



**Análisis comparativo de diferentes sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> transcrito a condiciones ambientales de Medellín**

Johan Steven Yepes Tuberquia

Monografía presentada para optar al título de Especialista en Eficiencia Energética

Asesor

Iván Darío Bedoya Caro Doctor (PhD) en Ingeniería Ambiental

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Especialización en Eficiencia Energética  
Medellín, Antioquia, Colombia  
2024

---

<b>Cita</b>	(Yepes Tuberquia, 2024)
<b>Referencia</b>	Yepes Tuberquia (2024). <i>Análisis comparativo de diferentes sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> transcrito a condiciones ambientales de Medellín, 2024</i> [Trabajo de grado especialización]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.
<b>Estilo APA 7 (2020)</b>	

---



Especialización en Eficiencia Energética, Cohorte II.



Centro de Documentación Ingeniería (CENDOI)

**Repositorio Institucional:** <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - [www.udea.edu.co](http://www.udea.edu.co)

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

**Tabla de contenido**

Resumen .....	9
Introducción .....	13
1. Planteamiento del problema.....	14
1.1 Antecedentes .....	15
2. Justificación.....	18
3. Objetivos .....	22
3.1 Objetivo general .....	22
3.2 Objetivos específicos.....	22
4. Marco teórico .....	23
4.1 CO <sub>2</sub> como refrigerante.....	23
4.1.1 Presión óptima intermedia: .....	28
4.2 Configuraciones de ciclo Booster: .....	28
4.2.1 Ciclo Booster simple 2 etapas (SIST_1):.....	29
4.2.2 Ciclo Booster simple con IHX en Flash gas y Evaporadores de Baja Temperatura (SIST_4):.....	31
4.2.3 Booster con compresor auxiliar o paralelo (SIST_2): .....	34
5. Metodología .....	36
5.1 Descripción General: .....	37
5.2 Diseño De Investigación: .....	38
5.3 Descripción Detallada:.....	39
5.3.1 Parámetros Generales Comunes A Todos Los Ciclos Evaluados:.....	39
5.4 Ciclo Booster Simple Doble Etapa (SIST_1) .....	40
5.4.1 Modelo del ciclo modo transcrito:.....	41

---

5.4.2 Modelo del ciclo modo subcrítico:.....	45
5.5 Ciclo Booster Doble Etapa Con Compresor Paralelo (SIST_2) .....	47
5.5.1 Modelo del ciclo modo transcrito:.....	48
5.5.2 Modelo del ciclo en modo subcrítico: .....	49
5.6 Ciclo Booster Doble Etapa Con Subenfriamiento Mecánico (SIST_3).....	50
5.6.1 Modelo del ciclo modo transcrito:.....	51
5.6.2 Modelo del ciclo modo subcrítico:.....	52
5.7 Ciclo Booster Doble Etapa Con IHX-Flash Gas + IHX Baja Temperatura (SIST_4) .....	53
5.7.1 Modelo del ciclo modo transcrito:.....	55
5.7.2 Modelo del ciclo modo transcrito:.....	56
5.8 Histórico De Temperaturas Ambiente: .....	57
6. Resultados y discusión .....	58
6.1 Resultados Estadísticos Temperaturas Ambiente: .....	58
6.2 Análisis De Resultados Estadísticos: .....	58
6.3 Análisis De Datos De Entrada Para Simulaciones.....	60
7. Conclusiones .....	78
8. Recomendaciones.....	80
Referencias .....	82
Anexos.....	84

### Lista de figuras

Figura 1. Presión óptima de descarga.....	26
Figura 2. Presión optima de descarga.....	27
Figura 3 Diagrama de fases Log p-h CO <sub>2</sub> .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 4. Diagrama sistema Booster simple (SIST_1).....	30
Figura 5. Booster simple con IHX es flash-gas y Baja Temperatura.....	32
Figura 6. Esquema ciclo simple doble etapa con subenfriamiento mecánico externo (a) y Diagrama de Mollier (b) correspondiente. ....	34
Figura 7. Esquema ciclo booster doble etapa con compresor en paralelo (a) y Diagrama de Molliere (b) correspondiente. ....	35
Figura 8. Diagrama de funcionamiento Booster simple doble etapa .....	40
Figura 9. Diagrama P-h SIST_1 modo transcrito.....	41
Figura 10. Diagrama P-h SIST_1 modo subcritico. ....	45
Figura 11. Diagrama funcionamiento SIST_2 .....	47
Figura 12. Diagrama P-h ciclo SIST_2 modo transcrito .....	48
Figura 13. Diagrama P-h SIST_2 modo subcritico .....	49
Figura 14. Diagrama de funcionamiento SIST_3.....	50
Figura 15. Diagrama de P-h SIST_3 modo transcrito.....	51
Figura 16. Diagrama de P-h ciclo SIST_3 modo subcritico. ....	52
Figura 17. Diagrama de funcionamiento SIST_4.....	53
Figura 18. Diagrama de P-h ciclo SIST_4 modo transcrito. ....	55
Figura 19. Diagrama de P-h ciclo SIST_4 modo subcritico .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Figura 20. Histograma de frecuencias de temperaturas ambiente.....	59
Figura 21. Temperatura ambiente VS Potencia SIST_1 .....	66

---

Figura 22 Temperatura ambiente VS Potencia SIST_2 .....	67
Figura 23. Temperatura ambiente VS Potencia SIST_3 .....	68
Figura 24. Temperatura ambiente VS Potencia SIST_4 .....	69
Figura 25. COP's sistemas SIST_1, SIST_2, SIST_3 & SIST_4 VS Temperatura ambiente .....	71
Figura 26. Potencias SIST_1, SIST_2, SIST_3 & SIST_4 VS Temperatura ambiente. ....	75
Figura 27. Consumo anual SIST_1, SIST_2, SIST_3 & SIST_4 VS Temperatura ambiente. ....	76
Figura 28. Consumo anual SIST_1, SIST_2, SIST_3 & SIST_4 VS Temperatura ambiente. ....	77

---

**Lista de tablas.**

Tabla 1. Características refrigerantes .....	24
Tabla 2. Bitácora de búsqueda bibliográfica .....	36
Tabla 3. Parámetros generales comunes en todos los ciclos evaluados. ....	39
Tabla 4. Resultado estadístico .....	58
Tabla 5. Tiempo de operación anual y frecuencia de datos ajustada. ....	60
Tabla 6. Frecuencia temperatura ambiente. ....	61
Tabla 7. Rendimiento y consumo energético SIST_1 .....	62
Tabla 8. Rendimiento y consumo energético sistema SIST_2.....	63
Tabla 9. Rendimiento y consumo energético sistema SIST_3.....	64
Tabla 10. Rendimiento y consumo energético sistema SIST_4.....	65
Tabla 11. Comparativo de COPr con respecto al sistema de referencia SIST_1 .....	72
Tabla 12. Consumo anual de cada sistema.....	73
Tabla 13. Comparativo de consumos de energía con respecto al sistema de referencia SIST_1...74	

---

### Siglas, acrónimos y abreviaturas

<b>BT</b>	Baja temperatura
<b>BEU</b>	Balance de energía útil
<b>GWP</b>	Global Warming Potential
<b>COP<sub>r</sub></b>	Coefficiente de desempeño real
<b>COP<sub>sub_r</sub></b>	Coefficiente de desempeño real
<b>HFC</b>	Hidrofluorocarbono
<b>IHX</b>	Intercambiador de calor interno
<b>IVA</b>	Impuesto al valor agregado
<b>MT</b>	Media temperatura
<b>ODP</b>	Ozone Depletion Potential
<b>SME</b>	Subenfriamiento mecánico externo
<b>SIST_1</b>	Ciclo Booster simple doble etapa
<b>SIST_2</b>	Ciclo Booster simple doble etapa con compresor en paralelo
<b>SIST_3</b>	Ciclo Booster simple doble etapa SME
<b>SIST_4</b>	Ciclo Booster simple doble etapa con IHX flash gas +IHX BT
<b>SUB</b>	Temperatura de subenfriamiento
<b>TEWI</b>	Total Equivalent Warming Impact
<b>W<sub>b_r</sub></b>	Potencia real compresores baja temperatura
<b>W<sub>m_r</sub></b>	Potencia real compresores media temperatura
<b>W<sub>sub_r</sub></b>	Potencia real compresores subenfriador

## Resumen

Este trabajo aborda 4 configuraciones Booster de refrigeración con CO<sub>2</sub> para evaluar su desempeño en condiciones específicas. Se destaca que, aunque el CO<sub>2</sub> es un refrigerante prometedor con diversas ventajas, presenta desafíos en climas cálidos, lo que requiere modificaciones para competir en eficiencia con sistemas convencionales.

El estudio se centra en un perfil de temperaturas de la ciudad de Medellín y compara cuatro configuraciones de ciclo: Booster simple doble etapa (SIST\_1), Booster con compresión en paralelo (SIST\_2), Booster con subenfriamiento externo (SIST\_3), y Booster con intercambiadores internos flash gas y subenfriamiento en baja temperatura (SIST\_4). Se busca determinar la configuración más eficiente energéticamente considerando las condiciones ambientales anuales.

La metodología incluye revisión bibliográfica y análisis estadístico de las temperaturas en Medellín. Para cada ciclo, se establecen datos fijos y la temperatura ambiente como variable. Las simulaciones se realizan con la herramienta EES (Engineering Equation Solver). Los resultados se presentan en tablas y gráficos, mostrando el rendimiento y el consumo energético anual para cada configuración en diferentes rangos de temperatura.

Los resultados estadísticos sugieren una variabilidad moderada en las temperaturas ambientales de Medellín según la desviación estándar de 3.56, la media de 21.45 °C, y una varianza aproximada de 12.69 indican cuanto fluctúa la temperatura ambiente respecto a la media. La comparación de los ciclos muestra que, para temperaturas superiores a 23.3°C, el SIST\_2 es el más eficiente en consumo energético total anual, mientras que el SIST\_4 destaca para temperaturas más bajas. Se analiza el comportamiento de los compresores y se presentan las diferencias de COP<sub>r</sub> entre los sistemas, puntualmente para temperaturas cercanas a la media 21.3°C, el SIST\_1, SIST\_2, SIST\_3 y SIST\_4 se obtuvo un COP<sub>r</sub> de 2.42, 2.61, 2.39 y 2.66 respectivamente.

En resumen, el trabajo proporciona un análisis exhaustivo de las configuraciones de ciclo de refrigeración con CO<sub>2</sub> en condiciones climáticas específicas, destacando la importancia de considerar la variabilidad de temperatura para evaluar la viabilidad financiera de proyectos de eficiencia energética en sistemas de refrigeración.

*Palabras clave:* Configuraciones ciclo CO<sub>2</sub>, Subenfriamiento externo, Compresión paralela CO<sub>2</sub>, Análisis comparativo CO<sub>2</sub>, Simulaciones de ciclos CO<sub>2</sub>, eficiencia energética CO<sub>2</sub>.

**Abstract**

This work addresses four (4) CO<sub>2</sub> cooling booster configurations to assess their performance under specific conditions. It is emphasized that, although CO<sub>2</sub> is a promising refrigerant with various advantages, it poses challenges in warm climates, necessitating modifications to compete efficiently with conventional systems.

The study focuses on a temperature profile of Medellín city and compares four cycle configurations: Single-stage simple booster (SIST\_1), Booster with parallel compression (SIST\_2), Booster with external subcooling (SIST\_3), and Booster with internal flash gas heat exchangers and low-temperature subcooling (SIST\_4). The goal is to determine the most energy-efficient configuration considering annual environmental conditions.

The methodology includes a literature review and statistical analysis of temperatures in Medellín. For each cycle, fixed data and ambient temperature as a variable are established. Simulations are conducted using the Engineering Equation Solver (EES) tool. Results are presented in tables and graphs, showcasing performance and annual energy consumption for each configuration in different temperature ranges.

Statistical results suggest moderate variability in Medellín's ambient temperatures, with a standard deviation of 3.56, a mean of 21.45 °C, and an approximate variance of 12.69 indicating how ambient temperature fluctuates relative to the mean. Cycle comparisons show that, for temperatures above 23.3°C, SIST\_2 is the most energy-efficient in total annual energy consumption, while SIST\_4 excels for lower temperatures. Compressor behavior is analyzed, and differences in COP<sub>r</sub> between systems are presented, particularly for temperatures close to the mean (21.3°C), where SIST\_1, SIST\_2, SIST\_3, and SIST\_4 achieved COP<sub>r</sub> values of 2.42, 2.61, 2.39, and 2.66, respectively.

In summary, the paper provides a comprehensive analysis of CO<sub>2</sub> cooling booster cycle configurations in specific climatic conditions, emphasizing the importance of considering

temperature variability to assess the financial viability of energy efficiency projects in refrigeration systems.

*Keywords:* CO<sub>2</sub> Cycle Configurations, External Subcooling, Parallel CO<sub>2</sub> Compression, Comparative Analysis of CO<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> Cycle Simulations, CO<sub>2</sub> Energy Efficiency.

## Introducción

Los sistemas de refrigeración con CO<sub>2</sub> son ampliamente utilizados en climas fríos donde la mayor parte del tiempo operan en modo subcrítico, modo en el cual son más eficientes.

Por el contrario, para climas cálidos es poco beneficioso, a no ser que se realicen modificaciones al ciclo simple. Para zonas donde existe una variabilidad de temperaturas de manera que el ciclo opera en los dos modos, tanto transcrito como subcrítico, es necesario evaluar el desempeño de los sistemas de CO<sub>2</sub> en sus diferentes configuraciones o modificaciones para todas las condiciones de temperatura ambiente que se presente en el sitio de instalación y, durante un tiempo estadísticamente representativo y poder determinar la más conveniente.

En este trabajo se presenta un análisis comparativo teórico de varias configuraciones al ciclo de refrigeración, para las temperaturas ambiente de Medellín de manera que se pueda determinar en qué condiciones y que configuraciones evaluadas son más ventajosas.

Este estudio es relevante en el sentido de que tiene en cuenta la temperatura ambiente de todo un año para cada configuración. Actualmente existen por supuesto, softwares comerciales de diferentes fabricantes que permiten realizar diferentes configuraciones en condiciones muy puntuales, pero no es posible realizar estudios paramétricos con una suficiente cantidad de datos de temperatura, además que estos programas de selección o herramientas de configuración suelen estar disponibles solo para las configuraciones particulares o comerciales.

Las configuraciones evaluadas son cuatro configuraciones básicas Booster doble etapa: Booster simple (SIST\_1), Booster con compresor (es) en paralelo (SIST\_2), Booster con subenfriamiento mecánico externo mediante R290 (SIST\_3), Booster con intercambiadores internos flash gas y sub-cooling en baja temperatura (SIST\_1), estas modificaciones son sencillas y económicas comparado con otras tecnologías y son las primeras opciones a considerar al momento de proyectar sistemas de CO<sub>2</sub>, a excepción del sistema de subenfriamiento externo, que no es muy popular pero recientemente se han estado realizando estudios teóricos y experimentales para su aplicación en climas cálidos con muy buenos resultados.

## 1. Planteamiento del problema

Los sistemas de refrigeración con dióxido de carbono como refrigerante antes de su implementación se debe tener claro su pertinencia y ventajas para la aplicación en particular.

Actualmente debido al auge en aumento de estos sistemas podría ser fácil pasar por alto los análisis comparativos que deben realizarse, específicamente por el cambio de temperaturas ambientales, que varían a cada momento hora los 365 días del año.

Es necesario contar con este tipo de estudios que sirvan de guía, por lo menos para la aplicación particular que se analiza en el presente estudio.

Actualmente las herramientas de cálculo, selección y configuración comerciales de sistemas de refrigeración por CO<sub>2</sub> son muy limitados en cuanto a versatilidad en la configuración de sistemas, y la forma en que se parametrizan las variables también lo son.

Este análisis comparativo teórico se realiza fijando variables que se conocen desde la primera etapa de diseño los sistemas como lo son las capacidades frigoríficas requeridas, las temperaturas de evaporación objetivo, entre otros datos.

Teniendo claro los datos de entrada, se procede a simular bajo estas condiciones, para determinar cómo cambian los consumos eléctricos de los compresores y los coeficientes de desempeño, con la premisa de demanda frigorífica constante.

Para cada configuración o modificación del ciclo se simula en modo transcrito y subcrito con el fin de evaluar realmente como puede afectar la variabilidad de la temperatura ambiente local.

Para este trabajo no se tendrán en cuenta la variabilidad de demanda frigorífica o de carga térmica ya que no es el objeto del presente estudio.

Las potencias frigoríficas son se asumen de 96 kw en baja temperatura (BT) y 20 kw en media temperatura (MT). Estas demandas frigoríficas, con esta configuración de cargas son poco explorados ya que la mayoría de estudios son basados en pequeñas instalaciones de laboratorio o bien supermercados ya sean estudios teóricos o experimentales con instalaciones existentes.

Se propone un sistema que por su configuración de potencias frigoríficas y temperaturas de evaporación, fácilmente puede representar la configuración de un CEDI (Centro de distribución logística) típico de tamaño mediano que conste de uno o varios cuartos de almacenamiento de congelado (Baja temperatura) y un muelle o antecámara (Media temperatura), o bien varias zonas de congelación con su respectiva antecámara en una planta procesadora de alimentos, todas estas aplicaciones tienen diferentes factores de planta, por lo tanto, no se tendrá en cuenta un factor de planta en particular y se asume que los compresores trabajan de forma continua las 24 horas del día durante los 365 días del año, además el propósito de este trabajo es realizar un comparativo entre las diferentes configuraciones planteadas, independiente de la variabilidad de la demanda frigorífica y de la operación de los sistemas.

