALVADOR, J.M., GONZÁLVEZ-MACIÁ, J. y FUENTES-DÍAZ, D., Assessment of boiling heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 6, 2007. pp. 1004–1017. ISSN 01407007. DOI 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.006.

GARCÍA-VACAS, D.S., Desarrollo de una planta frigorífica de compresión de vapor empleando el fluido natural CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas. Análisis experimental y evaluación energética de diferentes configuraciones. S.I.: Universidad Jaume I de Castellón. 2018.

GE, Y.T. y CROPPER, R.T., Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering* [en línea], vol. 29, no. 5–6, 2009. pp. 957–965. ISSN 1359-4311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013>.

GE, Y.T. y TASSOU, S.A., Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 6, 2009. pp. 1376–1388. ISSN 01407007. DOI 10.1016/j.ijrefrig.2009.01.004.

GE, Y.T. y TASSOU, S.A., Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket. 2011., vol. 52, pp. 1868–1875. DOI 10.1016/j.enconman.2010.11.015.

GREEN, D.W. y PERRY, R.H., *Perry's chemical engineers' Handbook*. 8th Editio. Chicago: s.n. 1393. ISBN 0071593136.

IDEAM, Inventario Nacional y departamental de gases efecto invernadero-Colombia. . S.l.: CO 2 como refrigerante: del pasado al futuro. , 2013. vol. 23, no. 2, 2016. pp. 19–26.

JOSÉ ENRIQUE ALONSO ALF, Modelado y control multivariable de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. S.l.: Universidad de Sevilla. 2014.

LIEBRENZ, A.A., Estudio de climatización en complejo recreativo. S.l.: Universidad Tecnológica Nacional. 2016.

NELLIS, G. y KLEIN, S., Heat transfer. S.l.: s.n. 2013. ISBN 9788578110796.

PACHECO, A.S., Refrigeracion con CO2 en aplicaciones comerciales. S.l.: Universidad Politecnica de Madrid. 2015.

PEREZ, J.P., Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan CO2 como refrigerante. S.l.: Universidad Jaume I de Castellón. 2013.

RIBES, A.B., Estudio Del Comportamiento Del Refrigerante R744 En Procesos De Transferencia De Calor Realizados En Intercambiadores De Placas Montados En Una Instalación De Refrigeración. S.l.: Universitat Jaume. 2016.

ROSALÍA RAMOS TEJADO, Análisis comparativo de compresores transcríticos para CO2. S.l.: Universidad de Sevilla. 2016.

RUIZ, J.D.G., Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la Universidad Pontificia Bolivariana. S.l.: Universidad Pontificia Bolivariana. 2012.

SHAH, M., Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. S.I.: s.n. 1982.

SILVA, D.L. da, Análise Teórico-Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos. S.I.: Universidade Federal de Santa Catarina. 2008.

TIPO, E.D.E. y TUBOS, C.,Aplicación a la simulación de condensadores y.

TORRES, E., APOLO, V. y VACACELA, J., Optimización del uso de Refrigerante para Disminuir la Emisión de Contaminantes en Motores de Combustión. , vol. 30, no. Mayo, 2017. pp. 1–19.

TSAMOS, K.M., GULLO, P., GE, Y.T., IDEW, SANTOSA, TASSOU, S.A. y HAFNER, A., Performance investigation of the CO₂ gas cooler designs and its integration with the refrigeration system. Energy Procedia, 2017. vol. 123, pp. 265–272. ISSN 18766102. DOI 10.1016/j.egypro.2017.07.237.

ANEXOS

Anexo A. Antecedente a nivel nacional

Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la Universidad Pontificia Bolivariana.³²

Esta investigación tuvo como propósito estudiar el impacto ambiental para la creación y dotación del Centro de Regeneración de Refrigerantes R12, R22 y R134a de la Universidad Pontificia Bolivariana, en la ciudad de Medellín. A su vez se evaluó el estado actual del manejo de dichos gases en el contexto internacional y nacional debido a que son considerados sustancias agotadoras de la capa de ozono.

La metodología utilizada derivó de la recolección de datos cualitativos a partir de material bibliográfico suministrado por el Área Metropolitana del Valle de Aburrá, lo estipulado en el Decreto 2820 de 2010, TÍTULO IV (Procedimiento para la obtención de Licencia Ambiental) y la ley 1450 de 2011 en lo referente al trámite de licenciamiento. En el Centro de Regeneración de Gases Refrigerantes se recolectó datos de forma cualitativa y cuantitativa para medir las afectaciones de tipo negativo o positivo que dicha actividad conllevó.

Debido a la regeneración de los gases refrigerantes se evitó la liberación de estos a la atmósfera contribuyendo al mejoramiento de la calidad del medio ambiente ya

³² GONZALES RUIZ, Jaime Diego. (2012). "Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la Universidad Pontificia Bolivariana" (Tesis de Maestría). Universidad Pontificia Bolivariana. Medellín. [En línea][02/05/2018] Disponible en: <https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/26/TESIS%20REFRIGERANTES.pdf?sequence=1>

que estos refrigerantes (R22, R12 y R134a) tienen efectos sobre el calentamiento global y en el agotamiento de la capa de ozono. En esta actividad también se obtuvieron residuos peligrosos de los refrigerantes los cuales fueron identificados y se estableció una forma de disponerlos para que no afecten el medio ambiente.

Gracias al banco de datos suministrados por este trabajo se pudo exponer las ventajas que tiene el uso del CO₂ como fluido frigorífico ante dichas sustancias, se ratifican los beneficios de utilizar el dióxido de carbono en sistemas de refrigeración para el medio ambiente. También se tuvo en cuenta las normativas de seguridad respetando el Protocolo de Montreal.

Anexo B Antecedentes a nivel internacional

Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración.³³

El objetivo de este trabajo fue determinar de manera experimental el coeficiente de película del refrigerante R744, en un intercambiador de placas funcionando como gas cooler/condensador para luego ser comparado con correlaciones semiempíricas determinadas por varios autores. Posteriormente se analizó la compatibilidad del dióxido de carbono con los materiales y su comportamiento en diferentes circunstancias.

Se utilizó una instalación existente en el laboratorio de Máquinas y motores térmicos de la UJI, pertenecientes al Grupo de Ingeniería Térmica (GIT), modificada para un ciclo simple vapor, empleando dióxido de carbono como refrigerante principal y agua/Tyfoxit como fluidos secundarios para la disipación del calor en los intercambiadores empleados como gas-cooler/condensador y evaporador.

Se comprobó que el coeficiente de transferencia global es mayor en la zona transcritica que en la zona bifásica, el coeficiente es mayor para temperaturas de evaporación de 0°C que para temperaturas de -10°C según condiciones de funcionamiento. El caudal másico de refrigerante es menor para zonas de bajas presiones a altas para un cado de temperaturas de evaporación de -10°C.

³³ BELLIDO RIBES, Alba. (2016). "Estudio del comportamiento del refrigerante R744 en procesos de transferencia de calor realizados en intercambiadores de placas montados en una instalación de refrigeración" (Tesis de Pregrado). Universitat Jaume I. Castellón. [En línea], [30/04/2018] Disponible en: <http://hdl.handle.net/10803/384639>

Finalmente, este proyecto nos dejó puertas abiertas en el estudio de correlaciones aptas para la aplicación del CO₂ en condiciones transcríticas; nos dio paso a analizar la zona de condensación con más detalle y evaluar las condiciones utilizadas en nuestro proyecto.

Análise teórico-experimental da expansão transcrítica de Dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos.³⁴

Este trabajo caracterizó el flujo transcrítico del R-744 variando sus dimensiones y bajo condiciones de operación características de un sistema de refrigeración comercial. La investigación trabajó a partir de dos métodos, uno experimental y otro computacional.

Se realizaron dos métodos, el primero, modelo experimental en el cual se planteó estadísticamente para obtener un máximo de información de un número mínimo de experimentos. El segundo, dos modelos teóricos (diferencial y algebraico) donde se simuló el flujo del CO₂ en tubo capilares adiabáticos. El método diferencial se encargó de obtener valores del caudal másico del refrigerante a partir de las ecuaciones de la conservación de la masa, de la energía y de la cantidad de movimiento a lo largo del flujo mediante un proceso iterativo. El método algebraico determinó el caudal másico del CO₂ integrando analíticamente la ecuación de la cantidad de movimiento a lo largo de la línea isoentálpica,

Los datos obtenidos fueron utilizados para generar una correlación empírica adimensional que permitió la obtención del caudal másico del refrigerante en función de los principales parámetros que afectaron el flujo: presión y temperatura en la entrada, diámetro interno y longitud del tubo capilar. El flujo a la salida del tubo

³⁴ DA SILVA, Diogo Lóndero. (2008) “Análise teórico-experimental da expansão transcrítica de Dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos” (Tesis Maestría) Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. [En línea] [02/05/2018] Disponible en: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/91285>

capilar es poco afectado por la presión. Debido a que el diámetro interno del tubo capilar afectó el flujo, dichos tubos fueron caracterizados geométricamente 10% en relación con los valores nominales. La temperatura del fluido frigorífico se redujo considerablemente en la región transcritical debido a la curvatura de las líneas isotérmicas en dicha región.

A partir del modelamiento teórico de este proyecto logramos diseñar un modelo computacional para un flujo de CO₂ en estado transcrítico, dicha configuración nos permitió analizar diversas instalaciones para comparar sus resultados y obtener la opción que más cumplió con los requerimientos del sistema.

Modelado y control multivariable de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.³⁵

La finalidad de este trabajo fue el aprendizaje del funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de una etapa afianzando los conceptos aprendidos durante el curso de Master en Automática, Robótica y Telemática para posteriormente modelar y simular dicho sistema teniendo en cuenta la aplicación de distintas metodologías de control.

Inicialmente se reproduce la dinámica de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa teniendo en cuenta dos variables de entrenada y dos variables de salida, pretendiendo tener como resultado simular un sistema MIMO (del inglés Multiple Inputs, Multiple Outputs). En el modelado del sistema se tienen en cuenta tres estudios: en el primero se estudia el modelo simplificado del ciclo el cual tiene en cuenta que dentro de ambos intercambiadores coexisten los estados del refrigerante apropiados, sin que desaparezca ninguno de ellos en

³⁵ ALFONSO ALFAYA, José E. (2014) "Modelado y control multivariable de un sistema de refrigeración por compresión de vapor" (Tesis Maestría) Universidad de Sevilla. Sevilla. [En línea] [14/09/2018] Disponible en: http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70561/fichero/TFM_ALONSO_ALFAYA.pdf

ningún momento. En el segundo modelo se profundiza en el análisis y en el modelado del condensador. El autor ha tenido en cuenta dos posibles modos de coexistencia de los estados del refrigerante para tener una respuesta más fiable del condensador bajo ciertas condiciones. De esta forma, el cálculo del intercambio de calor es más preciso. Por último, en el tercer estudio se desarrolla el ciclo termodinámico completo, utilizando como base el condensador explicado. Se amplían a cinco los modos de funcionamiento del condensador, con el objetivo de tener en cuenta los fenómenos de encendido y apagado del sistema. Análogamente, se explica el diseño del evaporador, el cual, por las características del ciclo, solo tiene dos modos de funcionamiento. La válvula de expansión y el compresor se tratan como elementos estáticos por tener dinámicas de orden de tiempo inferior a los intercambiadores.

Se desarrolló un simulador complejo para reproducir un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa el cual obtuvo resultados coherentes con el funcionamiento real. También se consiguió unos controladores multivariables capaces de funcionar en distintos puntos de operación y según las exigencias del control.

A partir de los métodos utilizados en este proyecto para el modelamiento de un sistema de refrigeración se procede a analizar la dinámica de nuestro circuito teniendo en cuenta el estado y las condiciones a las cuales trabajaron los dispositivos del sistema y posteriormente simular la configuración diseñada.