## **1.1 Antecedentes**

Desde la década de 1990 se viene incrementando el interés por la refrigeración con CO<sub>2</sub> y desde entonces se ha venido avanzando en tecnología y eficiencia. Los supermercados en particular han sido los primeros adoptantes de esta tecnología, ya que buscan alternativas más sostenibles y eficientes energéticamente.

La regulación ambiental y la conciencia sobre el cambio climático también han impulsado el desarrollo y la adopción de sistemas de refrigeración mediante CO<sub>2</sub> como refrigerante.

Por otro lado, el CO<sub>2</sub> tiene la desventaja de que tener un punto una temperatura crítica muy baja, lo que dificulta el rechazo de calor en climas cálidos, obligando a diseñar sistemas que tengan que

funcionar en estado transcrito a altas presiones por lo tanto en el lato de alta, todos los dispositivos involucrados deben soportar altas presiones aumentado el costo de las instalaciones.

Cuando los sistemas de CO<sub>2</sub> operan a temperaturas ambiente alta se eleva el considerablemente respecto a los sistemas con refrigerantes convencionales.

Sawalha et al., investigaron el rendimiento de los sistemas basados en HFC en comparación con soluciones alternativas transcricas de CO<sub>2</sub> en Suecia. La conclusión fue que los sistemas de CO<sub>2</sub> tienen un COP más alto que los sistemas de HFC para temperaturas exteriores inferiores a 24 °C y que para un supermercado de tamaño promedio en Estocolmo, los sistemas de CO<sub>2</sub> utilizan aproximadamente un 20% menos de energía que las unidades típicas basadas en HFC. (Sawalha et al., 2017)

Por su parte Cavallini menciona que “A menudo, las comparaciones con refrigerantes alternativos se realizan en condiciones de diseño, que suelen ser las temperaturas ambiente más altas que se producen durante un año. El CO<sub>2</sub> suele competir relativamente mejor a temperaturas ambiente más bajas”. (Alberto Cavallini, s. f.)

Como se ha encontrado que el CO<sub>2</sub> es más eficiente en climas por debajo de 24°C que los sistemas convencionales, se han venido realizando estudios de desempeño estacional, es decir, teniendo en cuenta las fluctuaciones de temperatura ambiente de todo un año, en lugar de realizar comparaciones con temperaturas máximas o promedio.

Cavallini menciona que “En una comparación estacional, que es la más importante respecto al consumo total de energía, el CO<sub>2</sub> puede resultar competitivo, aunque la eficiencia a nivel de las temperaturas ambiente más altas puede ser más bajas. (Alberto Cavallini, s. f.)

También se han realizado muchos estudios teóricos y experimentales modificando el ciclo simple transcrito con el fin de mejorar el desempeño de los sistemas en climas cálidos, de nuevo Cavallini comenta en el mismo artículo que “En lugar de buscar un fluido frigorífico adecuado para un ciclo definido, es más productivo intentar adaptar el ciclo a las condiciones particulares del CO<sub>2</sub> (Mitsopoulos et al., 2019)

En su estudio experimental Brian et al., evaluaron el rendimiento de un sistema de refrigeración Booster CO<sub>2</sub> transcrito a escala de laboratorio, y se comparó con el de un sistema multiplex de tamaño similar a escala de laboratorio basado en HFC que utiliza R-404 como refrigerante. En condiciones operativas de temperatura “exterior”, controladas desde 15.6°C hasta 32.2 °C se encontró que el COP del sistema de CO<sub>2</sub> fue un 15% mayor que el de HFC a temperatura ambiente

---

de 15.6°C y en promedio entre 15.6 y 31.1, el COP del sistema CO<sub>2</sub> fue un 15% mayor que el sistema HFC. (Brian Fricke et al., 2016)

Por otra parte, Mitsopoulos et al., realizaron un estudio de rendimiento anual de un sistema de refrigeración de supermercado utilizando diferentes configuraciones con refrigerante CO<sub>2</sub>, donde se compararon diez configuraciones diferentes de CO<sub>2</sub> con un sistema convencional R404A en términos energéticos. Los sistemas de CO<sub>2</sub> estudiados son un Booster simple, Booster con compresión paralela, Compresión paralela y evaporadores sobrealimentados en temperatura media, un sistema con compresión paralela y evaporadores sobrealimentados tanto en media como en baja temperatura, un sistema similar al anterior con la adición de un intercooler después de los compresores de baja temperatura, y todos los anteriores sistemas con la adición de un ciclo de subenfriamiento mecánico después del gas enfriador. Se comparó el consumo eléctrico de cada configuración con el consumo de un sistema de refrigeración convencional con R404A. El caso del sistema Booster está validado con resultados de la literatura. Además, se realizó un análisis para el cálculo de la refrigeración. Se establecen cargas cada hora y se valida con datos medidos. Luego se realiza un análisis de previsión del consumo de energía del sistema de refrigeración con R404A, dando resultados muy cercanos a las Medidas reales. (Mitsopoulos et al., 2019)

En su trabajo de mejoras energéticas de los ciclos de refrigeración transcrito de CO<sub>2</sub> mediante subenfriamiento mecánico dedicado, Llopis et al., analizan teóricamente las posibilidades de mejorar el rendimiento energético de los sistemas de refrigeración transcrito de CO<sub>2</sub>, utilizando un ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado para tres niveles de evaporación (+5, -5 y -30 C) para temperaturas ambiente de 20 a 35 °C utilizando propano (R290 ) como refrigerante para el ciclo de subenfriamiento. Se ha observado que la combinación de ciclos permitirá incrementar el

COP hasta un máximo de 20% y la capacidad de enfriamiento hasta un máximo de 28.8%, siendo ambos incrementos mayores a niveles de evaporación altos. Además, los resultados indican que este ciclo es más conveniente para temperaturas ambientales superiores a 25 C. (Llopis et al., 2015)

## 2. Justificación

Los hidrofluorocarbonos (HFC's) son gases de efecto invernadero con potencial de calentamiento global de cientos e incluso miles de veces mayor que el CO<sub>2</sub> y, pequeñas cantidades de estos gases contribuyen enormemente al forzamiento radiativo del sistema climático (Benavides & León, 2007), por otra parte, la International Energy Agency (IEA) en su informe dice que se prevé que el consumo de energía para la refrigeración de espacios se duplique con creces de aquí a 2050, si no se toman medidas.

Los diseños pasivos, el cambio de comportamiento y los equipos más eficientes son vitales para moderar el crecimiento de la demanda y reducir la presión sobre los sistemas eléctricos (IEA, 2023).

Por su parte la Unidad de Planeación Minero-Energética (UPME) en su primer balance de energía útil para Colombia para el sector industrial, informa que los usos de energía más significativos para el sector industrial de producción de alimentos son el calor indirecto, la fuerza motriz y la refrigeración, complementa: La energía final del sector en el 2015 es 96031 TJ y con base a la herramienta BEU para la UPME, la energía útil actual para el sector es 62230 TJ. Los potenciales para este sector incrementan la energía útil entre un 16% a un 24% (BAT)(UPME, 2019)

El país ha venido trabajando en el desarrollo e implementación de un marco regulatorio que incentive tecnologías y proyectos amigables con el medio ambiente y que sean eficientes energéticamente, incentivos como deducción sobre la renta, excepción del IVA, depreciación acelerada para proyectos de eficiencia energética, hoy ya son una realidad ([https://www1.upme.gov.co/Normatividad/319\\_2022.pdf](https://www1.upme.gov.co/Normatividad/319_2022.pdf)), y es necesario que desde la concepción de los proyectos se entienda que el CO<sub>2</sub> como refrigerante puede ser eficiente energéticamente y que además pueda ser demostrado con las herramientas teóricas adecuadas, utilizando la configuración más ventajosa según aplicación y perfil climático, de modo que realmente se generen ahorros en energía y pueda ser por lo tanto financiera y económicamente viable.

El CO<sub>2</sub> es uno de los refrigerantes naturales más prometedores, con bajo GWP, no inflamable, no tóxico comparado con el amoníaco, cuenta con excelentes propiedades termodinámicas, elevada capacidad volumétrica de refrigeración, baja viscosidad del líquido y vapor que resulta en menores pérdidas por presión, tuberías con diámetros reducidos, refrigerante sin deslizamiento de temperatura (efecto glide), carga de refrigerante reducida, no es necesaria la recuperación cuando ocurre una avería (menores tiempos de reparación), compatible con muchos materiales (cobre, acero, etc.), bajo valor TEWI, y según el país y la legislación, puede ser libre de impuestos de GWP, además de gozar de incentivos tributarios, aumento en la reputación de las empresas que lo implementen, sistema con alta tecnología alineadas con las tendencias mundiales, penalidades para los HFC's y costos cada vez más elevados de los refrigerantes con alto GWP, entre otras ventajas.

Sin embargo presenta limitaciones en climas cálidos donde se tengan temperaturas cercanas al punto crítico, ya que se debe implementar sistemas transcritos, que en su arquitectura simple es ineficiente comparado con el modo subcrítico o con los sistemas convencionales HFC's por encima de 25°C de temperatura ambiente, por lo tanto para hacerlo competitivo en cuanto a eficiencia energética, se deben realizar diferentes configuraciones o modificaciones al ciclo simple de manera que resultan más eficientes. En cambio, en climas fríos muy por debajo de la temperatura crítica del CO<sub>2</sub> (31.1°C), El dióxido de carbono como refrigerante ya es ampliamente utilizado en el norte de Europa y en Estados, que ya es prácticamente un estándar de aplicación en la industria para sectores como supermercados.

Es importante por lo tanto a la hora de evaluar la viabilidad financiera de proyectos de eficiencia energética en sistemas de refrigeración, entender muy bien que configuraciones se pueden realizar de manera que sean competitivos en el consumo energético, realizando comparativos teniendo en cuenta los perfiles de temperatura del sitio de la instalación, ya que diseñar solo para temperaturas promedio o media máximas, lo convierte automáticamente en modo transcrito y basar los análisis solo para esa temperatura conduciría sobredimensionar los sistemas y más aún desconocer las bondades del sistema para momentos de baja temperatura ambiente durante el día, que si resultase significativos en número de hora/año de operación no se estaría considerando las bondades del CO<sub>2</sub>

en otros rangos de temperatura ambiente y, estaríamos realizando comparaciones injustas si se trata de comparar con HFC por ejemplo.

Entonces si el caso es definir que configuración de CO<sub>2</sub> es más conveniente, pero en unos cuantos puntos de operación no es suficiente para generar conclusiones. Es interesante que a la hora de concebir, estructurar o diseñar proyectos de refrigeración con CO<sub>2</sub> entender y parametrizar los sistemas teniendo en cuenta la variable temperatura ambiente durante un periodo importante de funcionamiento, que permita concluir cual sistema o configuración conviene más para el tipo de clima de la zona de emplazamiento del proyecto, por consiguiente este estudio es importante ya que nos ayuda a entender mejor que sistemas son más adecuados y pertinentes para un perfil climático en la ciudad de Medellín en cuanto a consumo eléctrico y COP.

Es sabido que en todo ciclo termodinámico las condiciones de temperatura de las fuentes y sumideros de calor determinan la eficiencia de los mismos, en la práctica estas condiciones de temperatura varían con el tiempo, es decir que son sistemas transitorios que deben ser estudiados teniendo en cuenta estas fluctuaciones de temperatura ambiente (sumidero), por lo tanto es un error o más bien poco preciso realizar comparativos de desempeño en momentos particulares o condiciones puntuales de funcionamiento, ya que a lo largo del día o del año las temperaturas ambiente cambian, afectando positiva o negativamente el desempeño de los sistemas, más relevante aún, para sistemas de refrigeración con CO<sub>2</sub> que por su bajo punto crítico (30.98°C) se puede tener dos modos de funcionamiento para países tropicales; transcrito o subcrito según la temperatura ambiente, afectando significativamente su desempeño energético.

Los sistemas de refrigeración por compresión mediante refrigerantes naturales como el CO<sub>2</sub> han venido en constante evolución y desarrollo en cuanto a tecnologías de control, seguridad y configuraciones eficientes, en gran parte motivado por las políticas restrictivas para los HFC's en el mundo, las cuales se promueven con el propósito de frenar el calentamiento global.

La aplicación de estas tecnologías además de brindar beneficios directos al medio ambiente en comparación con los HFC's debe ser eficientes energéticamente y esto se logra desde el diseño y configuración de los sistemas. Este análisis dará luces sobre la pertinencia o no de implementar

ciertas configuraciones en el ciclo de refrigeración mediante CO<sub>2</sub> para las condiciones de temperatura de evaporación y demanda frigorífica asumida.

### 3. Objetivos

#### 3.1 Objetivo general

Estudiar el comportamiento de los sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> transcritos tipo Booster a condiciones ambientales de Medellín usando herramientas computacionales.

#### 3.2 Objetivos específicos

- I. Determinar las configuraciones más relevantes de los sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> transcritos tipo Booster mediante la revisión sistemática de literatura usando la herramienta Scopus.
- II. Determinar la variabilidad de las condiciones ambientales de Medellín mediante el uso de sistemas de información meteorológicos y herramientas estadísticas.
- III. Establecer las diferencias en los parámetros de funcionamiento de los ciclos analizados mediante el modelado termodinámico usando el software EES a condiciones típicas de Medellín.

## 4. Marco teórico

### 4.1 CO<sub>2</sub> como refrigerante

El CO<sub>2</sub> es abundante en la naturaleza, es un gas de efecto invernadero, pero para su posible uso como refrigerante se puede recurrir a la recuperación de residuos industriales, por lo tanto, no debe considerarse nulo en su impacto como gas de efecto invernadero. (Cavallini & Zilio, 2007)

El CO<sub>2</sub> puede emplearse como refrigerante en distintos tipos de sistemas, incluidos tanto sistemas subcríticos como transcritos. Los sistemas con CO<sub>2</sub> transcritos en la actualidad solo resultan interesantes para pequeñas aplicaciones y aplicaciones comerciales; por ejemplo, sistemas de aire acondicionado móviles, bombas de calor pequeñas y sistemas de refrigeración para supermercados, pero no para sistemas industriales. La presión de funcionamiento de los ciclos subcríticos habitualmente comprende un rango entre 5.7 y 35 bar (entre 83 y 507 psi), al que corresponde un rango de temperatura entre -55 y 0 °C (entre -67 y 32 °F). Si los evaporadores se someten a un desescarche por gas caliente, en ese caso la presión de funcionamiento será aproximadamente 10 bar (145 psi) superior. (Danfoss, s. f.)

El dióxido de carbono tiene muy buenas propiedades termofísicas y de transporte en comparación con otros refrigerantes. Es un refrigerante respetuoso con el medio ambiente ya que su ODP es cero y su GWP es 1. No es inflamable; químicamente inactivo y compatible con el aceite de poliéster. El dióxido de carbono, fluido natural, muestra algunas propiedades excelentes cuando se utiliza como refrigerante en sistemas de refrigeración por compresión o de bomba de calor: ofrece una seguridad local y ecológica inigualable, una amplia disponibilidad a bajo costo, sin necesidad de reciclaje ni contención. Debido a su baja temperatura crítica (alrededor de 31 °C), el CO<sub>2</sub> no se compara favorablemente con los refrigerantes tradicionales, en lo que respecta a la eficiencia energética, cuando se realizan análisis teóricos simples del ciclo. Pero esta situación puede mitigarse, y en algunos casos revertirse por completo, mediante un diseño adecuado del sistema

destinado a explotar plenamente las características únicas del CO<sub>2</sub> y/o las características exclusivas de los ciclos transcritos, que aportan factores importantes que mejoran el rendimiento práctico de Sistemas de CO<sub>2</sub>. (Cavallini & Zilio, 2007)

*Tabla 1. Características refrigerantes*

<b>PROPIEDAD</b>	<b>R134</b>	<b>R410A</b>	<b>R407C</b>	<b>R290</b>	<b>R717</b>	<b>R744</b>
<b>GWP</b>	1.3	1.9	1.6	3.0	0	1
<b>Masa molecular [kg/kmol]</b>	102.0	72.6	86.2	44.1	17.0	44.0
<b>Temperatura crítica [°C]</b>	101.1	70.2	86.1	96.7	133.0	31.1
<b>Presión crítica [bar]</b>	40.7	47.9	46.4	42.5	114.2	73.8
<b>Capacidad calorífica volumétrica [kJ/m<sup>3</sup>]</b>	2.9	6.8	4.03	3.9	4.4	22545
<b>Calor específico de vapor @ temperatura de vapor saturado 7,2°C [kJ/kg-K]</b>	0.9	1.2	0.9	1.8	2.8	2.2
<b>Relación de densidad de vapor y líquido temperatura de vapor saturado 7.2°C</b>	68.8	29.8	50.2	40.7	141.7	7155
<b>Primer uso comercial como refrigerante</b>	1990	1998	1998	NA	1859	1869

*Fuente.* (Padalkar & Kadam, 2010)

El ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito ocurre cuando la temperatura ambiente más la temperatura de aproximación es igual superior a la temperatura del punto crítico, (la temperatura de aproximación es la diferencia entre la temperatura del gas a la salida del gas cooler y la temperatura del aire ambiente y está usualmente entre 3 y 5°C y depende de la eficacia del intercambiador de calor). En estado transcrito las densidades del vapor y del líquido se igualan de manera que la presión es independiente de la temperatura. Tal y cómo se puede observar en la *figura 2*. las isothermas por

encima del punto crítico se van haciendo verticales a medida que aumenta la presión siguiendo la misma isoterma, es decir, a igual temperatura se va aumentando el efecto frigorífico en un  $\Delta Q_o$  (ver *figura 1*). aumentando el COP del sistema, pero al mismo tiempo llega a un nivel de presión en el cual el COP no aumenta sino que por el contrario empieza a disminuir, esto se hace evidente ya que la isoterma en alta presión y baja temperatura se van haciendo más verticales como decía y por lo tanto, ya el beneficio de aumentar la presión no es significativo, pero si lo es el trabajo adicional que tienen que realizar los compresores para poder llegar hasta la temperatura y presión fijadas en la descarga, cada vez que se aumenta la presión hay un  $\Delta w$  (ver *figura 1*). adicional, esto evidencia que existe un punto de presión óptima en el cual el COP se hace máximo, y depende de las condiciones específicas que definen el ciclo como: Temperatura de evaporación, posible sobrecalentamiento del gas de succión, eficiencia isentrópica del compresor, temperatura del gas a la salida del gas cooler. Para un ciclo simple ideal, como el que se muestra en la *Figura 1*. el valor de la presión óptima se puede estimar, en función de la temperatura de evaporación y de la temperatura del gas a la salida del enfriador mediante la *Ecuación 1*. (Cavallini & Zilio, 2007)

### **Ecuación 1**

$$P_{opt} = (2.778 - 0.0157 * te) * tgce + (0.381 * t1 - 9.34)$$

Con

$$P_{opt} = te \text{ y } tgce \text{ en } [^{\circ}C], \text{ and } P_{opt} \text{ [bar]}$$

$$-40^{\circ}C < te < +5^{\circ}C; 31^{\circ}C < tgce < 50^{\circ}C$$

*Donde:*

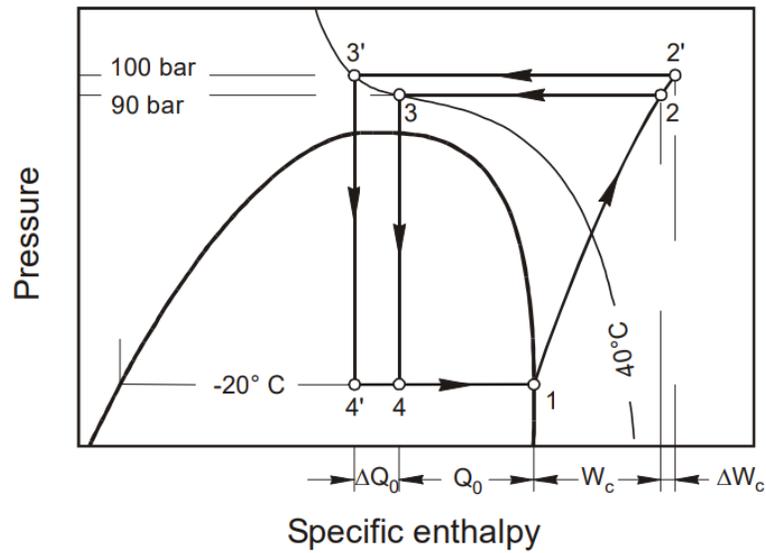
*P<sub>opt</sub>: Presión óptima de descarga gas cooler*

*te: Temperatura de evaporación ciclo de BT*

*tgce: Temperatura del refrigerante a la salida del gas cooler*

La ecuación anterior es válida para compresión isoentrópica y vapor saturado seco en la succión del compresor.

Figura 1. Diagrama P-h Presión óptima de descarga (Diferentes presiones para una misma temperatura)



Fuente (Alberto CAvallini, s. f.)

Figura 2. Diagrama P-h CO<sub>2</sub>

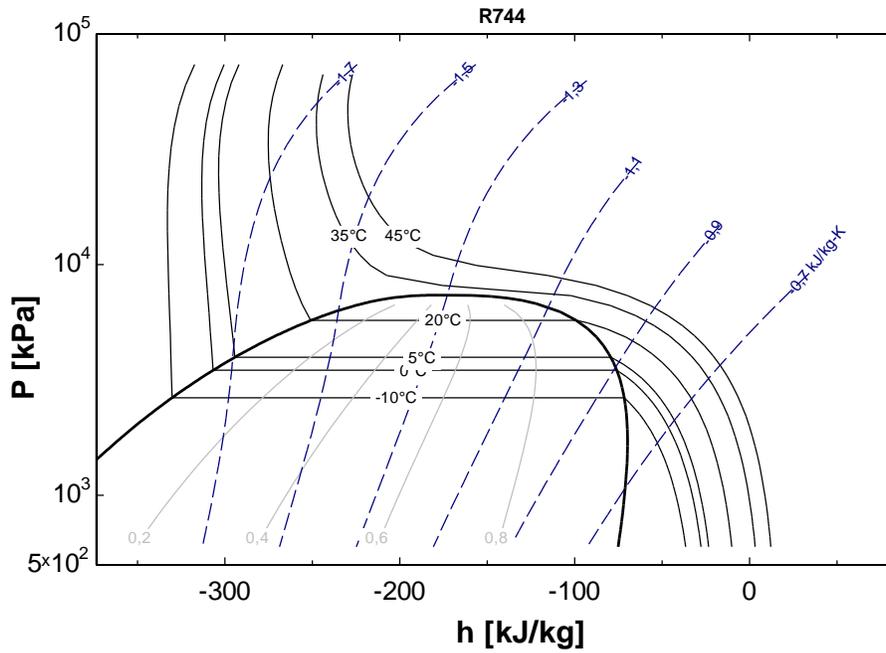
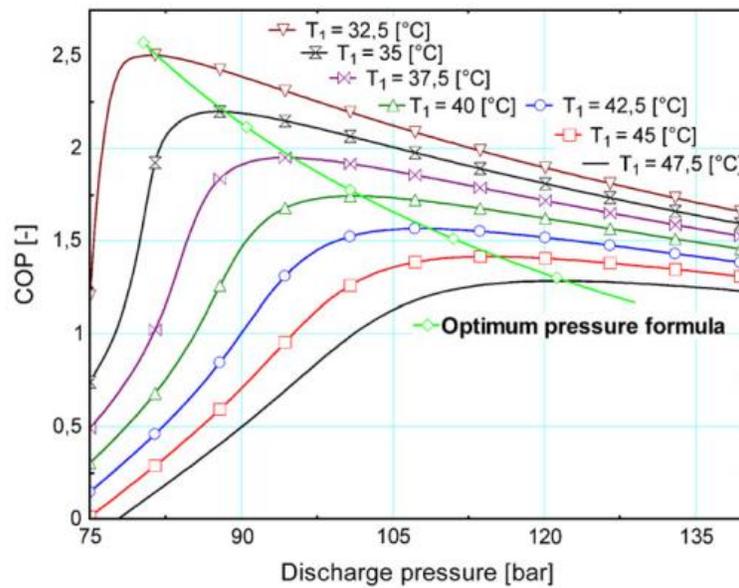


Figura 3. Presión óptima de descarga (COP óptimo según presiones de descarga óptima de gas cooler)



Fuente. (Sawalha, 2008)

#### **4.1.1 Presión óptima intermedia:**

La presión intermedia óptima en un sistema de refrigeración de dos etapas es bastante cercana, pero no igual, a la que se muestra en la *Ecuación 2*. Es igual a la raíz de la razón entre la presión de descarga de la etapa 2 y la presión de succión de la etapa 1

#### **Ecuación 2**

$$P_{int, opt} = \sqrt{P_1 * P_2}$$

Donde:

P1 Presión de succión primera etapa

P2: Presión de descarga segunda etapa

La presión intermedia óptima en un sistema de refrigeración de dos etapas es ligeramente superior a la indicada por la *Ecuación 2* debido a la tendencia hacia una presión intermedia más alta para reducir el flujo, por lo que una diferencia de unos pocos grados en la temperatura intermedia tiene poca influencia práctica en la energía requerida por la planta. (Wilbert F. Stoecker, s. f.)

Eficiencia Isentrópica:

#### **Ecuación 3**

$$\eta_{ist} = 1.003 + 0.126 * r \quad (\text{Chen \& Gu, 2005}) \quad \text{Eficiencia isentrópica}$$

Donde  $r$  es la relación de compresión entre la presión de descarga de la segunda etapa y la presión de succión de la primera etapa.

#### **4.2 Configuraciones de ciclo Booster:**

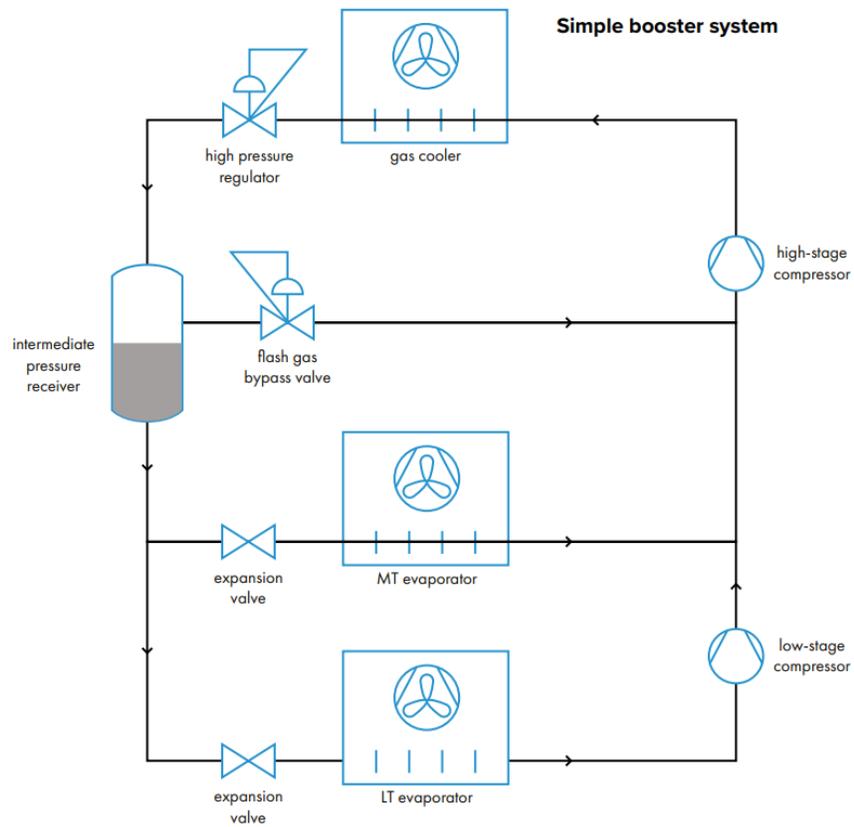
---

Cuando el CO<sub>2</sub> opera en la región transcrito, disminuye el COP en comparación con otros refrigerantes a los mismos niveles de temperatura. Una forma de mejorar el COP, especialmente cuando se necesita una elevación de temperatura alta, es introducir compresión de dos etapas con intercooler. En general, la presión intermedia óptima depende de la forma de la isoterma en la que se rechaza el calor, la pendiente de las líneas de compresión isentrópicas y la dependencia de la eficiencia isentrópica de la relación de presiones. En el caso del CO<sub>2</sub>, la alta presión de operación da como resultado relaciones de presión relativamente bajas, por lo tanto, las variaciones en la eficiencia isentrópica son pequeñas.

#### ***4.2.1 Ciclo Booster simple 2 etapas (SIST\_1):***

En comparación con los sistemas minoristas de una sola etapa, los sistemas Booster doble etapa, se utilizan con bastante frecuencia, concretamente para MT y LT juntos. Un sistema de Booster utiliza evaporación en dos etapas, para temperatura baja y temperatura media. De manera similar, utiliza compresión de dos etapas, con compresores de etapa baja y media. Las dos válvulas reguladoras de presión aquí son las mismas que en el sistema simple de una etapa; primero la válvula reguladora de alta presión (“regulador de alta presión”) que regula la presión del enfriador de gas, y luego la válvula de derivación del gas flash que controla la presión del receptor (válvula de presión del receptor). Ver figura 5.

Figura 4. Diagrama de componentes de sistema Booster simple (SIST\_1)

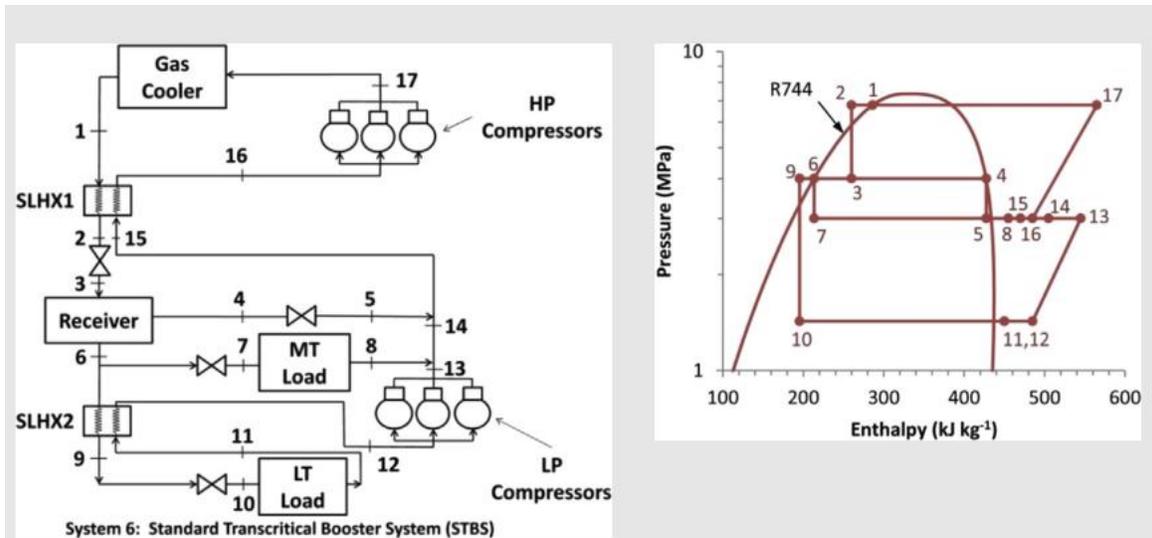


Fuente. (Ilana Koegelenberg et al., 2020)

#### ***4.2.2 Ciclo Booster simple con IHX en Flash gas y Evaporadores de Baja Temperatura (SIST\_4):***

Tal como se observa en figura 6. Los sistemas de CO<sub>2</sub> con IHX en flas gas y BT se divide en cuatro niveles de presión. En el nivel de presión más alto, el refrigerante (CO<sub>2</sub>) de los compresores de alta presión ingresa a un enfriador/condensador de gas y rechaza el calor a los alrededores. El CO<sub>2</sub> a alta presión se enfría aún más en un intercambiador de calor de línea de succión (SLHX1) y se expande antes de ser recolectado en el receptor. Dependiendo de la configuración del sistema, el refrigerante se expande a un nivel de presión intermedio antes o después de pasar por el SLHX1. El líquido refrigerante saturado del receptor se expande a la presión de saturación correspondiente a las cargas de temperatura media y baja temperatura, respectivamente. Después al absorber el calor de las cargas de baja temperatura, el refrigerante de baja presión se sobrecalienta aún más en el SLHX2 y se comprime en los compresores de baja presión. La descarga de los compresores de baja presión, las cargas de temperatura media y la válvula de derivación se combinan antes de ingresar a los compresores de alta presión. El refrigerante de alta presión de la salida del enfriador/condensador de gas pasa a través del SLHX1 antes de expandirse a un nivel de presión intermedio a través del dispositivo de expansión entre las ubicaciones 2 y 3. En el diagrama P-h figura 6. , los puntos de estado 1, 2 y 17 están en el nivel de presión alta, los puntos de estado 3, 4, 6 y 9 están en el nivel intermedio, los puntos 5, 7, 8, 13, 14, 15 y 16 están en el nivel de temperatura media y los puntos 10, 11 y 12 son en el nivel de baja temperatura. (Sharma et al., 2014)

Figura 5. Diagrama de componentes de sistema Booster simple con IHX es flash-gas y Baja Temperatura (a) y diagrama P-H correspondiente (b)



Fuente. (Sharma et al., 2014)