Anexo C. Presentación de datos de rendimiento del compresor con polinomios para eN12900 / ARI 540

Este polinomio puede obtenerse en línea por medio del software Bitzer para selección de componentes pertenecientes a un sistema de refrigeración. Disponible en:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1580131797062&mod=ES>

C

```
*****
BITZER Software v6.10.2 rev2250
(c) 2019, BITZER, Germany. Todos los datos son susceptibles de cambio
Mittwoch, 11. September 2019 16:34:28
*****
```

Presentación de datos de rendimiento del compresor con polinomios para EN12900 / ARI 540

Valores de entrada:

Modelo de compresor	6DTE-50K
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Salida enfriamiento del gas	30,0 °C
Recalentamiento de gas aspirado	5,00 K
Modo de funcionamiento	Transcrítico
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%

Polinomial

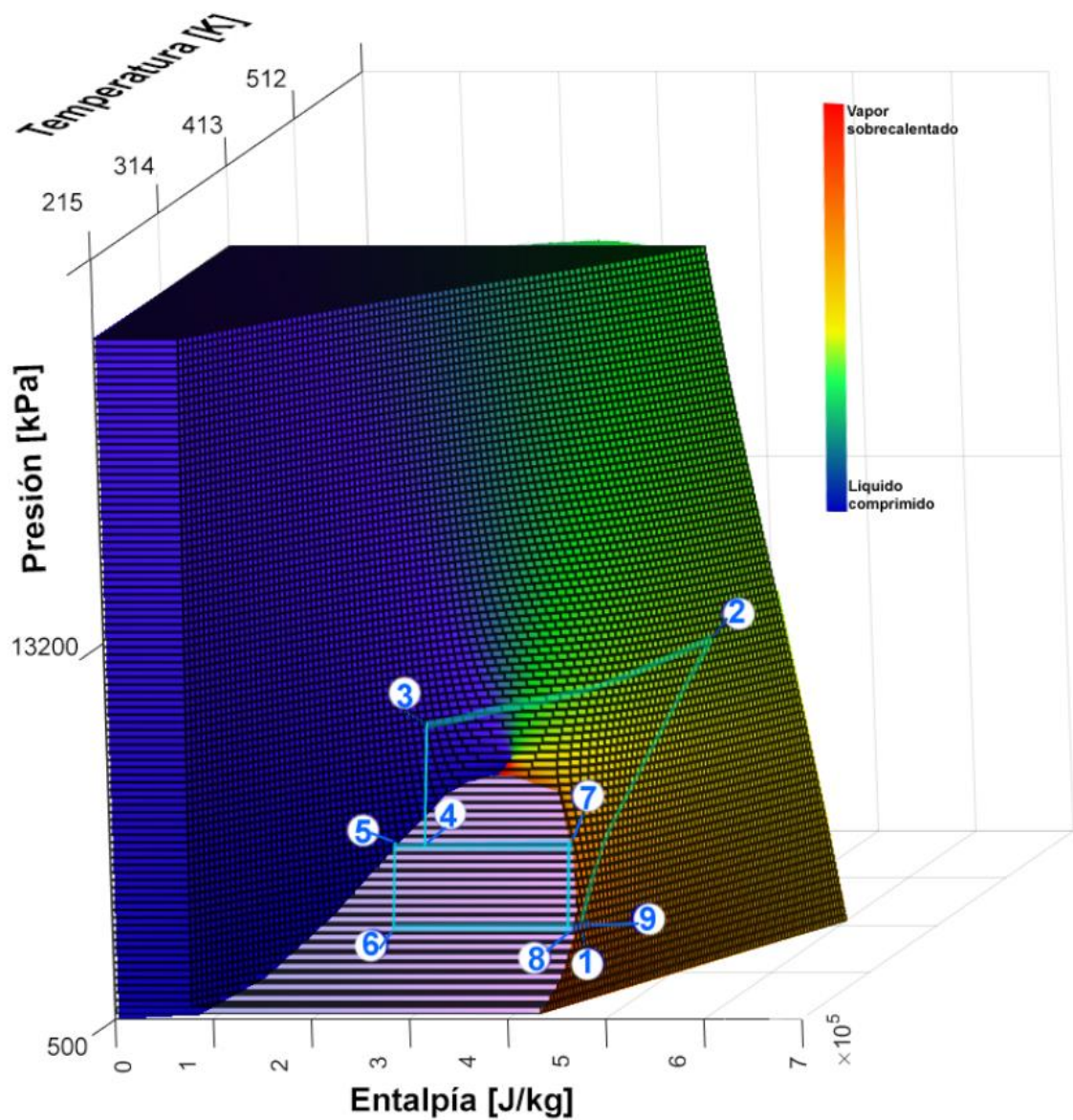
$y = c1 + c2 \cdot t_o + c3 \cdot p_{HP} + c4 \cdot t_o^2 + c5 \cdot t_o \cdot p_{HP} + c6 \cdot p_{HP}^2 + c7 \cdot t_o^3 + c8 \cdot p_{HP} \cdot t_o^2 + c9 \cdot t_o \cdot p_{HP}^2 + c10 \cdot p_{HP}^3$

Coefficiente:

	c1	c2	c3	c4	c5	c6	c7	c8	c9	c10	
Q [W]		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P [W]	-21267,93103	-651,1810345	1057,422414	-5,627637931	2,043155172	-4,265534483	0,014337931	-0,079336552	0,053886724	0,007503517	
m [kg/h]	3479,43105	104,9771072	-5,888530178	1,584145276	0,00248283	-0,021743999	0,019457775	0,001993847	-0,000496489	5,01261E-05	
I [A]	-31,80252137	-0,725020139	2,358662183	-0,010281897	0,003642232	-0,017602057	5,27563E-06	-2,67083E-05	4,47609E-05	5,14892E-05	

Anexo D. Propiedades termodinámicas del dióxido de carbono

Dichas propiedades son determinadas con las funciones termodinámicas que presenta la herramienta computacional Engineering Equation Solver (EES) para el CO_2 .



"PUNTO 1"

s[1]=Entropy(R\$,h=h[1];p=P[1])

T[1]=Temperature(R\$,h=h[1];p=P[1])

"PUNTO 2"

h[2]=enthalpy(R\$,T=T[2];P=P[2])

s[2]=entropy(R\$,h=h[2];p=p[2])

h_ID[2]=enthalpy(R\$,s=s[1];p=p[2])

"PUNTO 3"

s[3]=entropy(R\$,h=h[3];p=p[3])

T[3]=temperature(R\$,h=h[3];p=p[3])

"PUNTO 4"

s[4]=entropy(R\$,h=h[4];p=p[4])

T[4]=Temperature(R\$,h=h[4];p=p[4])

x[4]=quality(R\$,h=h[4];p=p[4])

"PUNTO 5"

h[5]=enthalpy(R\$,x=0;P=P[5])

s[5]=entropy(R\$,h=h[5];P=p[5])

T[5]=temperature(R\$,h=h[5];P=p[5])

"PUNTO 6"

s[6]=entropy(R\$,h=h[6];p=P[6])

T[6]=Temperature(R\$,h=h[6];p=P[6])
x[6]=quality(R\$,h=h[6];s=s[6])

"PUNTO 7"

h[7]=enthalpy(R\$,x=1;p=P[7])
s[7]=entropy(R\$,h=h[7];p=P[7])
T[7]=temperature(R\$,h=h[7];p=P[7])

"PUNTO 8"

s[8]=entropy(R\$,h=h[8];p=P[8])
T[8]=temperature(R\$,h=h[8];p=P[8])

"PUNTO 9"

T[9]=T_sat(R\$,p=P[9])+RC
s[9]=entropy(R\$,h=h[9];p=p[9])
h[9]=enthalpy(R\$,t=t[9];p=p[9])
T_sat[9] = T_sat(R\$,p=P[9])
h_sat[9]=enthalpy(R\$,t=T_sat[9];x=x_sat[9])

Anexo E Relaciones del ntu para los intercambiadores de calor

TABLA 11-5

Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor, $NTU = UA_s/C_{\min}$
y $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Doble tubo:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i> $C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Tomada de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Anexo F Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas

TABLA 3-3

Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas

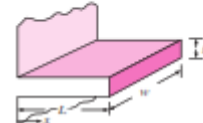
Aletas rectangulares rectas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$A_{\text{alata}} = 2wL_c$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

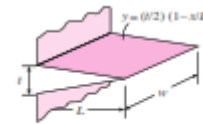


Aletas triangulares rectas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{\text{alata}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$



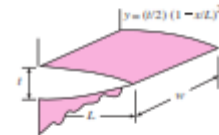
Aletas parabólicas rectas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{\text{alata}} = wL[C_1 + (L/t)\ln(t/L + C_1)]$$

$$C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$$



Aletas circulares de perfil rectangular

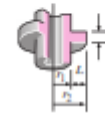
$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{\text{alata}} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{\text{alata}} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



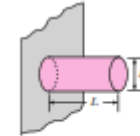
Aletas de espiga de perfil rectangular

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$L_c = L + D/4$$

$$A_{\text{alata}} = \pi DL_c$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$



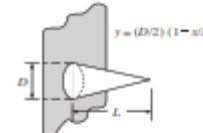
Aletas de espiga de perfil triangular

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{alata}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{2}{mL} \frac{I_2(2mL)}{I_1(2mL)}$$

$$I_2(x) = I_0(x) - (2/x)I_1(x) \text{ donde } x = 2mL$$



Aletas de espiga de perfil parabólico

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{alata}} = \frac{\pi L^3}{8D} [C_3 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_3)]$$

$$C_3 = 1 + \frac{2(D/L)^2}{\sqrt{1 + (D/L)^2}}$$

$$C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$$



Aletas de espiga de perfil parabólico (punta truncada)

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{alata}} = \frac{\pi D^3}{96L^2} \left\{ \left[16(L/D)^2 + 1 \right]^{3/2} - 1 \right\}$$

$$\eta_{\text{alata}} = \frac{3}{2mL} \frac{I_1(4mL/3)}{I_0(4mL/3)}$$



Anexo G Código sistema de refrigeración transcrito de CO₂ con dos etapas- primera parte

```
function Wreal(Pcond;Pev)
```

```
T_ev = -10 [C]
```

```
T_amb = 25 [C]
```

```
DT = 5[C] "Diferencia entre Temperatura ambiente y Temperatura de salida del  
GASCOOLER - Según norma AHRI Standard 570"
```

```
T_sal_gc = T_amb + DT
```

```
P_hP = (1 + 2,44*T_sal_gc) "Alta Presión Óptima - Según norma AHRI Standard  
570"
```

```
Cw_1 = -21267,9310344818
```

```
Cw_2 = -651,181034482756
```

```
Cw_3 = 1057,42241379307
```

```
Cw_4 = -5,62763793103454
```

```
Cw_5 = 2,04315517241374
```

```
Cw_6 = -4,2655344827583
```

```
Cw_7 = 0,014337931034484
```

```
Cw_8 = -0,0793365517241373
```

```
Cw_9 = 0,0538867241379313
```

```
Cw_10 = 0,00750351724137822
```

```
Wreal = (Cw_1 + Cw_2*T_ev + Cw_3*P_hP + Cw_4*T_ev^2 + Cw_5*T_ev*P_hP +  
Cw_6*P_hP^2 + Cw_7*T_ev^3 + Cw_8*P_hP*T_ev^2 + Cw_9*T_ev*P_hP^2 +  
Cw_10*P_hP^3) "Potencia de entrada [W]"
```

```
end
```



```
function mref(Pcond;Pev)
```

```
T_ev = -10 [C]
```

```
T_amb = 25 [C]
```

```
DT = 5 [C] "Diferencia entre Temperatura ambiente y Temperatura de salida del  
GASCOOLER - Según norma AHRI Standard 570"
```

```
T_sal_gc=T_amb + DT
```

```
P_hP = (1 + 2,44*T_sal_gc) "Alta Presión Óptima - Según norma AHRI Standard  
570"
```

```
Cvol_1=3479,43105021649
```

```
Cvol_2=104,977107180913
```

```
Cvol_3=-5,88853017751085
```

```
Cvol_4=1,58414527609741
```

```
Cvol_5=0,00248282968096801
```

```
Cvol_6=-0,0217439990189343
```

```
Cvol_7=0,0194577752936448
```

```
Cvol_8=0,00199384689361554
```

```
Cvol_9=-0,000496488578211258
```

```
Cvol_10=0,0000501260775592311
```

```
mref = (Cvol_1 + Cvol_2*T_ev + Cvol_3*P_hP + Cvol_4*T_ev^2 +
```

```
Cvol_5*T_ev*P_hP + Cvol_6*P_hP^2 + Cvol_7*T_ev^3 + Cvol_8*P_hP*T_ev^2 +
```

```
Cvol_9*T_ev*P_hP^2 + Cvol_10*P_hP^3)/3600 [kg/s] "Velocidad Flujo másico del  
refrigerante [kg/s]"
```

```
end
```

```
$UnitSystem SI C J kPa
```

\$REFERENCE R744 iir

\$Keyboard EU

F\$='Air_ha'

R\$='R744'

TypeHXT\$='fc_tubes_s80-38T'

TypeHX\$='crossflow_one_unmixed'

"!PARÁMETROS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN"

T_ev = -10 [C]