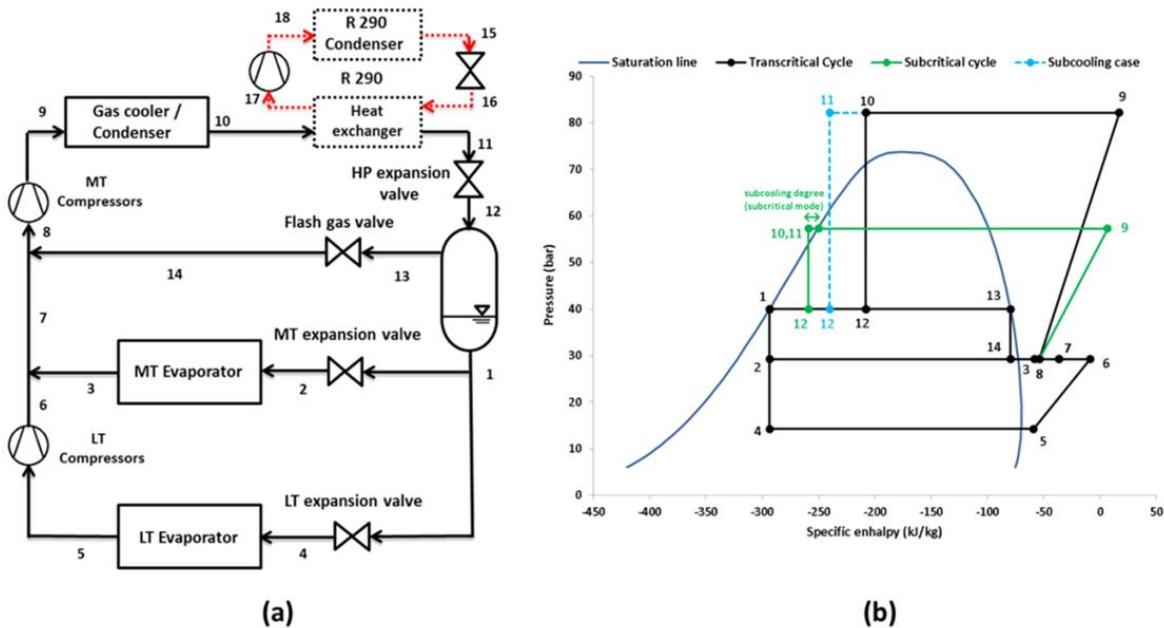
Booster con subenfriamiento externo Mecánico: Es un sistema con subenfriamiento mecánico después del enfriador de gas, este sistema opera generalmente con un refrigerante de bajo GWP en el ciclo secundario de refrigeración por compresión mecánica, que es una opción habitual. Las ventajas de esta configuración es que tiene mayor tasa de subenfriamiento y que no hay sobrecalentamiento adicional en la entrada del compresor. La desventaja es la necesidad adicional de trabajo en el compresor del ciclo secundario. En este sistema, la presión máxima y la diferencia de temperatura de subenfriamiento deben optimizarse para maximizar el COP del sistema. Cabe señalar que un mayor subenfriamiento aumenta la capacidad de enfriamiento, pero también el consumo de trabajo en el compresor secundario y estos hechos crean un valor de subenfriamiento óptimo en todos los casos. (Bellos & Tzivanidis, 2019)

En un método común que se utiliza en sistemas basados en CO<sub>2</sub> con el objetivo de reducir el consumo de energía es la adición de configuración de subenfriamiento mecánico después del condensador/enfriador de gas. Esta configuración está compuesta por un sistema sencillo que incorpora un compresor, un condensador, una válvula de estrangulación y un evaporador. El

---

evaporador de este sistema es un intercambiador de calor que absorbe calor del R744, reduciendo así su temperatura. De esta manera, la calidad del R744 que ingresa al receptor de líquido se reduce y, como resultado, menos en los compresores MT se comprime una gran cantidad de refrigerante. La configuración que se adopta en esta investigación emplea R290 como refrigerante, y la temperatura ambiente en la que este sistema comienza a su funcionamiento depende de algunos principios de funcionamiento que se describirán más tarde. Este fluido de trabajo es un fluido de trabajo natural (propano) con un bajo GWP ( $\sim 3.3$ ), ODP cero y no es tóxico. Entonces, es una elección ambientalmente amigable que es adecuada para sistemas de CO<sub>2</sub> cuyo objetivo es reducir el impacto ambiental del sistema. La única desventaja del R290 es su alta inflamabilidad (A3 ASHRAE Safety Group) lo que crea un método común que se utiliza en sistemas basados en CO<sub>2</sub> con el objetivo de la necesidad de crear un sistema adecuado con altos estándares de seguridad. Sin embargo, el R290 se utiliza en aplicaciones reales y hay personal experto para trabajar en estos sistemas. *La figura 7* muestra un sistema convencional de Booster con configuración de subenfriamiento mecánico (SME), el sistema se muestra en la *Figura 7 (a)*, mientras que en la *Figura 7 (b)*, representa el diagrama p-h respectivo. También es útil afirmar que los casos de operaciones transcricas y subcriticas se muestran en la *figura 2 (b)*. (Mitsopoulos et al., 2019)

Figura 6. Diagrama de componentes de ciclo simple doble etapa con subenfriamiento mecánico externo (a) y Diagrama de Mollier P-H (b) correspondiente.



Fuente. (Mitsopoulos et al., 2019)

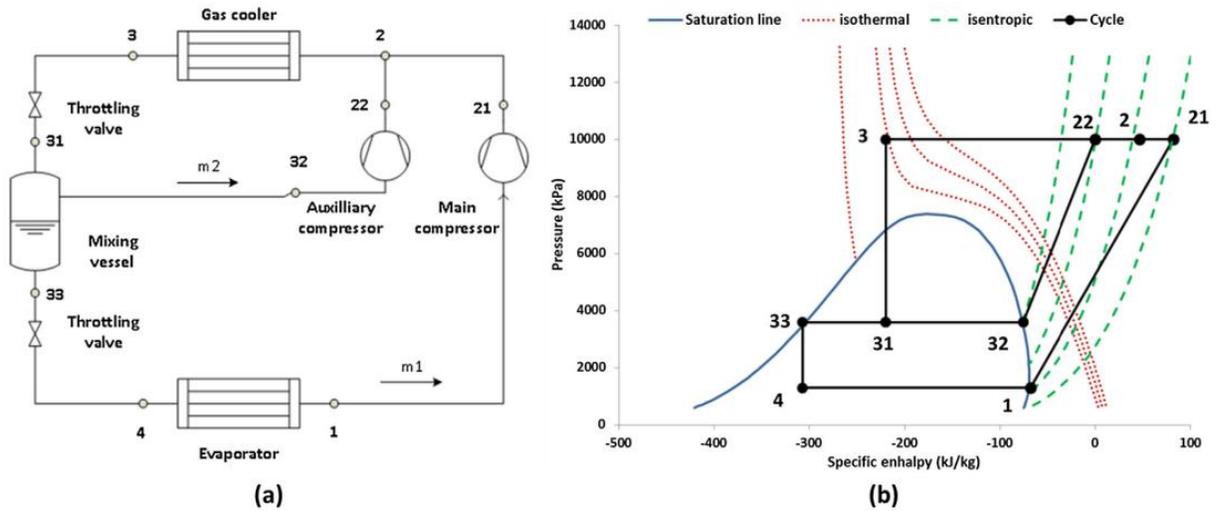
#### 4.2.3 Booster con compresor auxiliar o paralelo (SIST\_2):

Hay dos compresores, uno principal y otro auxiliar, el compresor principal aumenta la presión del refrigerante desde la presión baja hasta la descarga, mientras que el compresor auxiliar succiona el refrigerante del separador, con el propósito de disminuir la presión del tanque de una presión media a alta presión. La presión alta y media. Los niveles deben optimizarse para determinar el COP máximo en todos los casos.

El sistema Booster con compresor en paralelo a altas temperaturas ambiente, la calidad del refrigerante que entra en el receptor de líquido aumenta, lo que conduce a un aumento de la masa de vapor que debe ser comprimida por los compresores MT. Para mitigar el gran consumo de energía, se adopta la solución del compresor auxiliar. El propósito de este compresor es comprimir el vapor del receptor de líquido a la alta presión del sistema desde el intermedio. La ventaja de esto es el hecho de que, en un sistema Booster, el flash gas se comprime desde la temperatura media

del sistema, consumiendo así más energía que en el caso en que la compresión comience desde la presión intermedia. (Mitsopoulos et al., 2019)

Figura 7. Esquema ciclo Booster doble etapa con compresor en paralelo (a) y Diagrama de Mollier (b) correspondiente.



Fuente. (Bellos & Tzivanidis, 2019)

## 5. Metodología

Para la revisión del estado del arte se realizó las siguientes búsquedas con los respectivos algoritmos con el número de resultados ordenados por relevancia.

Revisión bibliográfica: Para la revisión de literatura y estado del arte se utilizaron los siguientes motores de búsqueda:

- Google académico
- Scopus
- Google, búsqueda avanzada

Se usaron los siguientes algoritmos ordenando la búsqueda por relevancia:

*Tabla 2. Bitácora de búsqueda bibliográfica.*

<b>Motor de búsqueda</b>	<b>Algoritmo</b>	<b>No. de resultados</b>
Google académico	co2 transcrito con subenfriamiento mecánico	66
Scopus	co2 AND refrigeration AND transcritical	266
Scopus	co2 AND refrigeration AND transcritical AND comparative AND estudy AND analysis	11
Scopus	TITLE-ABS-KEY ( co2 OR " DIOXIDE CARBON" ) AND TITLE-ABS-KEY ( refrigeration OR cooling OR "REFRIGERATION SYSTEM" ) AND TITLE-ABS-KEY ( transcritical )	942
Scopus	TITLE-ABS-KEY ( co2 OR " DIOXIDE CARBON" ) AND TITLE-ABS-KEY ( refrigeration OR cooling OR "REFRIGERATION SYSTEM" ) AND TITLE-ABS-KEY ( transcritical ) AND TITLE-ABS-KEY ( "SUBCOOLING EXTERNAL" OR "SUBCOOLING MECHANICAL" OR "SUBCOOLING" OR parallel OR booster OR "IHX" OR internal AND subcooling )	83
Google	subcooling   "parallel compresor"   booster "Co2 transcritical" site:.org filetype:pdf	380

Google	"subcooling"   "parallel compresor"   booster "Co2 transcritical" site:.edu filetype:pdf	138
Google	"subcooling"   "parallel compresor"   booster "Co2 transcritical" site:.gov filetype:pdf	70
Google	allintitle: CO2 TRANSCRITICAL COMPARATIVE OR ANALISYS OR CO2 OR TRANSCRITICAL OR MECHANICAL OR SUBCOOLING OR PARALLEL OR COMPRESOR OR REFRIGERATION OR SYSTEM filetype:pdf	1080
Google	allintitle: CO2 TRANSCRITICAL COMPARATIVE OR ANALISYS OR CO2 OR TRANSCRITICAL OR MECHANICAL OR SUBCOOLING OR PARALLEL OR COMPRESOR OR REFRIGERATION OR SYSTEM site:.org filetype:pdf	172
Google	"subcooling"   "parallel compresor"   booster "Co2 transcritical" site:.gov filetype:pdf	70
Google	"subcooling"   "parallel compresor"   booster "Co2 transcritical" site:.edu filetype:pdf	

### ***5.1 Descripción General:***

Para cada ciclo se definen los datos de entrada fijos, los cuales son: Potencia frigorífica en baja y media temperatura, las temperaturas de evaporación, los recalentamientos a la salida de los evaporadores, la temperatura de acercamiento en el intercambiador en modo gas cooler y en modo condensador.

La temperatura ambiente es la única variable de los sistemas, y define la temperatura del gas a la salida del gas cooler, la temperatura de condensación y la presión óptima de descarga. Para cada ciclo se realizan los respectivos modelos de cálculos termodinámicos y se solucionan utilizando la herramienta EES (Engineering Equation Solver).

Se asume un factor de planta igual 1 ya que el objetivo del presente trabajo es realizar un estudio comparativo, por otro lado, es importante indicar que los factores de planta varían de una aplicación a otra.

### ***5.2 Diseño De Investigación:***

Este análisis se basa en comparar numéricamente los rendimientos y consumos energético, utilizando las leyes de la termodinámica básica de conservación de masa y energía, los principios de refrigeración por compresión de vapor, y algunos conceptos de investigadores e instituciones públicas y privadas que estudian el tema en cuestión. Los datos de entrada para la resolución de los modelos de cálculo se enuncian en la *tabla 3*. La variable común a todos los ciclos es la temperatura ambiente de Medellín, fue tomada de la base de datos del centro del Sistema de Alerta Temprana de Medellín y el Valle de Aburra-SIATA. (SIATA, s. f.) estación meteorológica de la Universidad de Medellín de donde se tomaron inicialmente más de 350000 datos de temperatura de bulbo seco minuto a minuto por cada día del año 2018, para estudio se tomaron temperaturas cada 10 minutos de los cuales muchos de ellos luego filtraron ya que muchos presentaban errores, quedando así un total de 44474 temperaturas aproximadamente cada 10 minutos durante todo el año 2019, con estos datos de temperaturas se realiza un análisis de frecuencias de donde se toman las temperaturas que más se repiten y estos son los datos de entrada para las simulaciones realizadas.

Con todas las variables resueltas se procede a realizar los análisis comparativos de consumo eléctrico y COP (Coeficiente de desempeño) y consumos energéticos anuales de cada ciclo.

### 5.3 Descripción Detallada:

#### 5.3.1 Parámetros Generales Comunes A Todos Los Ciclos Evaluados:

Tabla 3. Parámetros generales comunes en todos los ciclos evaluados.

PARÁMETROS GENERALES			
Descripción variable	Variable	Unidad	Valor
Demanda de Potencia frigorífica Baja T	Qbt	kW	96
Demanda de Potencia frigorífica Media T	Qmt	kW	20
Temperatura de evaporación Baja	T <sub>1</sub>	°C	-28
Temperatura de evaporación Media	T <sub>2</sub>	°C	0
Approach en Gas Cooler (Diferencia de temperatura salida del gas cooler y temperatura ambiente)	ApGc	°C	5
Delta de temperatura en condensador	Dc	°C	5
Recalentamiento en evaporador de baja temperatura	RhBt	K	5
Recalentamiento en evaporador de media temperatura	RhMt	K	5
Presión de saturación etapa baja Temperatura	P <sub>1</sub>	kPa	1526.1
Presión de saturación etapa Media Temperatura	P <sub>2</sub>	kPa	3485.1
Presión óptima de descarga o presión Gas cooler	PoptGc	Kpa	Variable
Temperatura ambiente	Tamb	°C	Variable

Para el modo transcrito, la presión de alta o de descarga de los compresores de la etapa 2 (etapa de media temperatura) se define así:

#### Ecuación 4

$$PoptGc = \left( 2,778 \left[ \frac{bar}{°C} \right] - 0,0157 \left[ \frac{bar}{°C^2} \right] * T_1 \right) * (ApGc + Tamb) + 0,381 \left[ \frac{bar}{°C} \right] * T_1 - 9,34 [bar] \text{ (Chen \& Gu, 2005)}$$

Donde:

PoptGc= Presión optima en el gas cooler

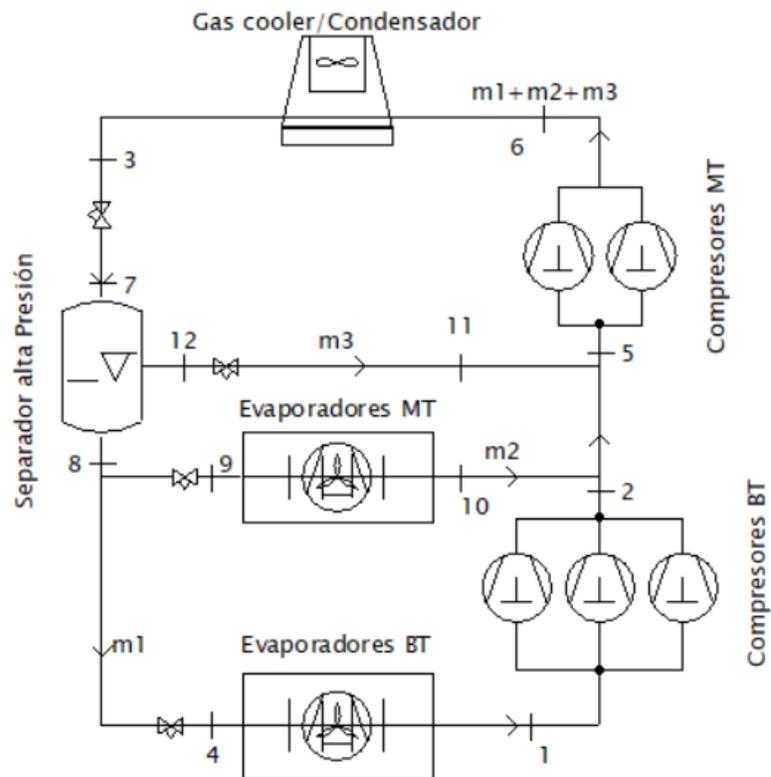
T1 es la temperatura de evaporación de la etapa 1 (Baja temperatura)

ApGc es el approach en el gas cooler

Tamb es la temperatura ambiente

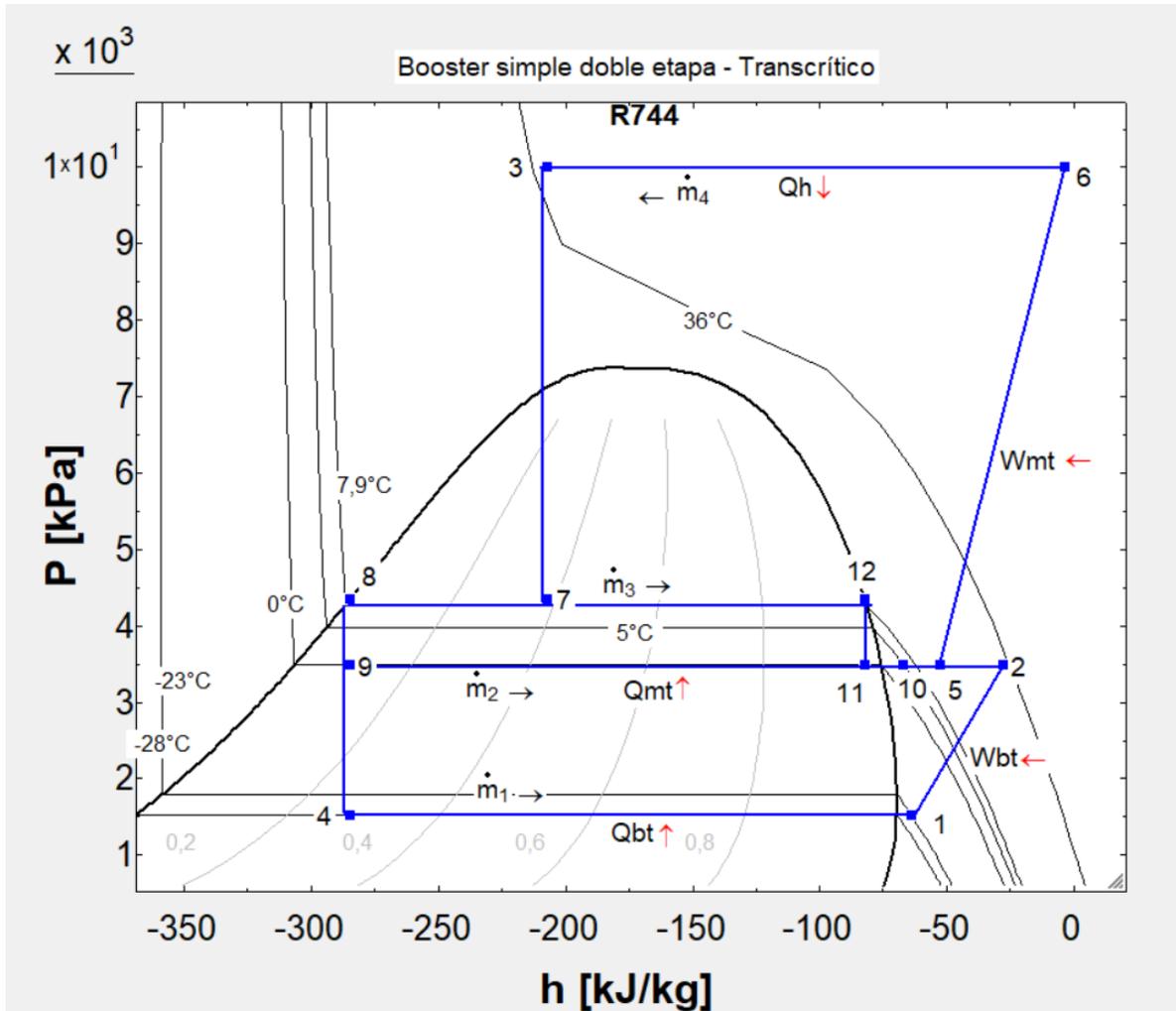
#### 5.4 Ciclo Booster Simple Doble Etapa (SIST\_1)

Figura 8. Diagrama de funcionamiento Booster simple doble etapa



5.4.1 Modelo del ciclo modo transcrito:

Figura 9. Diagrama P-h SIST\_1 modo transcrito



Consideraciones:

$$h_7 = h_3 \quad \text{Proceso isoentálpico}$$

$$h_{11} = h_{12} \quad \text{Proceso isoentálpico}$$

$$h_8 = h_4 \quad \text{Proceso isoentálpico}$$

$$h_8 = h_9 \quad \text{Proceso isoentálpico}$$

$$s_1 = s_2 \quad \text{Proceso isentrópico}$$

$$s_5 = s_6 \quad \text{Proceso isentrópico}$$

$$x_{12} = 1 \quad \text{Estado líquido saturado}$$

$$x_8 = 0 \quad \text{Estado Vapor saturado}$$

La presión intermedia óptima se define como:

**Ecuación 5**

$$P_{int, opt} = \sqrt{P_6 * P_1}$$

Esta presión es igual para los puntos 7, 8 y 12 del ciclo. (ver figura 10)

La presión 2 es igual a la presión óptima en el gas cooler, y P1 se define como la presión de saturación de baja temperatura.

Las relaciones de compresión de ambas etapas son:

**Ecuación 6**

$$r_1 = P_2/P_1 \quad \text{Relación de compresión Etapa de baja temperatura}$$

**Ecuación 7**

$$r_2 = P_6/P_5 \quad \text{Relación de compresión Etapa de media temperatura}$$

Las eficiencias isentrópicas se estiman utilizando la siguiente ecuación:

**Ecuación 8**

$\eta_1 = 1.003 + 0.126 * r_1$  Eficiencia isentrópica compresores etapa de BT (Chen & Gu, 2005)

**Ecuación 9**

$\eta_2 = 1.003 + 0.126 * r_2$  Eficiencia isentrópica compresores etapa de MT

Balance de masa del ciclo:

**Ecuación 10**

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3)$$

El vapor del flash gas del recipiente separador está en estado saturado y el flujo másico determina con la calidad del punto del vapor del fluido que entra al recipiente.

**Ecuación 11**

$$\dot{m}_3 = X_7 * \dot{m}_4$$

Balance de energía del ciclo:

Con el balance de energía se hayan los flujos másicos 1 y 2, ya que se conocen de entrada las potencias frigoríficas  $Q_{bt}$  y  $Q_{mt}$

**Ecuación 12**

$$Q_{bt} = \dot{m}_1 * (h_1 - h_4)$$

**Ecuación 13**

$$Q_{mt} = \dot{m}_2 * (h_{10} - h_9)$$

**Ecuación 14**

$$W_{bt} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1)$$

**Ecuación 15**

$$W_{mt} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3) * (h_6 - h_5)$$

Del balance de energía en el punto 5 se determina la entalpía 5.

**Ecuación 16**

$$h_5 = (h_{11} * \dot{m}_3 + h_{10} * \dot{m}_2 + h_2 * \dot{m}_1) / \dot{m}_4$$

Las potencias reales de los compresores se determinan teniendo en cuenta las eficiencias isentrópicas.

**Ecuación 17**

$$W_{bt\_r} = W_{bt} / \eta_1$$

**Ecuación 18**

$$W_{mt\_r} = W_{mt} / \eta_2$$

Los coeficientes de desempeño para el ciclo son:

Coeficiente de desempeño isentrópico

**Ecuación 19**

$$COP_i = \frac{Q_{bt} + Q_{mt}}{W_{bt} + W_{mt}}$$

Coeficiente de desempeño real

**Ecuación 20**

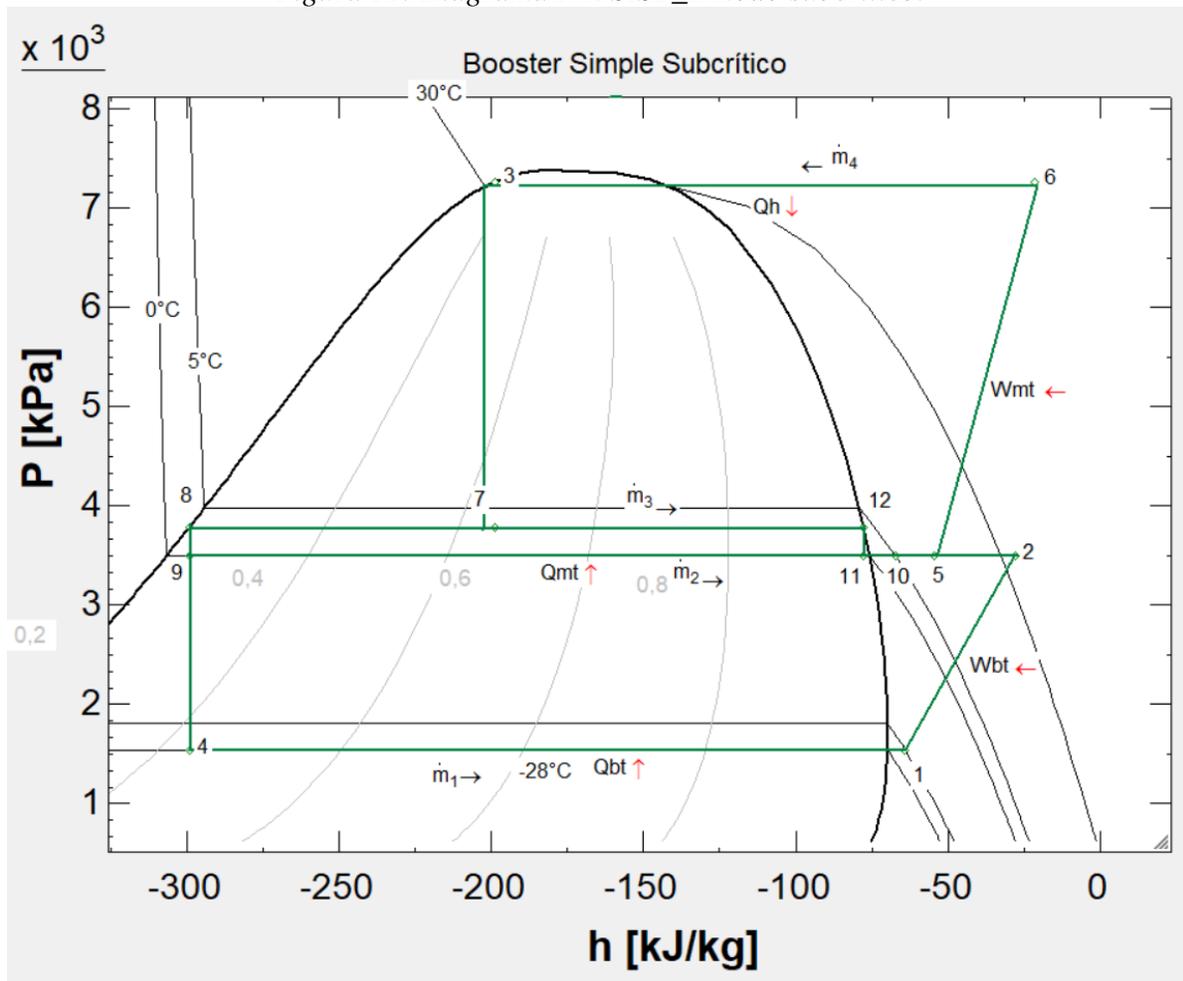
$$COP_r = \frac{Q_{bt} + Q_{mt}}{W_{bt\_r} + W_{mt\_r}}$$

Las demás ecuaciones se plantean en el software EES *Anexo* y 2.

### 5.4.2 Modelo del ciclo modo subcrítico:

Consideraciones especiales modo subcrítico

Figura 10. Diagrama P-h SIST\_1 modo subcrítico.



Para simular las condiciones en modo subcrítico, se debe modificar las condiciones del punto 3 a la salida del condensador, en este punto al encontrarse sobre la línea de saturación de líquido, las propiedades termodinámicas cambian y por lo tanto los datos de entrada para el software EES.

Entonces en el punto 3 se asume que el fluido tiene calidad 0 (líquido saturado) y con la presión de descarga, que a su vez se determina con la temperatura ambiente y el delta que es igual a 5K *ver Tabla 3*.

Se añade un nuevo parámetro que es la temperatura de condensación, en este modo de funcionamiento se define un delta en el condensador de las demás relaciones para definir el ciclo, son las misma que el de Booster simple doble estado transcrito, definido anteriormente.

Delta de temperatura en el condensador

***Ecuación 21***

$$D_c = 5 \text{ k}$$

***Ecuación 22***

Temperatura de condensación

***Ecuación 23***

$$T_c = T_{amb} + 5k$$

Calidad de:

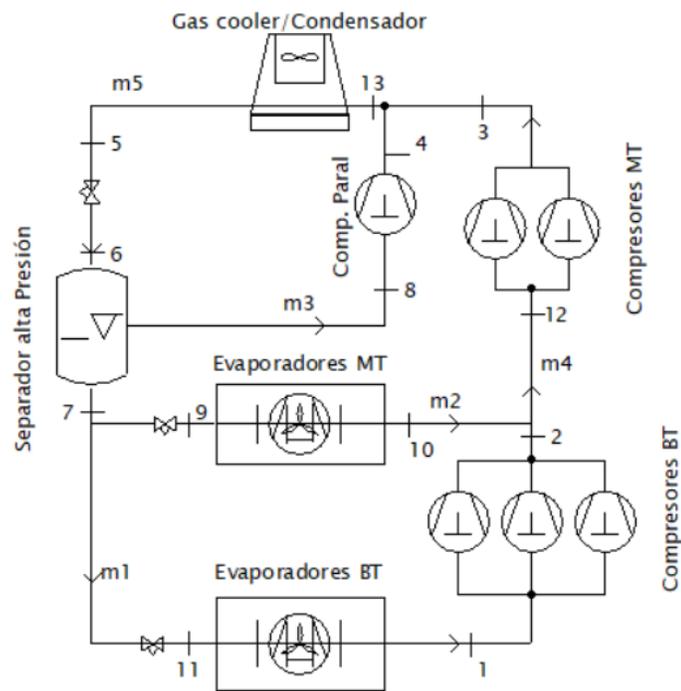
***Ecuación 24***

$$X_3 = 0 \text{ (Líquido saturado)}$$

El modelo matemático y las consideraciones termodinámicas para los siguientes ciclos se pueden ver en detalle en el ANEXO.

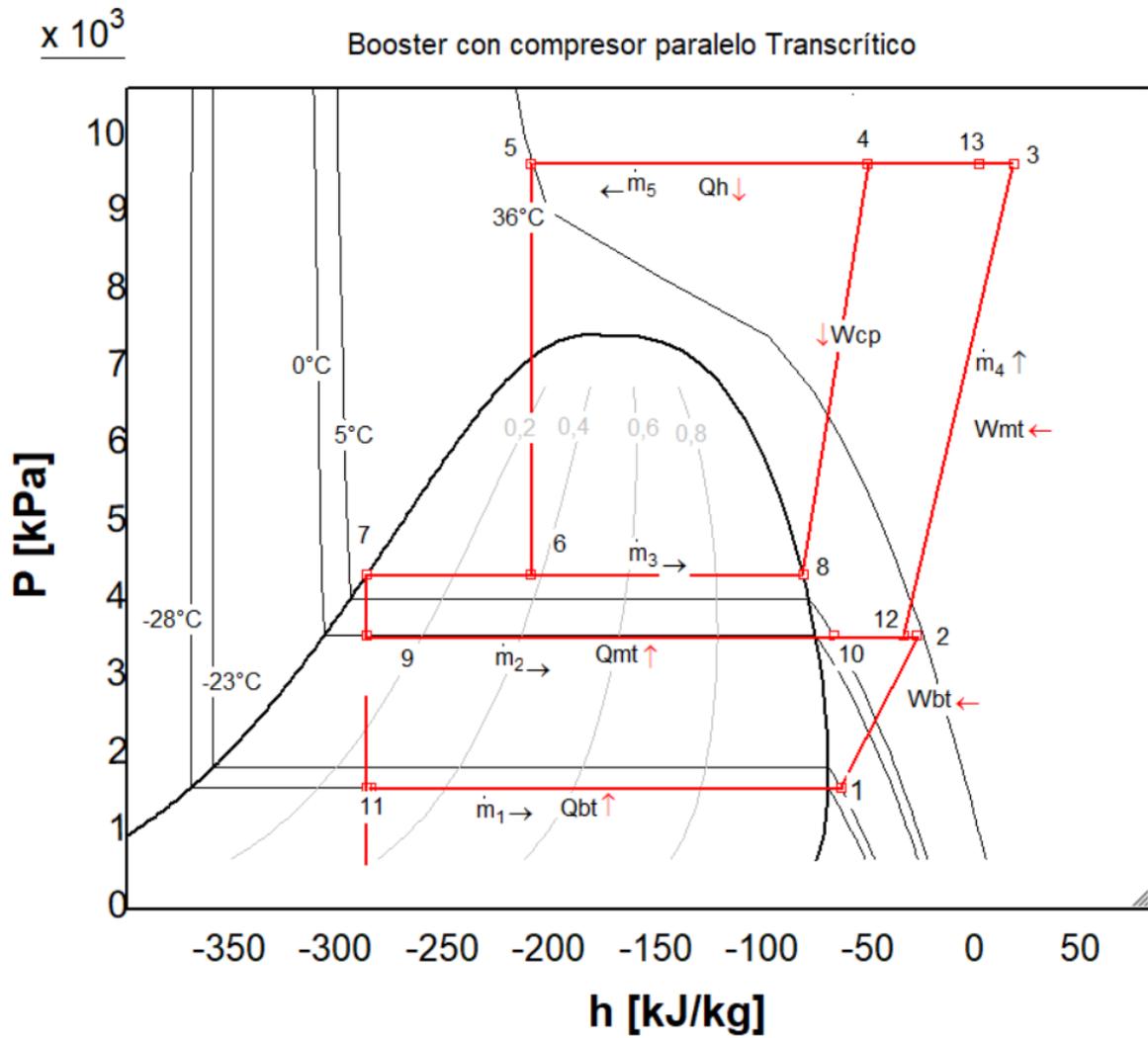
### 5.5 Ciclo Booster Doble Etapa Con Compresor Paralelo (SIST\_2)