T_amb = 25 [C]

DT = 5[C] "Diferencia entre Temperatura ambiente y Temperatura de salida del GASCOOLER - Según norma AHRI Standard 570"

T_sal_gc = T_amb + DT

P_int = sqrt(P_cond*P_ev) "Presión intermedia del sistema (No es la más optima pero es correlación utilizada en la práctica"

P_cond = 9000 [kPa] "Presión de condensación"

P_ev = 2649 [kPa] "Presión de evaporación"

RC= 7 [C] "Recalentamiento del evaporador"

"AIRE"

T_air_in = 27 [C]

V_dot_air_gc = 58700*convert(m^3/h;m^3/s)

V_dot_air_ev = 9500*convert(m^3/h;m^3/s)

P_air = Po#

"GEOMETRIA INTERCAMBIADOR DE CALOR"

H=640[mm]*convert(mm;m)

L= 440[mm]*convert(mm;m)

N_tf = 24

```
N_tc = 18
N_circuitos = 92
th = 1,312[mm]*convert(mm;m)
p_fin = 3,175[mm]*convert(mm;m)
```

"!ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA"

```
m_dot_ref=mref(P[2];P[1])
W_real=abs(Wreal(P[1];P[2]))
COP = CAP/W_real
```

"PUNTO 1"

```
P[1]=P[8]
s[1]=Entropy(R$;h=h[1];p=P[1])
T[1]=Temperature(R$;h=h[1];p=P[1])
m[1]=m_dot_ref
m[8]*h[8]+m[9]*h[9]=m[1]*h[1]
```

"PUNTO 2"

```
eta_comp=(h_ID[2]-h[1])/(h[2]-h[1])
W_real=m[1]*(h[2]-h[1])
```

```
P[2]=P_cond
h[2]=enthalpy(R$;T=T[2];P=P[2])
s[2]=entropy(R$;h=h[2];p=p[2])
h_ID[2]=enthalpy(R$;s=s[1];p=p[2])
m[2]=m[1]
```

"PUNTO 3"

```
p[3]=p[2]
s[3]=entropy(R$,h=h[3];p=p[3])
T[3]=T_sal_gc
T[3]=temperature(R$,h=h[3];p=p[3])
m[3]=m[2]
```

"PUNTO 4"

```
h[4]=h[3]
P[4]=P_int
s[4]=entropy(R$,h=h[4];p=p[4])
T[4]=Temperature(R$,h=h[4];p=p[4])
x[4]=quality(R$,h=h[4];p=p[4])
m[4]=m[3]
```

"PUNTO 5"

```
P[5]=P[4]
h[5]=enthalpy(R$,x=0;P=P[5])
s[5]=entropy(R$,h=h[5];P=p[5])
T[5]=temperature(R$,h=h[5];P=p[5])
m[5]=(1-x[4])*m[4]
```

"PUNTO 6"

```
P[6]=P_ev
h[6]=h[5]
s[6]=entropy(R$,h=h[6];p=P[6])
```

T[6]=Temperature(R\$,h=h[6];p=P[6])
x[6]=quality(R\$,h=h[6];s=s[6])
m[6]=m[5]

"PUNTO 7"

P[7]=P[4]
h[7]=enthalpy(R\$,x=1;p=P[7])
s[7]=entropy(R\$,h=h[7];p=P[7])
T[7]=temperature(R\$,h=h[7];p=P[7])
m[7]=x[4]*m[4]

"PUNTO 8"

P[8]=P[9]
h[8]=h[7]
s[8]=entropy(R\$,h=h[8];p=P[8])
T[8]=temperature(R\$,h=h[8];p=P[8])
m[8]=m[7]

"PUNTO 9"

P[9]=P[6]
T[9]=T_sat(R\$,p=P[9])+RC
s[9]=entropy(R\$,h=h[9];p=p[9])
h[9]=enthalpy(R\$,t=t[9];p=p[9])
m[9]=m[6]
T_sat[9] = T_sat(R\$,p=P[9])
h_sat[9]=enthalpy(R\$,t=T_sat[9];x=x_sat[9])
x_sat[9]=1

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Válvula reguladora de presión V1"

$\rho_{v1} = \text{density}(R\$; T=T[3]; P=P_{\text{cond}})$

$m[3] = k_{v1} \cdot \sqrt{\rho_{v1} \cdot DP_{V1}}$

$DP_{V1} = P[3] - P[4]$

"Válvula de expansión presostática"

$\rho_{v2} = \text{Density}(R\$; P=P_{\text{int}}; x=1)$

$m[7] = k_{v2} \cdot \sqrt{\rho_{v2} \cdot DP_{V2}}$

$DP_{V2} = P[7] - P[8]$

"Válvula de expansión termostática VET"

$\rho_{\text{VET}} = \text{Density}(R\$; P=P_{\text{int}}; x=0)$

$m[5] = k_{v3} \cdot \sqrt{\rho_{\text{VET}} \cdot DP_{V3}}$

$DP_{V3} = P[5] - P[6]$

"Gas Cooler"

$F_{\text{liq}} = 1 - F_{\text{vs}}$ "Relación factor de longitud del tubo zona líquida con el factor de longitud de tubo vapor"

$Q_{\text{dot_gc}} = q_{\text{dot_liq}} + q_{\text{dot_vs}}$ "Capacidad total del gas-cooler"

```

rho_air = density(F$,T=T_air_in;P=P_air)
m_dot_air_gc = rho_air*V_dot_air_gc
m_dot_air_vs = m_dot_air_gc*F_vs "Fracción de flujo de aire en la zona de vapor
sobrecalentado"
m_dot_air_liq = m_dot_air_gc*F_liq "Fracción de flujo de aire en la zona de líquido
subenfriado"
m_dot_air_gc*C_air_gc*T_air_out_gc = C_dot_air_vs*T_air_out_vs +
C_dot_air_liq*T_air_out_liq
T_avg_air_gc = (T[2] + T_air_in)/2
C_air_gc = cP(F$,T=T_avg_air_gc;P=P_air)
C_dot_air_vs = m_dot_air_gc*C_air_gc*F_vs
q_dot_vs = C_dot_air_vs*(T_air_out_vs - T_air_in)
v_crit = v_crit(R$) "Volumen específico critico - donde cambia de fase de vapor
sobrecalentado a líquido subenfriado"
T_int = temperature(R$;P=P[2];v=v_crit) "Temperatura intermedia - donde cambia
de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"
h_int = enthalpy(R$; T=T_int;P=P[2]) "Entalpía intermedia - donde cambia de fase
de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"
C_ref_vs = (h[2]-h_int)/(T[2]-T_int)
C_dot_ref_vs = m[2]*C_ref_vs
q_dot_vs = C_dot_ref_vs*(T[2] - T_int)
C_dot_min_vs = min(C_dot_ref_vs;C_dot_air_vs)
q_dot_max_vs = C_dot_min_vs*(T[2] - T_air_in)
epsilon_vs = q_dot_vs/q_dot_max_vs
NTU_vs=HX(TypeHX$, epsilon_vs; C_dot_ref_vs; C_dot_air_vs; 'NTU')
UA_vs = C_dot_min_vs*NTU_vs

C_ref_liq = (h_int - h[3])/(T_int - T[3])
C_dot_ref_liq = m[2]*C_ref_liq
q_dot_liq = C_dot_ref_liq*(T_int - T[3])

```

$C_{\dot{air_liq}} = m_{\dot{air_gc}} * C_{air_gc} * F_{liq}$
 $q_{\dot{liq}} = C_{\dot{air_liq}} * (T_{air_out_liq} - T_{air_in})$
 $C_{\dot{min_liq}} = \min(C_{\dot{ref_liq}}; C_{\dot{air_liq}})$
 $q_{\dot{max_liq}} = C_{\dot{min_liq}} * (T_{int} - T_{air_in})$
 $\epsilon_{liq} = q_{\dot{liq}} / q_{\dot{max_liq}}$
 $NTU_{liq} = HX(\text{TypeHX\$}; \epsilon_{liq}; C_{\dot{ref_liq}}; C_{\dot{air_liq}}; 'NTU')$
 $UA_{liq} = C_{\dot{min_liq}} * NTU_{liq}$

$L_{tubo_gc} = N_{tf} * N_{tc} * W_{gc}$ "Longitud total del tubo"
 $N_{tubos} = N_{tf} * N_{tc}$ "Número total de tubos"
 Call CHX_geom_finned_tube(TypeHXT\$: D_ext; fin_pitch; D_h; fin_thk; sigma;
 alpha; A_fin\A)
 $D_{in} = D_{ext} - 2 * th$
 $A_{finned_tot_gc} = (A_{fin\A}) * A_{tot_gc}$ "Área total aleteada"
 $A_{unfinned_gc} = \pi * D_{ext} * L_{tubo_gc} * (1 - (fin_thk * fin_pitch))$ "Área no aleteada"
 $A_{tot_gc} = A_{finned_tot_gc} + A_{unfinned_gc}$ "Área superficie lado aire"
 $k_{fin_gc} = k('Aluminum'; T_{avg_air_gc})$ "Conductividad del material de la aleta"
 $L_{fin} = 0,01$ [m] "Longitud de la aleta"
 $\epsilon_{fin_gc} = \epsilon_{fin_straight_rect}(fin_thk; L_{fin}; h_{bar_air_gc}; k_{fin_gc})$ "Eficiencia de la aleta"
 $\epsilon_{o_gc} = 1 - (A_{fin\A}) * (1 - \epsilon_{fin_gc})$ "Eficiencia general de la superficie"

$A_{ref_gc} = N_{tubos} * W_{gc} * \pi * D_{in}$ "Área lado refrigerante"

Call CHX_h_finned_tube(TypeHXT\$: m_dot_air_gc; W_gc * H; F\$; T_avg_air_gc;
 P_air: h_bar_air_gc)
 $R_{air_gc} = 1 / (\epsilon_{o_gc} * h_{bar_air_gc} * A_{tot_gc})$

$F_{vs} = L_{vs} / L_{tubo_gc}$ "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"

$R_{air_vs} = R_{air_gc}/F_{vs}$ "Resistencia térmica en el lado aire de la zona vapor sobrecalentado"

$T_{bar_ref_vs} = (T[2] + T_{int})/2$ "Temperatura promedio refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

call

PipeFlow(R\$,T_bar_ref_vs,P[2];m[2]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_gc*F_vs;0:h_bar_ref_vs; h_bar_ref_vs_H;DELTAP_ref_vs; {Nusselt_T_vs}; {f_ref_vs}; {Re_ref_vs})

$R_{ref_vs} = 1/(h_{bar_ref_vs} \cdot \pi \cdot D_{in} \cdot L_{vs})$ "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"

$R_{vs} = R_{ref_vs} + R_{air_vs}$ "Resistencia térmica total zona de vapor sobrecalentado"

$UA_{vs} = 1/R_{vs}$

$F_{liq} = L_{liq}/L_{tubo_gc}$ "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de líquido subenfriado"

$R_{air_liq} = R_{air_gc}/F_{liq}$ "Resistencia térmica en el lado aire de la zona de líquido subenfriado"

$T_{bar_ref_liq} = (T_{int} + T[3])/2$ "Temperatura promedio refrigerante en la zona de líquido subenfriado"

call

PipeFlow(R\$,T_bar_ref_liq,P[2];m[2]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_gc*F_liq;0:h_bar_ref_liq; h_bar_ref_liq_H;DELTAP_ref_liq; {Nusselt_T_vs}; {f_ref_vs}; {Re_ref_vs})

$R_{ref_liq} = 1/(\pi \cdot D_{in} \cdot L_{liq} \cdot h_{bar_ref_liq})$ "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de líquido subenfriado"

$R_{liq} = R_{air_liq} + R_{ref_liq}$ "Resistencia térmica total zona de líquido subenfriado"

$UA_{liq} = 1/R_{liq}$

$UA_{gc} = UA_{vs} + UA_{liq}$ "Coeficiente global de transferencia de calor en el gas-cooler"

"Evaporador"

$F_{bp} = 1 - F_{sc}$ "Relación factor de longitud del tubo zona bifásica con el factor de longitud de tubo sobrecalentado"

$\dot{Q}_{ev} = \dot{q}_{bp} + \dot{q}_{sc}$ "Capacidad total del evaporador"

$CAP = \dot{Q}_{ev}$

$T_{avg_air_ev} = (T[6] + T_{air_in})/2$

$C_{air_ev} = cP(F\$; T=T_{avg_air_ev}; P=P_{air})$

$\dot{m}_{air_ev} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air_ev}$

$\dot{m}_{air_sc} = \dot{m}_{air_ev} \cdot F_{sc}$ "Fracción de flujo de aire en la zona de vapor sobrecalentado"