Figura 11. Diagrama funcionamiento SIST\_2



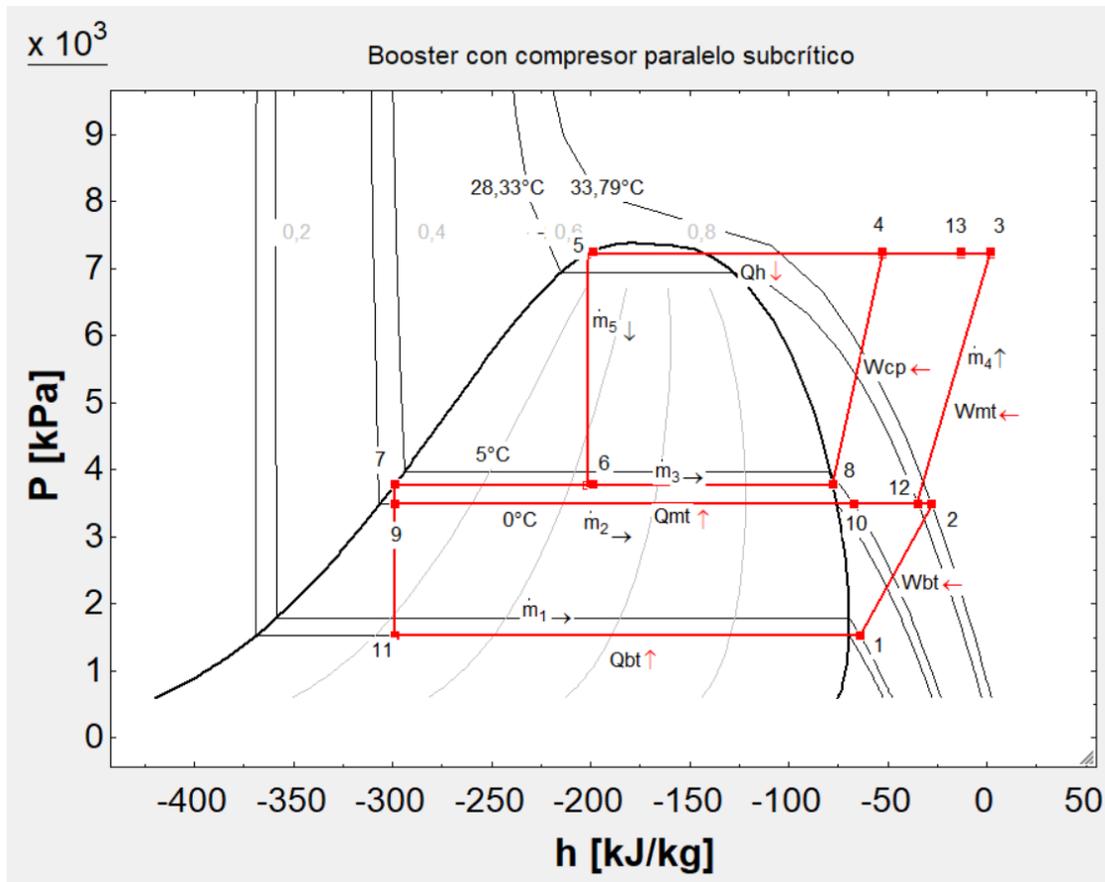
5.5.1 Modelo del ciclo modo transcrito:

Figura 12. Diagrama P-h ciclo SIST\_2 modo transcrito



### 5.5.2 Modelo del ciclo en modo subcrítico:

Figura 13. Diagrama P-h SIST\_2 modo subcrítico



Igual que el modo subcrítico del Booster simple, se debe modificar las condiciones del punto 5 a la salida del condensador,

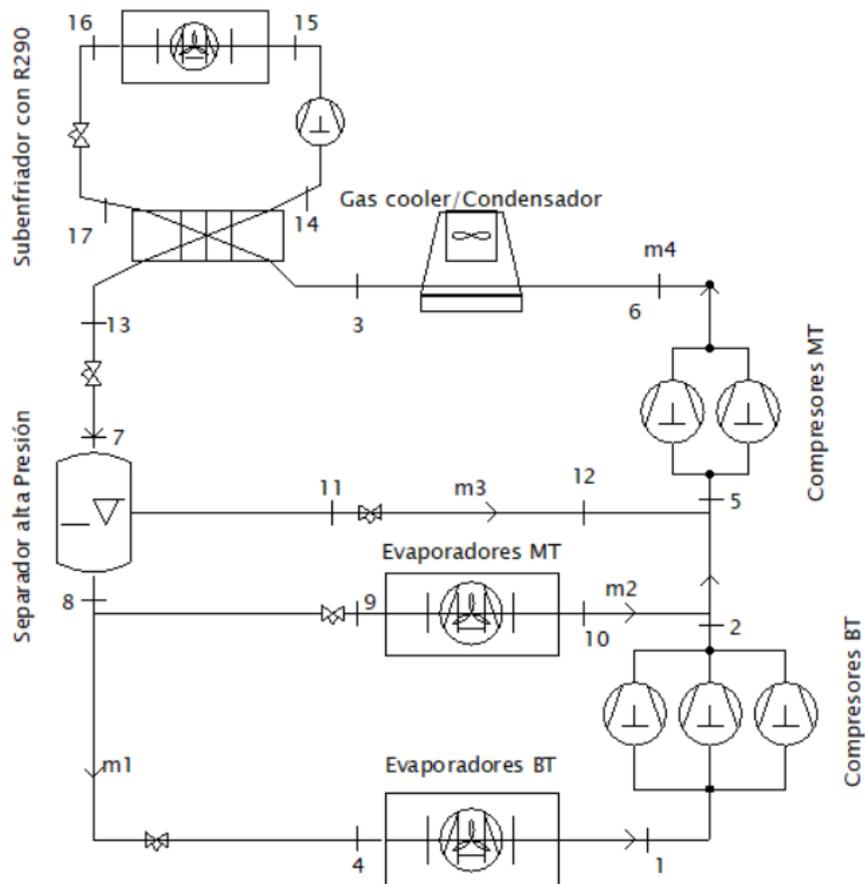
El punto 3 se asume en estado de líquido saturado es decir que el fluido tiene calidad 0 (líquido saturado) cómo se tiene la presión de descarga que a su vez se determina con la temperatura ambiente y el delta que es igual a 5K ver *Tabla 3*.

Las demás consideraciones termodinámicas del ciclo Booster con compresores en paralelo (SIST\_2) se pueden observar en detalle en el Anexo

### 5.6 Ciclo Booster Doble Etapa Con Subenfriamiento Mecánico (SIST\_3)

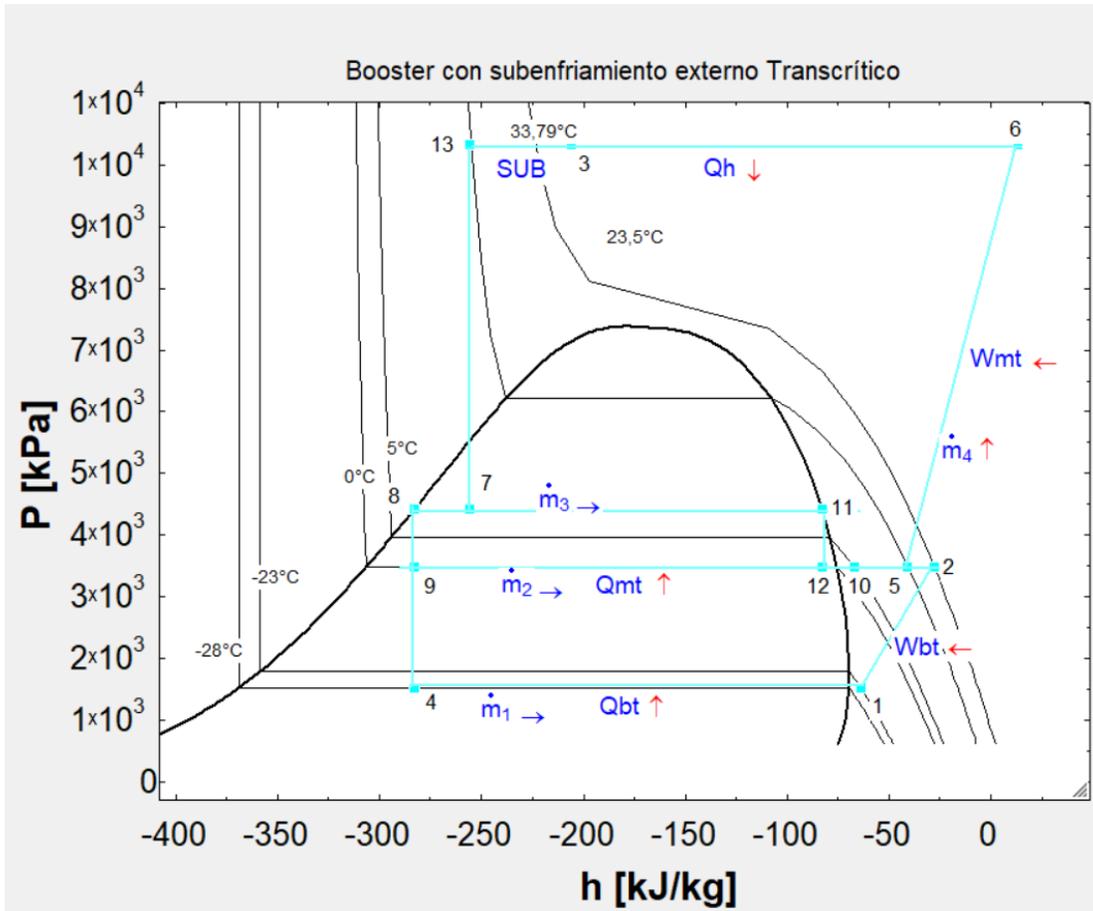
Para esta configuración se tiene una unidad condensadora independiente, que por medio de un intercambiador se realiza el acople entre los dos sistemas, de manera que el evaporador de la unidad externa es el sub-enfriador del fluido que sale del gas cooler/condensador.

Figura 14. Diagrama de funcionamiento SIST\_3



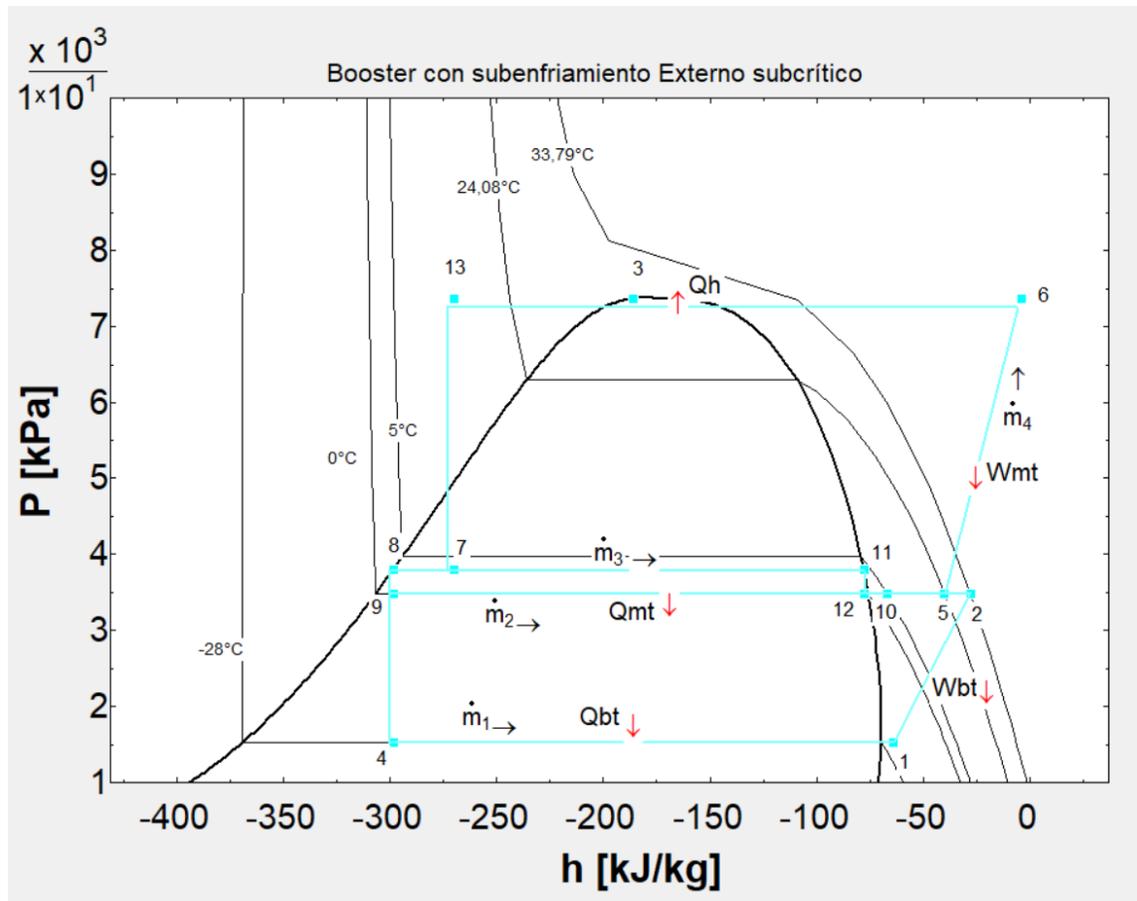
### 5.6.1 Modelo del ciclo modo transcrito:

Figura 15. Diagrama de P-h SIST\_3 modo transcrito.



### 5.6.2 Modelo del ciclo modo subcrítico:

Figura 16. Diagrama de P-h ciclo SIST\_3 modo subcrítico.



Para calcular los estados en modo subcrítico, se debe modificar las condiciones del punto 3 a la salida del condensador,

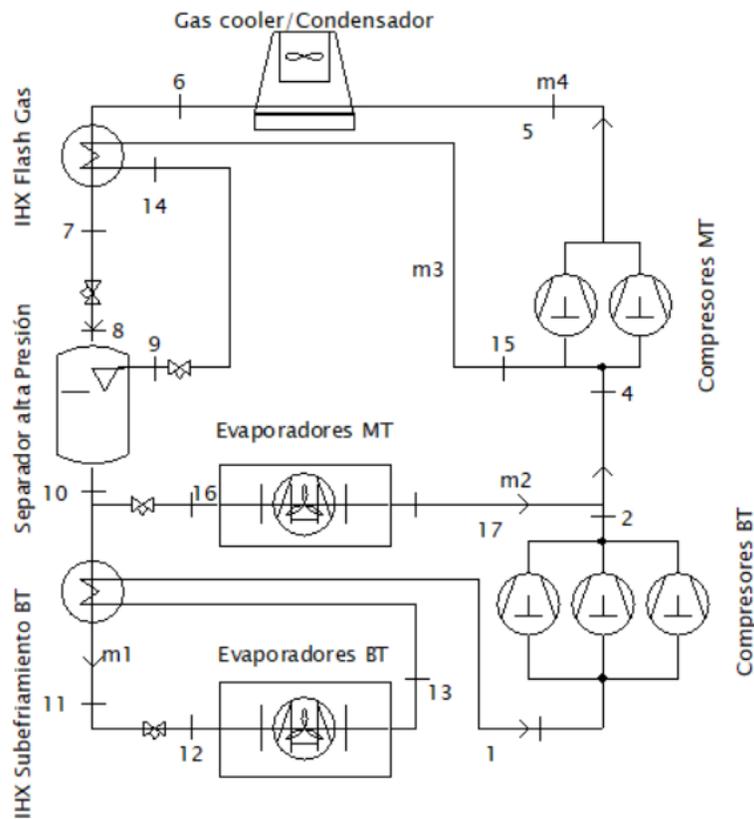
El punto 3 se asume en estado de líquido saturado es decir que el fluido tiene calidad 0 (líquido saturado) cómo se tiene la presión de descarga que a su vez se determina con la temperatura ambiente y el delta que es igual a 5K ver *Tabla 3*.

Se añade un nuevo parámetro que es la temperatura de condensación, en este modo de funcionamiento se asume un delta en el condensador y las demás relaciones para definir el ciclo son las mismas que el de SIST\_3 estado transcrito, definido anteriormente.

Las demás consideraciones termodinámicas del ciclo Booster con Subenfriamiento Externo (SIST\_3) se pueden observar en detalle en el Anexo

### 5.7 Ciclo Booster Doble Etapa Con IHX-Flash Gas + IHX Baja Temperatura (SIST\_4)

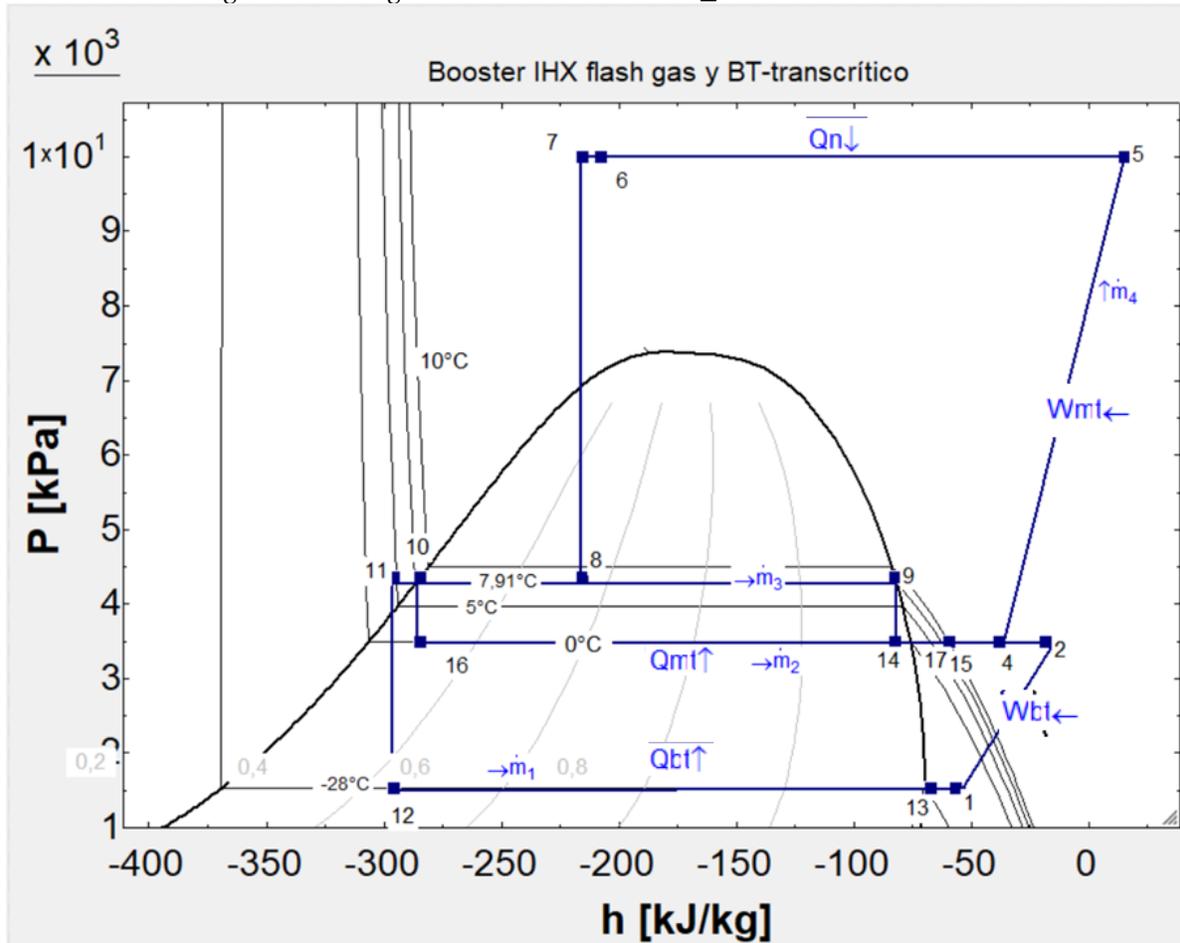
Figura 17. Diagrama de funcionamiento SIST\_4.



Este ciclo modificado es muy similar al Booster simple, solo se diferencia del mismo por la adición de dos intercambiadores de calor, el IXH flash gas y el IHX Subenfriamiento BT, el primero con el propósito de garantizar que se tenga disponible gas para la succión de media, también para asegurar un sobrecalentamiento que garantice la succión del fluido en estado gaseoso, este intercambio de calor también genera un pequeño subenfriamiento en la salida del gas cooler punto 6 al 7. Por otro lado, el IHX subenfriamiento BT es un sub-enfriador interno, el cual utiliza el refrigerante a la salida de los evaporadores para sub-enfriar el líquido que sale del recipiente de alta presión, de esta manera se genera un pequeño incremento en el efecto frigorífico del grupo de baja temperatura, el cual se evidencia en la diferencia de entalpía de los puntos 10 y 11. Esta configuración es muy común ya y usualmente se combina con des-recalentadores en la descarga del grupo de compresores de baja.

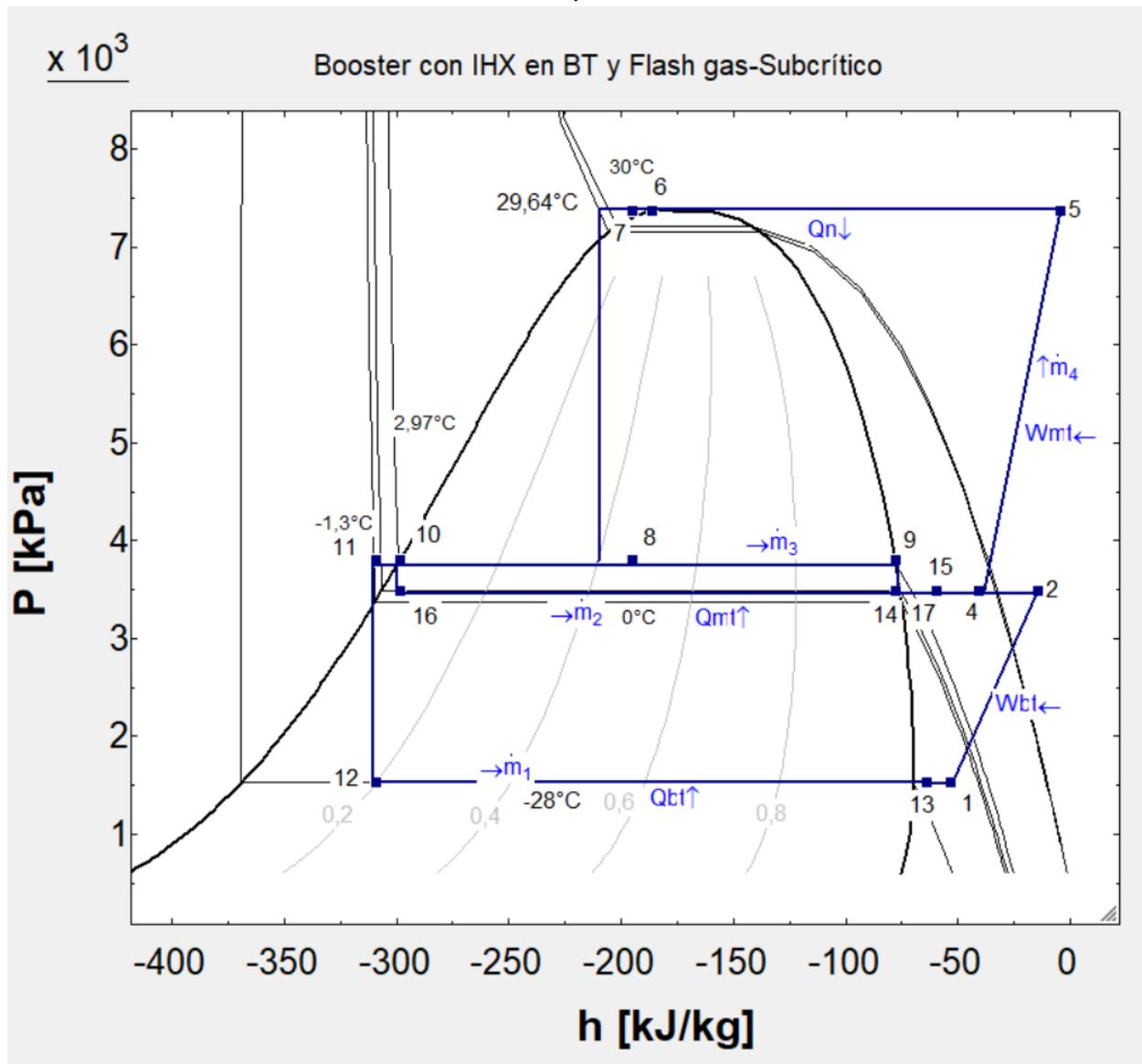
5.7.1 Modelo del ciclo modo transcrítico:

Figura 18. Diagrama de P-h ciclo SIST\_4 modo transcrítico. c



### 5.7.2 Modelo del ciclo modo transcrítico:

figura 19. Diagrama de P-h ciclo SIST\_4 modo subcrítico.



Las demás consideraciones termodinámicas del ciclo Booster con IHX flas gas e IHX en baja  $T$  (SIST\_4) se pueden observar en detalle en el Anexo

### ***5.8 Histórico De Temperaturas Ambiente:***

Se tomaron en cuenta 44974 observaciones de temperaturas aproximadamente cada 10 minutos desde el 01 de enero 2018 hasta el 31 de diciembre de 2018 de la base de datos del SIATA (SIATA, s. f.), de la estación meteorológica de la Universidad de Medellín.

La limpieza, selección y filtrado de datos se realizó mediante el editor de Power Query de Excel, y luego mediante la herramienta de análisis de datos de Excel se realizó un análisis de estadística descriptiva que a continuación se resume en la *Tabla 4*.

## 6. Resultados y discusión

### 6.1 Resultados Estadísticos Temperaturas Ambiente:

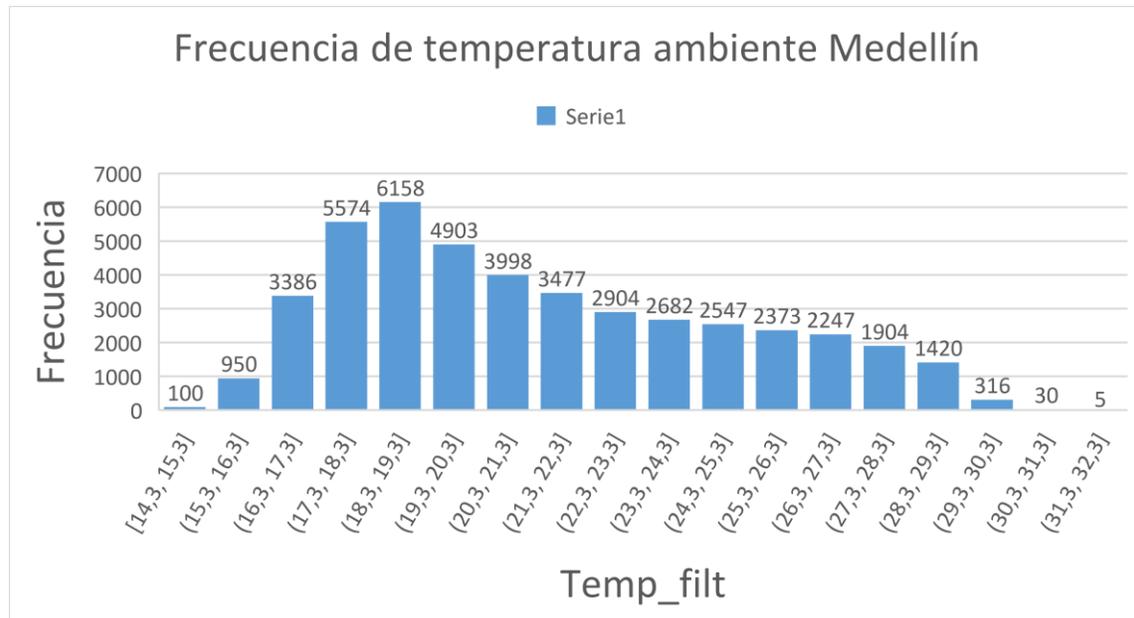
Tabla 4. Resultado estadístico

<i>Temp_filt</i>	
Media	21.45
Error típico	0.017
Mediana	20.7
Moda	18.1
Desviación estándar	3.56
Varianza de la muestra	12.69
Curtosis	-0.803
Coficiente de asimetría	0.508
Rango	17.19
Mínimo	14.3
Máximo	31.49
Suma	964822.6
Cuenta	44974
Mayor (1)	31.49
Menor(1)	14.3
Nivel de confianza(95,0%)	0.03

### 6.2 Análisis De Resultados Estadísticos:

Se tiene según los resultados de estadística descriptiva una media de 21.45, un error típico o estándar de 0.017 que sugiere una estimación de la media bastante precisa, una mediana de 20.7, bastante cercana a la media. La moda es de 18.1, es decir, el valor que ocurre con mayor frecuencia en el conjunto de las 44974 observaciones.

Figura 20. Histograma de frecuencias de temperaturas ambiente



Con el histograma y los datos anteriores de la estadística descriptiva y teniendo en cuenta que la media es de 21.45 y la mediana es de 20.7 podemos inferir que los datos tienden a centrarse alrededor de la media y la mediana.

Con una varianza de 12.69 y la desviación estándar de aproximadamente 3.56 se puede deducir una variabilidad importante en las temperaturas.

La curtosis de -0.80 y el coeficiente de asimetría 0.508 coincide con la forma del histograma de frecuencia de la distribución de las temperaturas

Cada barra del histograma de frecuencia *figura 21*. representa el número de observaciones (datos) de temperatura en un rango de 10 °C iniciando por 14.3°C hasta 32.3°C.

### 6.3 Análisis De Datos De Entrada Para Simulaciones.

Para las simulaciones de rendimiento y consumo energético se toma el último elemento de cada rango, por ejemplo, del primer rango (13.3, 14.3) se tomó 14.3 y cada elemento representa la temperatura máxima durante el tiempo que dure ese rango. Para estimar el tiempo de cada dato observado de temperatura se tomó la frecuencia de cada rango (ver histograma), es decir el número de veces que se observa cada temperatura y este valor se multiplica por el tiempo que dure cada dato observado. El tiempo de cada dato observado se calcula tomando el tiempo total del año en minutos que es igual a 525600 minutos/año y este valor se divide por el número de datos/año o tamaño de la muestra, que son 44974 y esto nos da un promedio de 11.49 minutos que dura cada temperatura, es decir que cada 11.49 minutos se tiene un dato. Esta corrección de temperaturas nos ayuda a determinar con más precisión el consumo energético del año ya que tiene en cuenta cada valor de temperatura que representa cada rango o intervalo que se observa en el histograma de frecuencia.

*Tabla 5. Tiempo de operación anual y frecuencia de datos ajustada.*

<b>N° horas /año</b> 8760
<b>N° minutos /año</b> 525600
<b>Número de datos</b> 44974
<b>Frecuencia de tiempo registro de datos</b> 11.49

Tabla 6. Frecuencia temperatura ambiente.

Temperatura[°C]	N° datos	min/dato	% Tiempo
15.3	100	1169	0.2%
16.3	950	11102	2.1%
17.3	3386	39571	7.5%
18.3	5574	65142	12.4%
19.3	6158	71967	13.7%
20.3	4903	57300	10.9%
21.3	3998	46724	8.9%
22.3	3477	40635	7.7%
23.3	2904	33938	6.5%
24.3	2682	31344	6.0%
25.3	2547	29766	5.7%
26.3	2373	27733	5.3%
27.3	2247	26260	5.0%
28.3	1904	22252	4.2%
29.3	1420	16595	3.2%
30.3	316	3693	0.7%
31.3	30	351	0.1%
32.3	5	58	0.0%
<b>Total año</b>		<b>525600</b>	<b>100%</b>

En la *tabla 6.* se representa cada último elemento del rango, su frecuencia y el tiempo total de cada dato, es decir que cada temperatura tiene un tiempo en minutos de 11.49 min y la suma total es igual al número de minutos que tiene un año.

En la *tabla 6.* y se registran las temperaturas con las cuales se calculan los respectivos datos mostrados. A cada dato de temperatura le corresponde una frecuencia que indica cuantas veces ocurre o se presenta dicho rango del conjunto de valores escogido, para facilitar o simplificar el análisis se toma solo el segundo valor de cada rango.

Tabla 7. Rendimiento y consumo energético SIST\_1

Rendimiento y consumo energético sistema CO <sub>2</sub> Booster_simple (SIST_1)								
	Tamb [°C]	COPr_1	Wb_r [kW]	Wm_r[kW]	Frecuencia	min/año	Hr/año	Consumo Energía (SIST_1) [kW h/año]
SUBCRÍTICO	15.3	3.069	1949	18.3	100	1169	19.5	736.07
	16.3	2.958	19.56	19.65	950	11102	185.0	7255.43
	17.3	2.849	19.64	21.08	3386	39571	659.5	26855.75
	18.3	2.741	19.71	22.6	5574	65142	1085.7	45935.94
	19.3	2.635	19.79	24.23	6158	71967	11995	52799.80
	20.3	2.53	19.87	25.99	4903	57300	955.0	43796.41
	21.3	2.424	19.95	27.91	3998	46724	778.7	37269.89
	22.3	2.317	20.03	30.04	3477	40635	677.2	3390977
	23.3	2.206	20.11	32.48	2904	33938	565.6	29746.95
	24.3	2.086	20.19	35.41	2682	31344	522.4	29045.32
	25.3	1943	20.27	39.44	2547	29766	496.1	29622.29
TRANSCRÍTICO	26.3	1,84	20.68	42.37	2373	27733	462.2	29142.41
	27.3	1.744	20.83	45.68	2247	26260	437.7	29109.36
	28.3	1.655	20.99	49.09	1904	22252	370.9	25989,84
	29.3	1.573	21.15	52.62	1420	16595	276.6	20403.78
	30.3	1.495	21.3	56.27	316	3693	61.6	4774.45
	313	1.423	21.45	60.04	30	350.6	5.8	476.18
	32.3	1.356	21.61	63.96	5	58.4	1.0	83.34
<b>TOTAL</b>						<b>525600</b>	<b>8760</b>	<b>446953</b>

En la *tabla 7*. Rendimiento y consumo energético sistema CO<sub>2</sub> Booster simple (SIST\_1), se muestra el COPr , la potencia eléctrica de los compresores de baja temperatura Wb\_r, la potencia eléctrica de los compresores de media temperatura Wm\_r y el consumo de energía por año para cada frecuencia de la temperatura evaluada y un consumo energético anual 446953 kW h.

Tabla 8. Rendimiento y consumo energético sistema SIST\_2.