$\dot{m}_{air_bp} = \dot{m}_{air_ev} \cdot F_{bp}$ "Fracción de flujo de aire en la zona bifásica"

$\dot{m}_{air_ev} \cdot C_{air_ev} \cdot T_{air_out_ev} = \dot{C}_{air_sc} \cdot T_{air_out_sc} + \dot{C}_{air_bp} \cdot T_{air_out_bp}$

$\dot{C}_{air_bp} = \dot{m}_{air_ev} \cdot C_{air_ev} \cdot F_{bp}$

$\dot{C}_{min_bp} = \dot{C}_{air_bp}$

$\dot{q}_{bp} = \dot{m}[6] \cdot (h_{sat}[9] - h[6])$

$\dot{q}_{bp} = \dot{C}_{air_bp} \cdot (T_{air_in} - T_{air_out_bp})$

$\dot{q}_{max_bp} = \dot{C}_{min_bp} \cdot (T[6] - T_{air_in})$

$\epsilon_{bp} = \text{abs}(\dot{q}_{bp} / \dot{q}_{max_bp})$

$\arg = (1 - \epsilon_{bp})$

$NTU_{bp} = -\ln(\arg)$

$UA_{bp} = \dot{C}_{min_bp} \cdot NTU_{bp}$

$C_{ref_sc} = (h[9] - h_{sat}[9]) / (T[9] - T_{sat}[9])$

```

C_dot_ref_sc = m[6]*C_ref_sc
q_dot_sc = C_dot_ref_sc*(T[9] - T_sat[9])
C_dot_air_sc = m_dot_air_ev*C_air_ev*F_sc
q_dot_sc = C_dot_air_sc*(T_air_in - T_air_out_sc)
C_dot_min_sc = min(C_dot_ref_sc;C_dot_air_sc)
q_dot_max_sc = C_dot_min_sc*(T_sat[9] - T_air_in)
epsilon_sc = abs(q_dot_sc/q_dot_max_sc)
NTU_sc=HX(TypeHX$, epsilon_sc; C_dot_ref_sc; C_dot_air_sc; 'NTU')
C3=C_dot_ref_sc/C_dot_air_sc
UA_sc = C_dot_min_sc*NTU_sc

```

```

A_finned_tot_ev = (A_fin/A)*A_tot_ev "Área total aleteada"
L_tubo_ev = N_tf*N_tc*W_ev "Longitud total del tubo"
A_unfinned_ev = pi*D_ext*L_tubo_ev*(1-(fin_thk*fin_pitch)) "Área no aleteada"
A_tot_ev = A_finned_tot_ev + A_unfinned_ev "Área superficie lado aire"
k_fin_ev=k_('Aluminum';T_avg_air_ev) "Conductividad del material de la aleta"
eta_fin_ev=eta_fin_straight_rect(fin_thk;L_fin;h_bar_air_ev;k_fin_ev) "Eficiencia de la aleta"
eta_o_ev = 1 - (A_fin/A)*(1 - eta_fin_ev) "Eficiencia general de la superficie"

```

```

Call CHX_h_finned_tube(TypeHXT$, m_dot_air_ev; W_ev*H; F$;T_avg_air_ev;
P_air:h_bar_air_ev)
R_air_ev = 1/(eta_o_ev*h_bar_air_ev*A_tot_ev)

```

```

F_sc = L_sc/L_tubo_ev "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"
R_air_sc = R_air_ev/F_sc "Resistencia térmica en el lado aire de la zona vapor sobrecalentado"
T_bar_ref_sc = (T_sat[9] + T[9])/2 "Temperatura promedio refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

```

call

PipeFlow(R\$,T_bar_ref_sc;P[6];m[6]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_ev*F_sc;0:h_bar_ref_sc; h_bar_ref_sc_H;DELTAP_ref_sc; {Nusselt_T_sc}; {f_ref_sc}; {Re_ref_sc})

R_ref_sc = 1/(h_bar_ref_sc*pi*D_in*L_sc) "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"

R_sc = R_ref_sc + R_air_sc "Resistencia térmica total zona de vapor sobrecalentado"

UA_sc = 1/R_sc

F_bp = L_bp/L_tubo_ev "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de bpuido subenfriado"

R_air_bp = R_air_ev/F_bp "Resistencia térmica en el lado aire de la zona de líquido subenfriado"

G_ref[6] = (m[6]/(N_circuitos))/((pi*D_in^2)/4)) "Velocidad de masa a la entrada del evaporador"

A_ref_ev = N_tubos*pi*D_in*W_ev "Área total del refrigerante"

q_dot_bp_s = q_dot_bp/(pi*D_in*L_bp) "Carga térmica de la zona bifásica en función del área bifásica"

h_bar_ref_bp =

Flow_Boiling_avg(R\$,T[6];G_ref[6];D_in;x[6];x_sat[9];q_dot_bp_s;'Horizontal')

DELTAP_bp=DELTAP_2phase_horiz(R\$, G_ref[6]; P[6]; D_in; L_bp; x[6]; x_sat[9])

R_ref_bp = 1/(pi*D_in*L_bp*h_bar_ref_bp) "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de bpuido subenfriado"

R_bp = R_air_bp + R_ref_bp "Resistencia térmica total zona de bpuido subenfriado"

UA_bp = 1/R_bp

UA_ev = UA_bp + UA_sc "Coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador"

**Anexo H. Código sistema de refrigeracion transcritico de co2 con dos etapas
– presion de alta y temperatura ambiente variables**

\$UnitSystem SI C J kPa

\$REFERENCE R744 iir

\$Keyboard EU

F\$='Air_ha'

R\$='R744'

TypeHXT\$='fc_tubes_s80-38T'

TypeHX\$='crossflow_one_unmixed'

$P_{hP} = (1 + 2,44 \cdot T_{sal_cond})$ "Alta Presión Óptima - Según norma AHRI
Standard 570"

$Cw_1 = -21267,9310344818$

$Cw_2 = -651,181034482756$

$Cw_3 = 1057,42241379307$

$Cw_4 = -5,62763793103454$

$Cw_5 = 2,04315517241374$

$Cw_6 = -4,2655344827583$

$Cw_7 = 0,014337931034484$

$Cw_8 = -0,0793365517241373$

$Cw_9 = 0,0538867241379313$

$Cw_10 = 0,00750351724137822$

$W_{real} = (Cw_1 + Cw_2 \cdot T_{ev} + Cw_3 \cdot P_{hP} + Cw_4 \cdot T_{ev}^2 + Cw_5 \cdot T_{ev} \cdot P_{hP}$
 $+ Cw_6 \cdot P_{hP}^2 + Cw_7 \cdot T_{ev}^3 + Cw_8 \cdot P_{hP} \cdot T_{ev}^2 + Cw_9 \cdot T_{ev} \cdot P_{hP}^2 +$
 $Cw_10 \cdot P_{hP}^3)$ "Potencia de entrada [W]"

$C_{vol_1}=3479,43105021649$
 $C_{vol_2}=104,977107180913$
 $C_{vol_3}=-5,88853017751085$
 $C_{vol_4}=1,58414527609741$
 $C_{vol_5}=0,00248282968096801$
 $C_{vol_6}=-0,0217439990189343$
 $C_{vol_7}=0,0194577752936448$
 $C_{vol_8}=0,00199384689361554$
 $C_{vol_9}=-0,000496488578211258$
 $C_{vol_10}=0,0000501260775592311$

$m_{dot_ref} = (C_{vol_1} + C_{vol_2} \cdot T_{ev} + C_{vol_3} \cdot P_{hP} + C_{vol_4} \cdot T_{ev}^2 +$
 $C_{vol_5} \cdot T_{ev} \cdot P_{hP} + C_{vol_6} \cdot P_{hP}^2 + C_{vol_7} \cdot T_{ev}^3 + C_{vol_8} \cdot P_{hP} \cdot T_{ev}^2 +$
 $C_{vol_9} \cdot T_{ev} \cdot P_{hP}^2 + C_{vol_10} \cdot P_{hP}^3) / 3600$ [kg/s] "Velocidad Flujo másico del
 refrigerante [kg/s]"

"¡PARÁMETROS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN"

$T_{ev} = -10$ [C]	"Temperatura de baja"
$DT = 5$ [C]	"Diferencia entre Temperatura ambiente y Temperatura de salida del GASCOOLER - Según norma AHRI Standard 570"
$T_{sal_cond} = T_{amb} + DT$	"Temperatura del refrigerante a la salida del gas cooler"
$P_{int} = \sqrt{P_{cond} \cdot P_{ev}}$	"Presión intermedia (Correlación utilizada en la práctica)"
$P_{ev} = 2649$ [kPa]	"Presón de evaPoración"
$RC = 7$ [C]	"Recalentamiento del evaporador"

"AIRE"

$T_{air_in} = 20 \text{ [C]}$
 $V_{dot_air_gc} = 58700 * \text{convert}(m^3/h; m^3/s)$
 $V_{dot_air_ev} = 13850 * \text{convert}(m^3/h; m^3/s)$
 $P_{air} = P_o\#$

"GEOMETRIA INTERCAMBIADOR DE CALOR"

$H = 640[\text{mm}] * \text{convert}(\text{mm}; m)$
 $L = 440[\text{mm}] * \text{convert}(\text{mm}; m)$
 $N_{tf} = 24$
 $N_{tc} = 18$
 $N_{circuitos} = 92$
 $th = 1,312[\text{mm}] * \text{convert}(\text{mm}; m)$
 $p_{fin} = 3,175[\text{mm}] * \text{convert}(\text{mm}; m)$

"!ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA"

$COP = CAP/W_{real}$

"PUNTO 1"

$P[1] = P[8]$
 $s[1] = \text{Entropy}(R\$; h=h[1]; p=P[1])$
 $T[1] = \text{Temperature}(R\$; h=h[1]; p=P[1])$
 $m[1] = m_{dot_ref}$
 $m[8]*h[8] + m[9]*h[9] = m[1]*h[1]$

"PUNTO 2"

$\eta_{comp} = (h_{ID}[2] - h[1]) / (h[2] - h[1])$
 $W_{real} = m[1] * (h[2] - h[1])$

```
P[2]=P_cond  
h[2]=enthalpy(R$,T=T[2];P=P[2])  
s[2]=entropy(R$,h=h[2];p=p[2])  
h_ID[2]=enthalpy(R$,s=s[1];p=p[2])  
m[2]=m[1]
```

"PUNTO 3"

```
p[3]=p[2]  
s[3]=entropy(R$,h=h[3];p=p[3])  
T[3]=T_sal_cond  
T[3]=temperature(R$,h=h[3];p=p[3])  
m[3]=m[2]
```

"PUNTO 4"

```
h[4]=h[3]  
P[4]=P_int  
s[4]=entropy(R$,h=h[4];p=p[4])  
T[4]=Temperature(R$,h=h[4];p=p[4])  
x[4]=quality(R$,h=h[4];p=p[4])  
m[4]=m[3]
```

"PUNTO 5"

```
P[5]=P[4]  
h[5]=enthalpy(R$,x=0;P=P[5])  
s[5]=entropy(R$,h=h[5];P=p[5])  
T[5]=temperature(R$,h=h[5];P=p[5])
```


$$m[5]=(1-x[4])*m[4]$$

"PUNTO 6"

$$P[6]=P_{ev}$$

$$h[6]=h[5]$$

$$s[6]=\text{entropy}(R\$;h=h[6];p=P[6])$$

$$T[6]=\text{Temperature}(R\$;h=h[6];p=P[6])$$

$$x[6]=\text{quality}(R\$;h=h[6];s=s[6])$$

$$m[6]=m[5]$$

"PUNTO 7"

$$P[7]=P[4]$$

$$h[7]=\text{enthalpy}(R\$;x=1;p=P[7])$$

$$s[7]=\text{entropy}(R\$;h=h[7];p=P[7])$$

$$T[7]=\text{temperature}(R\$;h=h[7];p=P[7])$$

$$m[7]=x[4]*m[4]$$

"PUNTO 8"

$$P[8]=P[9]$$

$$h[8]=h[7]$$

$$s[8]=\text{entropy}(R\$;h=h[8];p=P[8])$$

$$T[8]=\text{temperature}(R\$;h=h[8];p=P[8])$$

$$m[8]=m[7]$$

"PUNTO 9"

$$P[9]=P[6]$$

```

T[9]=T_sat(R$;p=P[9])+RC
s[9]=entropy(R$;h=h[9];p=p[9])
h[9]=enthalpy(R$;t=t[9];p=p[9])
m[9]=m[6]
T_sat[9] = T_sat(R$;p=P[9])
h_sat[9]=enthalpy(R$;t=T_sat[9];x=x_sat[9])
x_sat[9]=1

```

"!ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Valvula reguladora de presión V1"

```

rho_v1=density(R$;T=T[3];P=P_cond)
m[3]=k_v1*sqrt(rho_v1*DP_V1)
DP_V1 = P[3] - P[4]

```

"Válvula de expansión presostatica"

```

rho_v2 =Density(R$;P=P_int;x=1)
m[7] = k_v2*sqrt(rho_v2*DP_V2)
DP_V2 = P[7] - P[8]

```

"Válvula de expansión termostatica VET"

```

rho_VET=Density(R$;P=P_int;x=0)
m[5]= k_v3*sqrt(rho_VET*DP_V3)
DP_V3 = P[5] - P[6]

```

"Gas Cooler"

$$F_{liq} = 1 - F_{vs}$$

$$Q_{dot_gc} = q_{dot_liq} + q_{dot_vs}$$

cooler"

"Capacidad total del gas

$$\rho_{air} = \text{density}(F\$; T=T_{air_in}; P=P_{air})$$

$$m_{dot_air_gc} = \rho_{air} * V_{dot_air_gc}$$

$$m_{dot_air_vs} = m_{dot_air_gc} * F_{vs}$$

"Fracción de flujo de aire en la zona de vapor sobrecalentado"

$$m_{dot_air_liq} = m_{dot_air_gc} * F_{liq}$$

"Fracción de flujo de aire en la zona de líquido subenfriado"

$$m_{dot_air_gc} * C_{air_gc} * T_{air_out_gc} = C_{dot_air_vs} * T_{air_out_vs} +$$

$$C_{dot_air_liq} * T_{air_out_liq}$$

$$T_{avg_air_gc} = (T[2] + T_{air_in})/2$$

$$C_{air_gc} = cP(F\$; T=T_{avg_air_gc}; P=P_{air})$$

$$C_{dot_air_vs} = m_{dot_air_gc} * C_{air_gc} * F_{vs}$$

$$q_{dot_vs} = C_{dot_air_vs} * (T_{air_out_vs} - T_{air_in})$$

$$v_{crit} = v_{crit}(R\$)$$

"Volumen específico critico - donde cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"

$$T_{int} = \text{temperature}(R\$; P=P[2]; v=v_{crit})$$

"Temperatura intermedia -

donde cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"

$$h_{int} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{int}; P=P[2])$$

"Entalpía intermedia - donde

cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"

$$C_{ref_vs} = (h[2] - h_{int}) / (T[2] - T_{int})$$

$$C_{dot_ref_vs} = m[2] * C_{ref_vs}$$

$$q_{dot_vs} = C_{dot_ref_vs} * (T[2] - T_{int})$$

$$C_{dot_min_vs} = \min(C_{dot_ref_vs}; C_{dot_air_vs})$$

$$q_{dot_max_vs} = C_{dot_min_vs} * (T[2] - T_{air_in})$$

$$\epsilon_{vs} = q_{dot_vs} / q_{dot_max_vs}$$

$$UA_{vs} = C_{dot_min_vs} * NTU_{vs}$$

$$C1 = C_{\text{dot_ref_vs}} / C_{\text{dot_air_vs}}$$

$$NTU_{\text{vs}} = -\ln(A1)$$

$$A1 = 1 + (\ln(B1) / C1)$$

$$B1 = (1 - \epsilon_{\text{vs}} * C1)$$

$$C_{\text{ref_liq}} = (h_{\text{int}} - h[3]) / (T_{\text{int}} - T[3])$$

$$C_{\text{dot_ref_liq}} = m[2] * C_{\text{ref_liq}}$$

$$q_{\text{dot_liq}} = C_{\text{dot_ref_liq}} * (T_{\text{int}} - T[3])$$

$$C_{\text{dot_air_liq}} = m_{\text{dot_air_gc}} * C_{\text{air_gc}} * F_{\text{liq}}$$

$$q_{\text{dot_liq}} = C_{\text{dot_air_liq}} * (T_{\text{air_out_liq}} - T_{\text{air_in}})$$

$$C_{\text{dot_min_liq}} = \min(C_{\text{dot_ref_liq}}, C_{\text{dot_air_liq}})$$

$$q_{\text{dot_max_liq}} = C_{\text{dot_min_liq}} * (T_{\text{int}} - T_{\text{air_in}})$$

$$\epsilon_{\text{liq}} = q_{\text{dot_liq}} / q_{\text{dot_max_liq}}$$

$$UA_{\text{liq}} = C_{\text{dot_min_liq}} * NTU_{\text{liq}}$$

$$C2 = C_{\text{dot_ref_liq}} / C_{\text{dot_air_liq}}$$

$$NTU_{\text{liq}} = -\ln(A2)$$

$$A2 = 1 + (\ln(B2) / C2)$$

$$B2 = (1 - \epsilon_{\text{liq}} * C2)$$

$$L_{\text{tubo_gc}} = N_{\text{tf}} * N_{\text{tc}} * W_{\text{gc}}$$

"Longitud total del tubo"

$$N_{\text{tubos}} = N_{\text{tf}} * N_{\text{tc}}$$

"Número total de tubos"

Call CHX_geom_finned_tube(TypeHXT\$: D_ext; fin_pitch; D_h; fin_thk; sigma;
alpha; A_fin\A)

$$D_{\text{in}} = D_{\text{ext}} - 2 * t_h$$

$$A_{\text{finned_tot_gc}} = (A_{\text{fin}} \backslash A) * A_{\text{tot_gc}}$$

"Área total aleteada"

$$A_{\text{unfinned_gc}} = \pi * D_{\text{ext}} * L_{\text{tubo_gc}} * (1 - (\text{fin_thk} * \text{fin_pitch}))$$

"Área no aleteada"

$$A_{tot_gc} = A_{finned_tot_gc} + A_{unfinned_gc}$$

"Área superficie lado aire"

$$k_{fin_gc} = k('Aluminum'; T_{avg_air_gc})$$

"Conductividad del material de la aleta"

$$L_{fin} = 0,01 \text{ [m]}$$

"Longitud de la aleta"

$$\eta_{fin_gc} = \eta_{fin_straight_rect}(fin_thk; L_{fin}; h_{bar_air_gc}; k_{fin_gc})$$

"Eficiencia de la aleta"

$$\eta_{o_gc} = 1 - (A_{fin}/A) * (1 - \eta_{fin_gc})$$

"Eficiencia general de la superficie"

$$A_{ref_gc} = N_{tubos} * W_{gc} * \pi * D_{in}$$

"Área lado refrigerante"

$$\text{Call CHX_h_finned_tube}(\text{TypeHXT\$}; m_{dot_air_gc}; W_{gc} * H; F\$; T_{avg_air_gc};$$

$$P_{air}; h_{bar_air_gc})$$

$$R_{air_gc} = 1/(\eta_{o_gc} * h_{bar_air_gc} * A_{tot_gc})$$

$$F_{vs} = L_{vs}/L_{tubo_gc}$$

"Factor de longitud total del tubo

que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"

$$R_{air_vs} = R_{air_gc}/F_{vs}$$

"Resistencia térmica en el lado aire

de la zona vapor sobrecalentado"

$$T_{bar_ref_vs} = (T[2] + T_{int})/2$$

"Temperatura promedio

refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

call

$$\text{PipeFlow}(R\$; T_{bar_ref_vs}; P[2]; m[2]/N_{circuitos}; D_{in}; N_{tubos} * W_{gc} * F_{vs}; 0; h_{ba}$$

$$r_{ref_vs}; h_{bar_ref_vs_H}; \Delta T_{ref_vs}; \{Nusselt_T_vs\}; \{f_{ref_vs}\};$$

$$\{Re_{ref_vs}\})$$

$$R_{ref_vs} = 1/(h_{bar_ref_vs} * \pi * D_{in} * L_{vs})$$

"Resistencia térmica

lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"

$R_{vs} = R_{ref_vs} + R_{air_vs}$ "Resistencia térmica total
zona de vapor sobrecalentado"

$$UA_{vs} = 1/R_{vs}$$

$F_{liq} = L_{liq}/L_{tubo_gc}$ "Factor de longitud total del tubo
que es requerido en la zona de líquido subenfriado"

$R_{air_liq} = R_{air_gc}/F_{liq}$ "Resistencia térmica en el lado aire
de la zona de líquido subenfriado"

$T_{bar_ref_liq} = (T_{int} + T[3])/2$ "Temperatura promedio
refrigerante en la zona de líquido subenfriado"

call

PipeFlow(R\$;T_bar_ref_liq;P[2];m[2]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_gc*F_liq;0:h_bar_ref_liq; h_bar_ref_liq_H;DELTAP_ref_liq; {Nusselt_T_vs}; {f_ref_vs};
{Re_ref_vs})

$R_{ref_liq} = 1/(\pi \cdot D_{in} \cdot L_{liq} \cdot h_{bar_ref_liq})$ "Resistencia térmica lado
refrigerante de la zona de líquido subenfriado"

$R_{liq} = R_{air_liq} + R_{ref_liq}$ "Resistencia térmica total zona de
líquido subenfriado"

$$UA_{liq} = 1/R_{liq}$$

$$UA_{gc} = UA_{vs} + UA_{liq}$$

"Evaporador"

$$F_{bp} = 1 - F_{sc}$$

$Q_{dot_ev} = q_{dot_bp} + q_{dot_sc}$ "Capacidad total del gas cooler"

$$CAP = Q_{dot_ev}$$

$$T_{avg_air_ev} = (T[6] + T_{air_in})/2$$

$$C_{air_ev} = c_p(F; T=T_{avg_air_ev}; P=P_{air})$$

$$\dot{m}_{air_ev} = \rho_{air} \cdot V_{dot_air_ev}$$

$$\dot{m}_{air_sc} = \dot{m}_{air_ev} \cdot F_{sc} \quad \text{"Fracción de flujo de aire en la zona de vapor sobrecalentado"}$$

$$\dot{m}_{air_bp} = \dot{m}_{air_ev} \cdot F_{bp} \quad \text{"Fracción de flujo de aire en la zona bifásica"}$$

$$\dot{m}_{air_ev} \cdot C_{air_ev} \cdot T_{air_out_ev} = \dot{C}_{air_sc} \cdot T_{air_out_sc} +$$

$$\dot{C}_{air_bp} \cdot T_{air_out_bp}$$

$$\dot{C}_{air_bp} = \dot{m}_{air_ev} \cdot C_{air_ev} \cdot F_{bp}$$

$$\dot{C}_{min_bp} = \dot{C}_{air_bp}$$

$$\dot{q}_{bp} = \dot{m}[6] \cdot (h_{sat}[9] - h[6])$$

$$\dot{q}_{bp} = \dot{C}_{air_bp} \cdot (T_{air_in} - T_{air_out_bp})$$

$$\dot{q}_{max_bp} = \dot{C}_{min_bp} \cdot (T[6] - T_{air_in})$$

$$\epsilon_{bp} = \text{abs}(\dot{q}_{bp} / \dot{q}_{max_bp})$$

$$\arg = (1 - \epsilon_{bp})$$

$$NTU_{bp} = -\ln(\arg)$$

$$UA_{bp} = \dot{C}_{min_bp} \cdot NTU_{bp}$$

$$C_{ref_sc} = (h[9] - h_{sat}[9]) / (T[9] - T_{sat}[9])$$

$$\dot{C}_{ref_sc} = \dot{m}[6] \cdot C_{ref_sc}$$

$$\dot{q}_{sc} = \dot{C}_{ref_sc} \cdot (T[9] - T_{sat}[9])$$

$$\dot{C}_{air_sc} = \dot{m}_{air_ev} \cdot C_{air_ev} \cdot F_{sc}$$

$$\dot{q}_{sc} = \dot{C}_{air_sc} \cdot (T_{air_in} - T_{air_out_sc})$$

$$\dot{C}_{min_sc} = \min(\dot{C}_{ref_sc}; \dot{C}_{air_sc})$$

$$\dot{q}_{max_sc} = \dot{C}_{min_sc} \cdot (T_{sat}[9] - T_{air_in})$$

$$\epsilon_{sc} = \text{abs}(\dot{q}_{sc} / \dot{q}_{max_sc})$$

$$C3 = \dot{C}_{ref_sc} / \dot{C}_{air_sc}$$

$$NTU_{sc} = -\ln(A3)$$

$$A3 = 1 + (\ln(B3) / C3)$$

$$B3 = (1 - \epsilon_{sc} \cdot C3)$$

$$UA_{sc} = C_{dot_min_sc} * NTU_{sc}$$

$$A_{finned_tot_ev} = (A_{fin} \setminus A) * A_{tot_ev}$$

"Área total aleteada"

$$L_{tubo_ev} = N_{tf} * N_{tc} * W_{ev}$$

"Longitud total del tubo"

$$A_{unfinned_ev} = \pi * D_{ext} * L_{tubo_ev} * (1 - (fin_thk * fin_pitch))$$

"Área no aleteada"

$$A_{tot_ev} = A_{finned_tot_ev} + A_{unfinned_ev}$$

"Área superficie lado aire"

$$k_{fin_ev} = k('Aluminum'; T_{avg_air_ev})$$

"Conductividad del material de la aleta"

$$\eta_{fin_ev} = \eta_{fin_straight_rect}(fin_thk; L_{fin}; h_{bar_air_ev}; k_{fin_ev})$$

"Eficiencia de la aleta"

$$\eta_{o_ev} = 1 - (A_{fin} \setminus A) * (1 - \eta_{fin_ev})$$

"Eficiencia general de la superficie"

$$\text{Call CHX_h_finned_tube}(\text{TypeHXT\$}; m_{dot_air_ev}; W_{ev} * H; F\$; T_{avg_air_ev}; \\ P_{air}: h_{bar_air_ev})$$

$$R_{air_ev} = 1 / (\eta_{o_ev} * h_{bar_air_ev} * A_{tot_ev})$$

$$F_{sc} = L_{sc} / L_{tubo_ev}$$

"Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"

$$R_{air_sc} = R_{air_ev} / F_{sc}$$

"Resistencia térmica en el lado aire de la zona vapor sobrecalentado"

$$T_{bar_ref_sc} = (T_{sat}[9] + T[9]) / 2$$

"Temperatura promedio refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

call

$$\text{PipeFlow}(R\$; T_{bar_ref_sc}; P[6]; m[6] / N_{circuitos}; D_{in}; N_{tubos} * W_{ev} * F_{sc}; 0: h_{ba}$$

$r_{ref_sc}; h_{bar_ref_sc_H}; DELTAP_{ref_sc}; \{Nusselt_T_sc\}; \{f_{ref_sc}\};$
 $\{Re_{ref_sc}\}$
 $R_{ref_sc} = 1/(h_{bar_ref_sc} \cdot \pi \cdot D_{in} \cdot L_{sc})$
 "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"
 $R_{sc} = R_{ref_sc} + R_{air_sc}$ "Resistencia
 térmica total zona de vapor sobrecalentado"
 $UA_{sc} = 1/R_{sc}$

$F_{bp} = L_{bp}/L_{tubo_ev}$ "Factor de longitud total del
 tubo que es requerido en la zona de bpuido subenfriado"
 $R_{air_bp} = R_{air_ev}/F_{bp}$ "Resistencia térmica en el
 lado aire de la zona de bpuido subenfriado"
 $G_{ref}[6] = (m[6]/(N_{circuitos})/((\pi \cdot D_{in}^2)/4))$
 $A_{ref_ev} = N_{tubos} \cdot \pi \cdot D_{in} \cdot W_{ev}$ "Area total del refrigerante"
 $q_{dot_bp_s} = q_{dot_bp}/(\pi \cdot D_{in} \cdot L_{bp})$
 $h_{bar_ref_bp} =$
 $Flow_Boiling_avg(R\$; T[6]; G_{ref}[6]; D_{in}; x[6]; x_{sat}[9]; q_{dot_bp_s}; 'Horizontal')$
 $R_{ref_bp} = 1/(\pi \cdot D_{in} \cdot L_{bp} \cdot h_{bar_ref_bp})$ "Resistencia térmica lado
 refrigerante de la zona de bpuido subenfriado"
 $R_{bp} = R_{air_bp} + R_{ref_bp}$ "Resistencia térmica total
 zona de bpuido subenfriado"
 $UA_{bp} = 1/R_{bp}$

$UA_{ev} = UA_{bp} + UA_{sc}$

P_cond=7500 P_cond=9000 P_cond=10000								
1..15	1	2	3	4	5	6	7	8
	P _{cond} [kPa]	T _{amb} [C]	m _{air,ev} [kg/s]	m _{air,gc} [kg/s]	m _{ref} [kg/s]	CAP [J/s]	W _{real} [J/s]	COP [-]
Run 1	7500	18	4,633	19,64	0,6102	111799	29170	3,833
Run 2	7500	18,57	4,633	19,64	0,6075	109922	29935	3,672
Run 3	7500	19,14	4,633	19,64	0,6047	108015	30686	3,52
Run 4	7500	19,71	4,633	19,64	0,6019	106074	31424	3,376
Run 5	7500	20,29	4,633	19,64	0,5991	104092	32149	3,238
Run 6	7500	20,86	4,633	19,64	0,5963	102062	32861	3,106
Run 7	7500	21,43	4,633	19,64	0,5935	99974	33559	2,979
Run 8	7500	22	4,633	19,64	0,5907	97817	34245	2,856
Run 9	7500	22,57	4,633	19,64	0,5878	95572	34918	2,737
Run 10	7500	23,14	4,633	19,64	0,585	93214	35578	2,62
Run 11	7500	23,71	4,633	19,64	0,5822	90705	36225	2,504
Run 12	7500	24,29	4,633	19,64	0,5793	87985	36860	2,387
Run 13	7500	24,86	4,633	19,64	0,5765	84948	37483	2,266
Run 14	7500	25,43	4,633	19,64	0,5736	81380	38094	2,136
Run 15	7500	26	4,633	19,64	0,5708	76700	38692	1,982

P_cond=7500 P_cond=9000 P_cond=10000								
1..22	1	2	3	4	5	6	7	8
	P _{cond} [kPa]	T _{amb} [C]	m _{air,ev} [kg/s]	m _{air,gc} [kg/s]	m _{ref} [kg/s]	CAP [J/s]	W _{real} [J/s]	COP [-]
Run 1	9000	18	4,633	19,64	0,6102	115557	29170	3,962
Run 2	9000	18,57	4,633	19,64	0,6075	113852	29935	3,803
Run 3	9000	19,14	4,633	19,64	0,6047	112137	30686	3,654
Run 4	9000	19,71	4,633	19,64	0,6019	110414	31424	3,514
Run 5	9000	20,29	4,633	19,64	0,5991	108680	32149	3,38
Run 6	9000	20,86	4,633	19,64	0,5963	106935	32861	3,254
Run 7	9000	21,43	4,633	19,64	0,5935	105177	33559	3,134
Run 8	9000	22	4,633	19,64	0,5907	103405	34245	3,02
Run 9	9000	22,57	4,633	19,64	0,5878	101617	34918	2,91
Run 10	9000	23,14	4,633	19,64	0,585	99812	35578	2,805
Run 11	9000	23,71	4,633	19,64	0,5822	97988	36225	2,705
Run 12	9000	24,29	4,633	19,64	0,5793	96142	36860	2,608
Run 13	9000	24,86	4,633	19,64	0,5765	94270	37483	2,515
Run 14	9000	25,43	4,633	19,64	0,5736	92371	38094	2,425
Run 15	9000	26	4,633	19,64	0,5708	90439	38692	2,337
Run 16	9000	26,57	4,633	19,64	0,5679	88470	39278	2,252
Run 17	9000	27,14	4,633	19,64	0,565	86457	39853	2,169
Run 18	9000	27,71	4,633	19,64	0,5621	84393	40416	2,088
Run 19	9000	28,29	4,633	19,64	0,5592	82268	40967	2,008
Run 20	9000	28,86	4,633	19,64	0,5564	80072	41507	1,929
Run 21	9000	29,43	4,633	19,64	0,5535	77791	42035	1,851
Run 22	9000	30	4,633	19,64	0,5506	75406	42552	1,772

P_cond=7500		P_cond=9000		P_cond=10000				
1.22	1	2	3	4	5	6	7	8
	P _{cond} [kPa]	T _{amb} [C]	m _{air,ev} [kg/s]	m _{air,gc} [kg/s]	m _{ref} [kg/s]	CAP [J/s]	W _{real} [J/s]	COP [-]
Run 1	10000	18	4,633	19,64	0,6102	117640	29170	4,033
Run 2	10000	18,57	4,633	19,64	0,6075	115983	29935	3,875
Run 3	10000	19,14	4,633	19,64	0,6047	114322	30686	3,726
Run 4	10000	19,71	4,633	19,64	0,6019	112657	31424	3,585
Run 5	10000	20,29	4,633	19,64	0,5991	110988	32149	3,452
Run 6	10000	20,86	4,633	19,64	0,5963	109314	32861	3,327
Run 7	10000	21,43	4,633	19,64	0,5935	107635	33559	3,207
Run 8	10000	22	4,633	19,64	0,5907	105949	34245	3,094
Run 9	10000	22,57	4,633	19,64	0,5878	104257	34918	2,986
Run 10	10000	23,14	4,633	19,64	0,585	102558	35578	2,883
Run 11	10000	23,71	4,633	19,64	0,5822	100851	36225	2,784
Run 12	10000	24,29	4,633	19,64	0,5793	99135	36860	2,689
Run 13	10000	24,86	4,633	19,64	0,5765	97409	37483	2,599
Run 14	10000	25,43	4,633	19,64	0,5736	95673	38094	2,512
Run 15	10000	26	4,633	19,64	0,5708	93926	38692	2,428
Run 16	10000	26,57	4,633	19,64	0,5679	92165	39278	2,346
Run 17	10000	27,14	4,633	19,64	0,565	90390	39853	2,268
Run 18	10000	27,71	4,633	19,64	0,5621	88598	40416	2,192
Run 19	10000	28,29	4,633	19,64	0,5592	86789	40967	2,119
Run 20	10000	28,86	4,633	19,64	0,5564	84959	41507	2,047
Run 21	10000	29,43	4,633	19,64	0,5535	83106	42035	1,977
Run 22	10000	30	4,633	19,64	0,5506	81227	42552	1,909

**Anexo I Código sistema de refrigeracion transcritico de co2 con dos etapas –
Tamaño de intercambiador de calor fijo**

\$UnitSystem SI C J kPa

\$REFERENCE R744 iir

\$Keyboard EU

F\$='Air_ha'

R\$='R744'

TypeHXT\$='fc_tubes_s80-38T'

TypeHX\$='crossflow_one_unmixed'

"!COEFICIENTES POLINOMIO"

Cw_1 = -21267,9310344818

Cw_2 = -651,181034482756

Cw_3 = 1057,42241379307

Cw_4 = -5,62763793103454

Cw_5 = 2,04315517241374

Cw_6 = -4,2655344827583

Cw_7 = 0,014337931034484

Cw_8 = -0,0793365517241373

Cw_9 = 0,0538867241379313

Cw_10 = 0,00750351724137822

Cvol_1=3479,43105021649

Cvol_2=104,977107180913

Cvol_3=-5,88853017751085

Cvol_4=1,58414527609741

Cvol_5=0,00248282968096801

$C_{vol_6} = -0,0217439990189343$
 $C_{vol_7} = 0,0194577752936448$
 $C_{vol_8} = 0,00199384689361554$
 $C_{vol_9} = -0,000496488578211258$
 $C_{vol_10} = 0,0000501260775592311$

!"PARÁMETROS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN"

"Temperatura de evaporación y Presión de condensación variable"

$T_{amb} = 25 [C]$

$DT = 5[C]$ "Diferencia entre Temperatura ambiente y
 Temperatura de salida del GASCOOLER - Según norma AHRI Standard 570"

$T_{sal_gc} = T_{amb} + DT$

$P_{int} = \sqrt{P_{cond} * P_{ev}}$ "Presión intermedia del sistema (No es la más
 óptima pero es correlación utilizada en la práctica"

$P_{ev} = \text{pressure}(R\$; T=T_{ev}; x=1)$ "Presión de evaporación"

$RC = 7 [C]$ "Recalentamiento del evaporador"

"AIRE"

$T_{air_in} = 20 [C]$

$V_{dot_air_gc} = 58700 * \text{convert}(m^3/h; m^3/s)$

$V_{dot_air_ev} = 9500 * \text{convert}(m^3/h; m^3/s)$

$P_{air} = P_o\#$

"GEOMETRIA INTERCAMBIADOR DE CALOR"

$H = 640[mm] * \text{convert}(mm; m)$

$L = 440[mm] * \text{convert}(mm; m)$

$N_{ev} = 2$ "Factor de seguridad para el diseño del evaporador"

$N_{gc} = 2,5$ "Factor de seguridad para el diseño del gas-cooler"

$W_{ev} = N_{ev} * 0,733$ "El valor 0,3004 se obtiene del código base: Sistema Transcítico MT CO2 (completo) para trabajar con una $T_{ev} = -10[C]$ y

$P_{cond} = 9000[kPa]$ "

$W_{gc} = N_{gc} * 1,814$ "El valor 0,6668 se obtiene del código base: Sistema Transcítico MT CO2 (completo) para trabajar con una $T_{ev} = -10[C]$ y

$P_{cond} = 9000[kPa]$ "

$N_{tf} = 24$

$N_{tc} = 18$

$N_{circuitos} = 92$

$th = 1,312[mm] * convert(mm;m)$

$p_{fin} = 3,175[mm] * convert(mm;m)$

"!ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA"

$P_{hP} = (1 + 2,44 * T_{sal_gc})$ "Alta Presión Óptima - Según norma AHRI Standard 570"

$m_{dot_ref} = (C_{vol_1} + C_{vol_2} * T_{ev} + C_{vol_3} * P_{hP} + C_{vol_4} * T_{ev}^2 + C_{vol_5} * T_{ev} * P_{hP} + C_{vol_6} * P_{hP}^2 + C_{vol_7} * T_{ev}^3 + C_{vol_8} * P_{hP} * T_{ev}^2 + C_{vol_9} * T_{ev} * P_{hP}^2 + C_{vol_10} * P_{hP}^3) / 3600 [kg/s]$ "Velocidad Flujo másico del refrigerante [kg/s]"

$W_{real} = (C_{w_1} + C_{w_2} * T_{ev} + C_{w_3} * P_{hP} + C_{w_4} * T_{ev}^2 + C_{w_5} * T_{ev} * P_{hP} + C_{w_6} * P_{hP}^2 + C_{w_7} * T_{ev}^3 + C_{w_8} * P_{hP} * T_{ev}^2 + C_{w_9} * T_{ev} * P_{hP}^2 + C_{w_10} * P_{hP}^3)$ "Potencia de entrada [W]"

$COP = CAP / W_{real}$

"PUNTO 1"

$P[1] = P[8]$

$s[1] = Entropy(R\$; h=h[1]; p=P[1])$

$T[1] = Temperature(R\$; h=h[1]; p=P[1])$

```
m[1]=m_dot_ref  
m[8]*h[8]+m[9]*h[9]=m[1]*h[1]
```

"PUNTO 2"

```
eta_comp=(h_ID[2]-h[1])/(h[2]-h[1])  
W_real=m[1]*(h[2]-h[1])
```

```
P[2]=P_cond  
h[2]=enthalpy(R$,T=T[2];P=P[2])  
s[2]=entropy(R$,h=h[2];p=p[2])  
h_ID[2]=enthalpy(R$,s=s[1];p=p[2])  
m[2]=m[1]
```

"PUNTO 3"

```
p[3]=p[2]  
s[3]=entropy(R$,h=h[3];p=p[3])  
T[3]=T_sal_gc  
T[3]=temperature(R$,h=h[3];p=p[3])  
m[3]=m[2]
```

"PUNTO 4"

```
h[4]=h[3]  
P[4]=P_int  
s[4]=entropy(R$,h=h[4];p=p[4])  
T[4]=Temperature(R$,h=h[4];p=p[4])  
x[4]=quality(R$,h=h[4];p=p[4])  
m[4]=m[3]
```

"PUNTO 5"

$$P[5]=P[4]$$

$$h[5]=\text{enthalpy}(R\$;x=0;P=P[5])$$

$$s[5]=\text{entropy}(R\$;h=h[5];P=p[5])$$

$$T[5]=\text{temperature}(R\$;h=h[5];P=p[5])$$

$$m[5]=(1-x[4])*m[4]$$

"PUNTO 6"

$$P[6]=P_{\text{ev}}$$

$$h[6]=h[5]$$

$$s[6]=\text{entropy}(R\$;h=h[6];p=P[6])$$

$$T[6]=\text{Temperature}(R\$;h=h[6];p=P[6])$$

$$x[6]=\text{quality}(R\$;h=h[6];s=s[6])$$

$$m[6]=m[5]$$

"PUNTO 7"

$$P[7]=P[4]$$

$$h[7]=\text{enthalpy}(R\$;x=1;p=P[7])$$

$$s[7]=\text{entropy}(R\$;h=h[7];p=P[7])$$

$$T[7]=\text{temperature}(R\$;h=h[7];p=P[7])$$

$$m[7]=x[4]*m[4]$$

"PUNTO 8"

$$P[8]=P[9]$$

$$h[8]=h[7]$$


```

s[8]=entropy(R$,h=h[8];p=P[8])
T[8]=temperature(R$,h=h[8];p=P[8])
m[8]=m[7]

```

"PUNTO 9"

```

P[9]=P[6]
T[9]=T_sat(R$,p=P[9])+RC
s[9]=entropy(R$,h=h[9];p=p[9])
h[9]=enthalpy(R$,t=t[9];p=p[9])
m[9]=m[6]
T_sat[9] = T_sat(R$,p=P[9])
h_sat[9]=enthalpy(R$,t=T_sat[9];x=x_sat[9])
x_sat[9]=1

```

"!ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Valvula reguladora de presión V1"

```

rho_v1=density(R$,T=T[3];P=P_cond)
m[3]=k_v1*sqrt(rho_v1*DP_V1)
DP_V1 = P[3] - P[4]

```

"Válvula de expansión presostatica"

```

rho_v2 =Density(R$,P=P_int;x=1)
m[7] = k_v2*sqrt(rho_v2*DP_V2)
DP_V2 = P[7] - P[8]

```

"Válvula de expansión termostatica VET"

$\rho_{\text{VET}} = \text{Density}(\text{R\$}; \text{P} = \text{P}_{\text{int}}; \text{x} = 0)$

$m[5] = k_{\text{v3}} \cdot \sqrt{\rho_{\text{VET}} \cdot \text{DP}_{\text{V3}}}$

$\text{DP}_{\text{V3}} = \text{P}[5] - \text{P}[6]$

"Gas Cooler"

$F_{\text{liq}} = 1 - F_{\text{vs}}$ "Relación factor de longitud del tubo zona líquida con el factor de longitud de tubo vapor"

$\dot{Q}_{\text{dot_gc}} = \dot{q}_{\text{dot_liq}} + \dot{q}_{\text{dot_vs}}$ "Capacidad total del gas cooler"

$\rho_{\text{air}} = \text{density}(\text{F\$}; \text{T} = \text{T}_{\text{air_in}}; \text{P} = \text{P}_{\text{air}})$

$\dot{m}_{\text{dot_air_gc}} = \rho_{\text{air}} \cdot \dot{V}_{\text{dot_air_gc}}$

$\dot{m}_{\text{dot_air_vs}} = \dot{m}_{\text{dot_air_gc}} \cdot F_{\text{vs}}$ "Fracción de flujo de aire en la zona de vapor sobrecalentado"

$\dot{m}_{\text{dot_air_liq}} = \dot{m}_{\text{dot_air_gc}} \cdot F_{\text{liq}}$ "Fracción de flujo de aire en la zona de líquido subenfriado"

$\dot{m}_{\text{dot_air_gc}} \cdot C_{\text{air_gc}} \cdot T_{\text{air_out_gc}} = \dot{C}_{\text{dot_air_vs}} \cdot T_{\text{air_out_vs}} +$

$\dot{C}_{\text{dot_air_liq}} \cdot T_{\text{air_out_liq}}$

$T_{\text{avg_air_gc}} = (T[2] + T_{\text{air_in}}) / 2$

$C_{\text{air_gc}} = cP(\text{F\$}; \text{T} = T_{\text{avg_air_gc}}; \text{P} = \text{P}_{\text{air}})$

$\dot{C}_{\text{dot_air_vs}} = \dot{m}_{\text{dot_air_gc}} \cdot C_{\text{air_gc}} \cdot F_{\text{vs}}$

$\dot{q}_{\text{dot_vs}} = \dot{C}_{\text{dot_air_vs}} \cdot (T_{\text{air_out_vs}} - T_{\text{air_in}})$

$v_{\text{crit}} = v_{\text{crit}}(\text{R\$})$ "Volumen específico crítico - donde cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"

$T_{int} = \text{temperature}(R\$; P=P[2]; v=v_{crit})$ "Temperatura intermedia -
 donde cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"
 $h_{int} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{int}; P=P[2])$ "Entalpía intermedia - donde
 cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado"
 $C_{ref_vs} = (h[2] - h_{int}) / (T[2] - T_{int})$
 $C_{dot_ref_vs} = m[2] * C_{ref_vs}$
 $\{q_{dot_vs} = C_{dot_ref_vs} * (T[2] - T_{int})\}$
 $C_{dot_min_vs} = \min(C_{dot_ref_vs}; C_{dot_air_vs})$
 $q_{dot_max_vs} = C_{dot_min_vs} * (T[2] - T_{air_in})$
 $\epsilon_{vs} = q_{dot_vs} / q_{dot_max_vs}$
 $UA_{vs} = C_{dot_min_vs} * NTU_{vs}$
 $NTU_{vs} = \text{HX}(\text{TypeHX\$}; \epsilon_{vs}; C_{dot_ref_vs}; C_{dot_air_vs}; 'NTU')$
 $C1 = C_{dot_ref_vs} / C_{dot_air_vs}$
 $NTU_{vs} = -\ln(A1)$
 $A1 = 1 + (\ln(B1) / C1)$
 $B1 = (1 - \epsilon_{vs} * C1)$

$C_{ref_liq} = (h_{int} - h[3]) / (T_{int} - T[3])$
 $C_{dot_ref_liq} = m[2] * C_{ref_liq}$
 $\{q_{dot_liq} = C_{dot_ref_liq} * (T_{int} - T[3])\}$
 $C_{dot_air_liq} = m_{dot_air_gc} * C_{air_gc} * F_{liq}$
 $q_{dot_liq} = C_{dot_air_liq} * (T_{air_out_liq} - T_{air_in})$
 $C_{dot_min_liq} = \min(C_{dot_ref_liq}; C_{dot_air_liq})$
 $q_{dot_max_liq} = C_{dot_min_liq} * (T_{int} - T_{air_in})$
 $\epsilon_{liq} = q_{dot_liq} / q_{dot_max_liq}$
 $\{NTU_{liq} = \text{HX}(\text{TypeHX\$}; \epsilon_{liq}; C_{dot_ref_liq}; C_{dot_air_liq}; 'NTU')\}$
 $UA_{liq} = C_{dot_min_liq} * NTU_{liq}$
 $C2 = C_{dot_ref_liq} / C_{dot_air_liq}$
 $NTU_{liq} = -\ln(A2)$
 $A2 = 1 + (\ln(B2) / C2)$

$$B2=(1-\epsilon_{liq}*C2)$$

$$L_{tubo_gc} = N_{tf}*N_{tc}*W_{gc}$$

"Longitud total del tubo"

$$N_{tubos} = N_{tf}*N_{tc}$$

"Número total de tubos"

Call CHX_geom_finned_tube(TypeHXT\$: D_ext; fin_pitch; D_h; fin_thk; sigma; alpha; A_fin\A)

$$D_{in} = D_{ext} - 2*th$$

$$A_{finned_tot_gc} = (A_{fin\A})*A_{tot_gc}$$

"Área total aleteada"

$$A_{unfinned_gc} = \pi*D_{ext}*L_{tubo_gc}*(1-(fin_thk*fin_pitch))$$

"Área no aleteada"

$$A_{tot_gc} = A_{finned_tot_gc} + A_{unfinned_gc}$$

"Área superficie lado aire"

$$k_{fin_gc}=k('Aluminum';T_{avg_air_gc})$$

"Conductividad del material de la aleta"

$$L_{fin}=0,01 [m]$$

"Longitud de la aleta"

$$\eta_{fin_gc}=\eta_{fin_straight_rect}(fin_thk;L_{fin};h_{bar_air_gc};k_{fin_gc})$$

"Eficiencia de la aleta"

$$\eta_{o_gc} = 1 - (A_{fin\A})*(1 - \eta_{fin_gc})$$

"Eficiencia general de la superficie"

$$A_{ref_gc} = N_{tubos}*W_{gc}*\pi*D_{in}$$

"Área lado refrigerante"

Call CHX_h_finned_tube(TypeHXT\$: m_dot_air_gc; W_gc*H; F\$;T_avg_air_gc; P_air:h_bar_air_gc)

$$R_{air_gc} = 1/(\eta_{o_gc}*h_{bar_air_gc}*A_{tot_gc})$$

$F_{vs} = L_{vs}/L_{tubo_gc}$ "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"

$R_{air_vs} = R_{air_gc}/F_{vs}$ "Resistencia térmica en el lado aire de la zona vapor sobrecalentado"

$T_{bar_ref_vs} = (T[2] + T_{int})/2$ "Temperatura promedio refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

call
 PipeFlow(R\$;T_bar_ref_vs;P[2];m[2]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_gc*F_vs;0:h_bar_ref_vs; h_bar_ref_vs_H;DELTAP_ref_vs; {Nusselt_T_vs}; {f_ref_vs}; {Re_ref_vs})

$R_{ref_vs} = 1/(h_{bar_ref_vs}*\pi*D_{in}*L_{vs})$ "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"

$R_{vs} = R_{ref_vs} + R_{air_vs}$ "Resistencia térmica total zona de vapor sobrecalentado"

$UA_{vs} = 1/R_{vs}$

$F_{liq} = L_{liq}/L_{tubo_gc}$ "Factor de longitud total del tubo que es requerido en la zona de líquido subenfriado"

$R_{air_liq} = R_{air_gc}/F_{liq}$ "Resistencia térmica en el lado aire de la zona de líquido subenfriado"

$T_{bar_ref_liq} = (T_{int} + T[3])/2$ "Temperatura promedio refrigerante en la zona de líquido subenfriado"

call
 PipeFlow(R\$;T_bar_ref_liq;P[2];m[2]/N_circuitos;D_in;N_tubos*W_gc*F_liq;0:h_bar_ref_liq; h_bar_ref_liq_H;DELTAP_ref_liq; {Nusselt_T_vs}; {f_ref_vs}; {Re_ref_vs})

$R_{ref_liq} = 1/(\pi*D_{in}*L_{liq}*h_{bar_ref_liq})$ "Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de líquido subenfriado"

$R_{liq} = R_{air_liq} + R_{ref_liq}$ "Resistencia térmica total zona de líquido subenfriado"

$$UA_{liq} = 1/R_{liq}$$

$$UA_{gc} = UA_{vs} + UA_{liq}$$

de calor en el gas-cooler"

"Coeficiente global de transferencia

"Evaporador"

$$F_{bp} = 1 - F_{sc}$$

"Relación factor de longitud

del tubo zona bifasica con el factor de longitud de tubo sobrecalentado"

$$Q_{dot_{ev}} = q_{dot_{bp}} + q_{dot_{sc}}$$

"Capacidad total del evaporador"

$$CAP = Q_{dot_{ev}}$$

$$T_{avg_air_ev} = (T[6] + T_{air_in})/2$$

$$C_{air_ev} = cP(F\$; T=T_{avg_air_ev}; P=P_{air})$$

$$m_{dot_air_ev} = \rho_{air} * V_{dot_air_ev}$$

$$m_{dot_air_sc} = m_{dot_air_ev} * F_{sc}$$

"Fracción de flujo de aire en

la zona de vapor sobrecalentado"

$$m_{dot_air_bp} = m_{dot_air_ev} * F_{bp}$$

"Fracción de flujo de aire en

la zona bifasica"

$$m_{dot_air_ev} * C_{air_ev} * T_{air_out_ev} = C_{dot_air_sc} * T_{air_out_sc} +$$

$$C_{dot_air_bp} * T_{air_out_bp}$$

$$C_{dot_air_bp} = m_{dot_air_ev} * C_{air_ev} * F_{bp}$$

$$C_{dot_min_bp} = C_{dot_air_bp}$$

$$\{q_{dot_bp} = m[6] * (h_{sat}[9] - h[6])\}$$

$$q_{dot_bp} = C_{dot_air_bp} * (T_{air_in} - T_{air_out_bp})$$

$$q_{dot_max_bp} = C_{dot_min_bp} * (T[6] - T_{air_in})$$

$$\epsilon_{bp} = \text{abs}(q_{dot_bp} / q_{dot_max_bp})$$

$$\text{arg} = (1 - \epsilon_{bp})$$

$$NTU_{bp} = -\ln(\text{arg})$$

$$UA_{bp} = C_{dot_min_bp} * NTU_{bp}$$

$$C_{ref_sc} = (h[9] - h_{sat}[9]) / (T[9] - T_{sat}[9])$$

$$C_{dot_ref_sc} = m[6] * C_{ref_sc}$$

$$q_{dot_sc} = C_{dot_ref_sc} * (T[9] - T_{sat}[9])$$

$$C_{dot_air_sc} = m_{dot_air_ev} * C_{air_ev} * F_{sc}$$

$$q_{dot_sc} = C_{dot_air_sc} * (T_{air_in} - T_{air_out_sc})$$

$$C_{dot_min_sc} = \min(C_{dot_ref_sc}; C_{dot_air_sc})$$

$$q_{dot_max_sc} = C_{dot_min_sc} * (T_{sat}[9] - T_{air_in})$$

$$\epsilon_{sc} = \text{abs}(q_{dot_sc} / q_{dot_max_sc})$$

$$\{NTU_{sc} = \text{HX}(\text{TypeHX}, \epsilon_{sc}, C_{dot_ref_sc}, C_{dot_air_sc}, 'NTU')\}$$

$$UA_{sc} = C_{dot_min_sc} * NTU_{sc}$$

$$C3 = C_{dot_ref_sc} / C_{dot_air_sc}$$

$$NTU_{sc} = -\ln(A3)$$

$$A3 = 1 + (\ln(B3) / C3)$$

$$B3 = (1 - \epsilon_{sc} * C3)$$

$$A_{finned_tot_ev} = (A_{fin} \setminus A) * A_{tot_ev}$$

"Área total aleteada"

$$L_{tubo_ev} = N_{tf} * N_{tc} * W_{ev}$$

"Longitud total del tubo"

$$A_{unfinned_ev} = \pi * D_{ext} * L_{tubo_ev} * (1 - (fin_{thk} * fin_{pitch}))$$

"Área no aleteada"

$$A_{tot_ev} = A_{finned_tot_ev} + A_{unfinned_ev}$$

"Área superficie lado aire"

$$k_{fin_ev} = k('Aluminum'; T_{avg_air_ev})$$

"Conductividad del material de la aleta"

$$\eta_{fin_ev} = \eta_{fin_straight_rect}(fin_{thk}; L_{fin}; h_{bar_air_ev}; k_{fin_ev})$$

"Eficiencia de la aleta"

$$\eta_{o_ev} = 1 - (A_{fin}/A) * (1 - \eta_{fin_ev})$$

"Eficiencia general de la superficie"

Call CHX_h_finned_tube(TypeHXT\$, m_dot_air_ev; W_ev*H; F\$, T_avg_air_ev;
P_air; h_bar_air_ev)

$$R_{air_ev} = 1/(\eta_{o_ev} * h_{bar_air_ev} * A_{tot_ev})$$

$$F_{sc} = L_{sc}/L_{tubo_ev}$$

"Factor de

longitud total del tubo que es requerido en la zona de vapor sobrecalentado"

$$R_{air_sc} = R_{air_ev}/F_{sc}$$

"Resistencia térmica

en el lado aire de la zona vapor sobrecalentado"

$$T_{bar_ref_sc} = (T_{sat}[9] + T[9])/2$$

"Temperatura

promedio refrigerante en la zona de vapor sobrecalentado"

call

PipeFlow(R\$, T_bar_ref_sc; P[6]; m[6]/N_circuitos; D_in; N_tubos*W_ev*F_sc; 0; h_bar_ref_sc;
h_bar_ref_sc_H; DELTAP_ref_sc; {Nusselt_T_sc}; {f_ref_sc};
{Re_ref_sc})

$$R_{ref_sc} = 1/(h_{bar_ref_sc} * \pi * D_{in} * L_{sc})$$

"Resistencia térmica lado refrigerante de la zona de vapor sobrecalentado"

$$R_{sc} = R_{ref_sc} + R_{air_sc}$$

"Resistencia

térmica total zona de vapor sobrecalentado"

$$UA_{sc} = 1/R_{sc}$$

$$F_{bp} = L_{bp}/L_{tubo_ev}$$

"Factor de

longitud total del tubo que es requerido en la zona de bpuido subenfriado"

$$R_{air_bp} = R_{air_ev}/F_{bp}$$

"Resistencia térmica

en el lado aire de la zona de bpuido subenfriado"

$$G_{ref}[6] = (m[6]/(N_{circuitos})) / ((\pi * D_{in}^2)/4)$$

"Velocidad de

masa a la entrada del evaporador"

$$A_{ref_ev} = N_{tubos} \cdot \pi \cdot D_{in} \cdot W_{ev}$$

"Area total del

refrigerante"

$$q_{dot_bp_s} = q_{dot_bp} / (\pi \cdot D_{in} \cdot L_{bp})$$

"Carga termica

de la zona bifasica en función del área bifasica"

$$h_{bar_ref_bp} =$$

$$\text{Flow_Boiling_avg}(R\$; T[6]; G_{ref}[6]; D_{in}; x[6]; x_{sat}[9]; q_{dot_bp_s}; 'Horizontal')$$

$$\Delta TAP_{bp} = \Delta TAP_{2phase_horiz}(R\$; G_{ref}[6]; P[6]; D_{in}; L_{bp}; x[6]; x_{sat}[9])$$

$$R_{ref_bp} = 1 / (\pi \cdot D_{in} \cdot L_{bp} \cdot h_{bar_ref_bp})$$

"Resistencia

térmica lado refrigerante de la zona de bpuido subenfriado"

$$R_{bp} = R_{air_bp} + R_{ref_bp}$$

"Resistencia

térmica total zona de bpuido subenfriado"

$$UA_{bp} = 1 / R_{bp}$$

$$UA_{ev} = UA_{bp} + UA_{sc}$$

"Coeficiente global de

transferencia de calor en el evaporador"

P_cond = 7500 [kPa] P_cond = 9000 [kPa] P_cond = 10000 [kPa]								
1.7	1	2	3	4	5	6	7	8
	P _{cond} [kPa]	T _{ev} [C]	Q̇ _{ev} [J/s]	Q̇ _{gc} [J/s]	T _{air,out;gc}	T _{air,out;ev}	T _g [C]	COP [-]
Run 1	7500	-20	85450	126855	26,41	-6,73	-13	2,366
Run 2	7500	-15	78918	142415	27,19	-4,685	-8	2,123
Run 3	7500	-10	68863	145720	27,36	-1,539	-3	1,83
Run 4	7500	-5	57117	141735	27,16	2,135	2	1,523
Run 5	7500	0	44737	142458	27,2	6,008	7	1,217
Run 6	7500	5	31245	145748	27,37	10,23	12	0,8808
Run 7	7500	10	14052	149162	27,54	19,31	17	0,4181

P_cond = 7500 [kPa] P_cond = 9000 [kPa]								
1.5	1	2	3	4	5	6	7	8
	P _{cond} [kPa]	T _{ev} [C]	Q̇ _{ev} [J/s]	Q̇ _{gc} [J/s]	T _{air,out;gc}	T _{air,out;ev}	T _g [C]	COP [-]
Run 1	9000	-20	88582	115828	25,85	-7,71	-13	2,453
Run 2	9000	-15	80439	136676	26,9	-5,161	-8	2,164
Run 3	9000	-10	69558	158766	28,02	-1,757	-3	1,848
Run 4	9000	-5	57540	181496	29,17	2,003	2	1,534
Run 5	9000	0	44699	199659	30,09	6,02	7	1,216

P_cond = 7500 [kPa] P_cond = 9000 [kPa] P_cond = 10000 [kPa]								
1.6	1 P _{cond} [kPa]	2 T _{ev} [C]	3 Q̇ _{ev} [J/s]	4 Q̇ _{gc} [J/s]	5 T _{air,out;gc}	6 T _{air,out;ev}	7 T _g [C]	8 COP [-]
Run 1	10000	-20	89360	120959	26,11	-7,953	-13	2,475
Run 2	10000	-15	80790	143152	27,23	-5,271	-8	2,173
Run 3	10000	-10	69669	167005	28,43	-1,791	-3	1,851
Run 4	10000	-5	57618	192410	29,72	1,979	2	1,537
Run 5	10000	0	44577	216566	30,94	6,058	7	1,212
Run 6	10000	5	30829	195504	30,89	10,36	12	0,8691