Rendimiento y consumo energético sistema CO <sub>2</sub> Booster_paralelo (SIST_2)									
	Tamb [°C]	COPr_2	Wb_r [kW]	Wm_r[kW]	Wp_r[kW]	Frecuencia	min/año	Hr/año	Consumo Energia (SIST_2) [kW h/año]
SUBCRÍTICO	15.3	3.148	19.74	14.63	2.488	100	1169	19.5	717.92
	16.3	3.052	19.81	15.49	2.694	950	11102	185.0	7030.42
	17.3	2.96	19.89	16.38	2.916	3386	39571	659.5	25844.04
	18.3	2.87	19.97	17.29	3.156	5574	65142	1085.7	43879.62
	19.3	2.783	20.05	18.22	3.418	6158	71967	1199.5	50002.69
	20.3	2.697	20.13	19.17	3.706	4903	57300	955.0	41070.84
	21.3	2.614	20.21	20.14	4.024	3998	46724	778.7	34555.24
	22.3	2.532	20.29	21.14	4.382	3477	40635	677.2	31026.05
	23.3	2.45	20.37	22.17	4.796	2904	33938	565.6	26775.08
	24.3	2.368	20.46	23.23	5.299	2682	31344	522.4	25591.75
TRANSCRÍTICO	25.3	2.281	20.54	24.32	5.996	2547	29766	496.1	25229.80
	26.3	2.064	20.96	29.83	5.419	2.373	27733	462.2	25980.42
	27.3	1.969	21.12	32.1	5.697	2.247	26260	437.7	25786.14
	28.3	1.881	21.28	34.42	5.98	1904	22252	370.9	22874.62
	29.3	1.799	21.44	36.79	6.27	1420	16595	276.6	17839.83
	30.3	1.722	21.6	39.21	6.567	316	3693	61.6	4147.07
	31.3	1.649	21.76	41.7	6.87	30	350603	5.8	410.96
	32.3	1.581	21.91	44.26	7.18	5	584338	1.0	71.44
<b>TOTAL</b>						<b>44974</b>	<b>525600</b>	<b>8760</b>	<b>408834</b>

En la *tabla 8*. Se muestra el COPr del ciclo SIST\_2. la potencia eléctrica de los compresores de baja temperatura Wb\_r. la potencia eléctrica de los compresores de media temperatura Wm\_r. y el consumo de energía por año para cada frecuencia de la temperatura evaluada y un consumo energético total año de 408834 kW h.

Tabla 9. Rendimiento y consumo energético sistema SIST\_3.

Rendimiento y consumo energético sistema CO <sub>2</sub> Booster_Subenfriamiento Mecánico (SIST_3)									
	Tamb [°C]	COPr_3	Wb_r [kW]	Wm_r[kW]	Wsub_r[kW]	Frecuencia	min/año	Hr/año	Consumo Energía (SIST_3) [kW h/año]
SUBCRÍTICO	15.3	2.882	19.49	15.14	5.614	100	1169	19.5	783.87
	16.3	2.797	19.56	16.13	5.773	950	11102	185.0	7672.32
	17.3	2.714	19.64	17.15	5.952	3386	39571	659.5	28189.31
	18.3	2.632	19.71	18.2	6.152	5574	65142	1085.7	47838.08
	19.3	2.552	19.79	19.29	6.381	6158	71967	1199.5	54528.21
	20.3	2.472	19.87	20.41	6.643	4903	57300	955.0	44811.58
	21.3	2.393	19.95	21.58	6.951	3998	46724	778.7	37753.48
	22.3	2.314	20.03	22.79	7.32	3477	40635	677.2	33957.18
	23.3	2.234	20.11	24.04	7.781	2904	33938	565.6	29374.19
	24.3	2.151	20.19	25.35	8.4	2682	31344	522.4	28178.14
	25.3	2.058	20.27	26.71	9.389	2547	29766	496.1	27964.81
	26.3	1.974	20.32	27.56	10.87	2.373	27733	462.2	27154.90
TRANSCRÍTICO	27.3	1.801	20.83	34.91	8.672	2.247	26260	437.7	28191.13
	28.3	1.728	20.99	37.52	8.611	1.904	22252	370.9	24892.47
	29.3	1.659	21.15	40.2	8.557	1420	16595	276.6	19335.33
	30.3	1.594	21.3	42.97	8.509	316	3693	61.6	4479.56
	31.3	1.531	21.45	45.83	8.466	30	351	5.8	442.61
	32.3	1.472	21.61	48.79	8.428	5	58.43	1.0	76.77
<b>TOTAL</b>						<b>44974</b>	<b>525600</b>	<b>8760</b>	<b>445624</b>

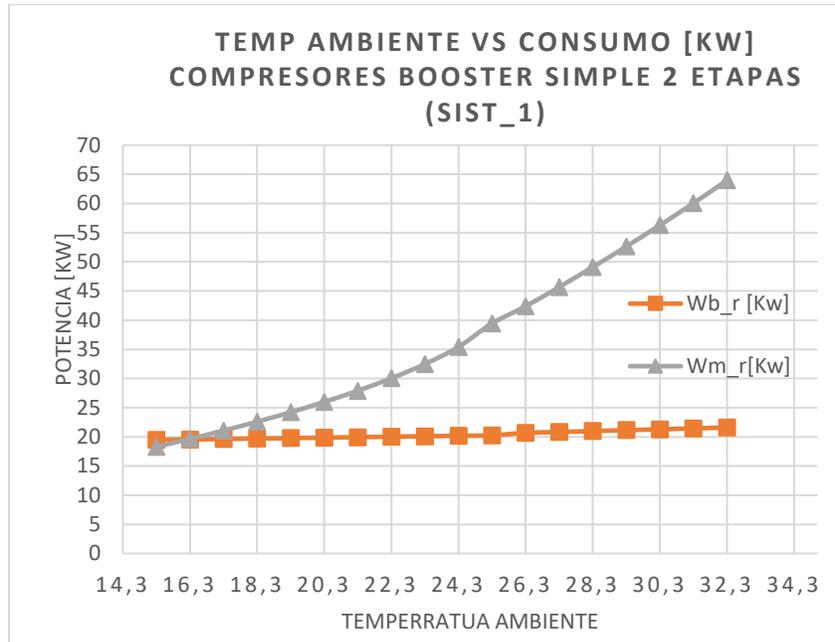
En la *tabla 9*. Se muestra el COPr del ciclo Booster con subenfriamiento mecánico (SIST\_3) para cada temperatura. la potencia eléctrica de los compresores de baja temperatura Wb\_r. la potencia eléctrica de los compresores de media temperatura Wm\_r. la potencia eléctrica de los compresores en paralelo Wsub\_r. y el consumo de energía por año para cada frecuencia de la temperatura evaluada y un consumo energético anual 445624 kW h.

Tabla 10. Rendimiento y consumo energético sistema SIST\_4.

Rendimiento y consumo energético sistema CO <sub>2</sub> Booster_IHX_flasgas_IHX_Sub_BT (SIST_4)								
	Tamb [°C]	COPr_4	Wb_r [kW]	Wm_r[kW]	Frecuencia	min/año	Hr/año	Consumo Energia (SIST_4) [kW h/año]
SUBCRÍTICO	15.3	3.435	15.24	18.53	100	1169	19.5	657.77
	16.3	3.298	15.3	19.87	950	11102	185.0	6507.87
	17.3	3.165	15.35	21.3	3386	39571	659.5	24171.50
	18.3	3.035	15.41	22.81	5574	65142	1085.7	41495.43
	19.3	2.908	15.47	24.42	6158	71967	1199.5	47846.07
	20.3	2.783	15.53	26.16	4903	57300	955.0	39814.05
	21.3	2.659	15.59	28.04	3998	46724	778.7	33975.87
	22.3	2.534	15.64	30.13	3477	40635	677.2	30997.61
	23.3	2.407	15.7	32.48	2904	33938	565.6	27252.48
	24.3	2.272	15.77	35.28	2682	31344	522.4	26668.41
	25.3	2.114	15.83	39.05	2547	29766	496.1	27226.11
	25.9	1.951	15.87	43.58	2373	27733	462.2	27478.45
TRANSCRÍTICO	27.3	1.737	21.13	45.64	2247	26260	437.7	29223.15
	28.3	1.65	21.28	49.01	1904	22252	370.9	26067.72
	29.3	1.569	21.43	52.49	1420	16595	276.6	20445.27
	30.3	1.494	21.58	56.07	316	3693	61.6	4779.38
	31.3	1.423	21.73	59.78	30	351	5.8	476.29
	32.3	1.357	21.88	63.61	5	58.43	1.0	83.26
<b>TOTAL</b>					<b>44974</b>	<b>525600</b>	<b>8760</b>	<b>415167</b>

En la tabla 10. Se muestra el COPr del ciclo (SIST\_4). la potencia eléctrica de los compresores de baja temperatura Wb\_r. la potencia eléctrica de los compresores de media temperatura Wm\_r y el consumo de energía por año para cada frecuencia de la temperatura evaluada y un consumo energético anual de 415167 kW h.

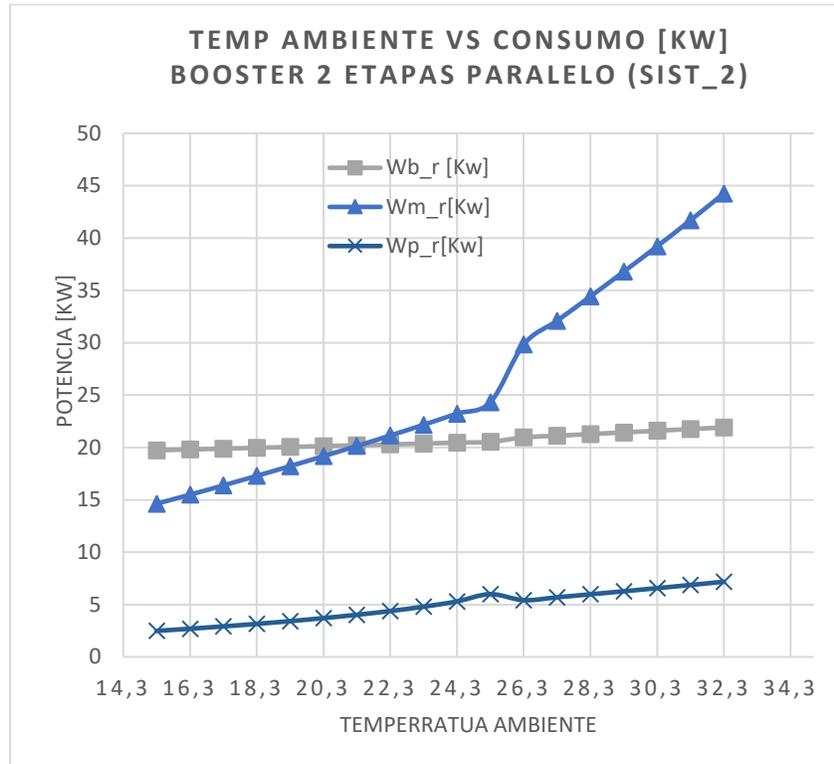
Figura 21. Temperatura ambiente VS Potencia SIST\_1



En la *figura 22*, se puede ver cómo cambia el requerimiento de potencia de los compresores de baja y media temperatura a medida que aumenta la temperatura ambiente.

Es evidente cómo se mantiene casi constante el requerimiento de potencia de los compresores de BT, pero el de media temperatura aumenta significativamente.

Figura 22 Temperatura ambiente VS Potencia SIST\_2



Igual que en el ciclo SIST\_2 la compresión en BT se mantiene constante en su potencia. al igual que los compresores auxiliares d en paralelo. Solo la etapa de MT aumenta significativamente.

Figura 23. Temperatura ambiente VS Potencia SIST\_3

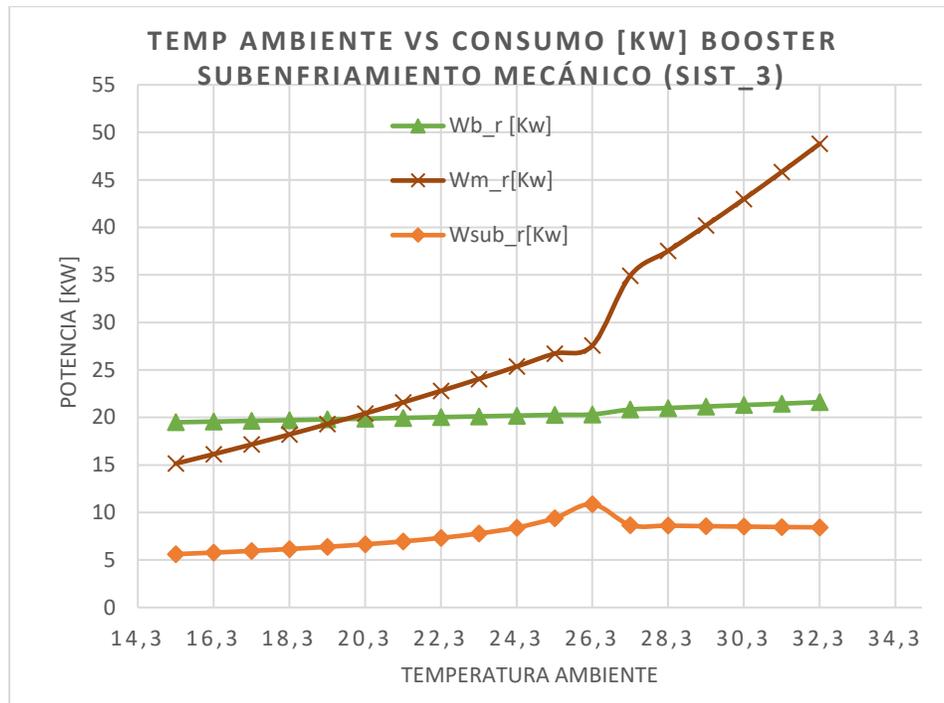
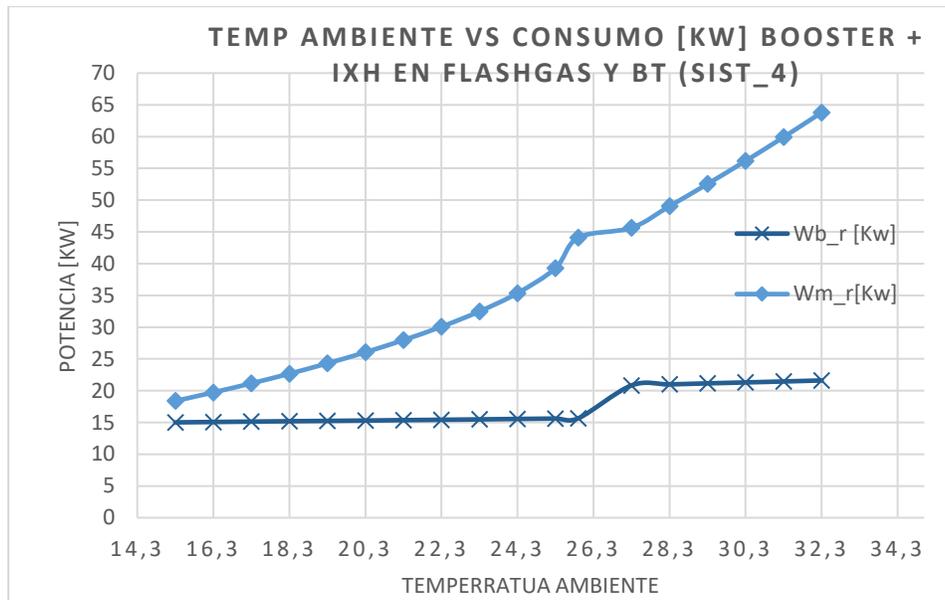


Figura 24. Temperatura ambiente VS Potencia SIST\_4



En las figuras 22, 23, 24 y 25 se muestra un comportamiento similar en el consumo de potencia de los compresores de la primera etapa o BT. se evidencia como es de esperarse. ya que las presiones de BT y MT se mantienen fijas. y las potencias frigoríficas igualmente. por lo tanto. y la única variable es la temperatura ambiente. las presiones de descarga de la etapa de MT los las que van a moverse conforme a la temperatura ambiente. entonces al aumentar la presión de descarga se aumenta el consumo de los compresores de MT.

Tabla 11. COPr sistemas VS temperaturas ambiente

	Tamb [°C]	COPr SIST_1 SISTEMA BASE	COPr SIST_2	COPr SIST_3	COPr SIST_4
<b>SUBCRÍTICO</b>	15.3	3.07	3.15	2.88	3.44
	16.3	2.96	3.05	2.80	3.30
	17.3	2.85	2.96	2.71	3.17
	18.3	2.74	2.87	2.63	3.04
	19.3	2.64	2.78	2.55	2.91
	20.3	2.53	2.70	2.47	2.78
	21.3	2.42	2.61	2.39	2.66
	22.3	2.32	2.53	2.31	2.53
	23.3	2.21	2.45	2.23	2.41
	24.3	2.086	2.37	2.15	2.27
	25.3	1.94	2.28	2.06	2.11
<b>TRANSCRÍTICO</b>	26.3	1.84	2.06	1.97	1.95
	27.3	1.74	1.97	1.80	1.74
	28.3	1.65	1.88	1.73	1.65
	29.3	1.57	1.80	1.66	1.57
	30.3	1.49	1.72	1.59	1.49
	31.3	1.42	1.65	1.53	1.42
	32.3	1.36	1.58	1.47	1.36

Figura 25. COP's sistemas SIST\_1, SIST\_2, SIST\_3 &amp; SIST\_4 VS Temperatura ambiente

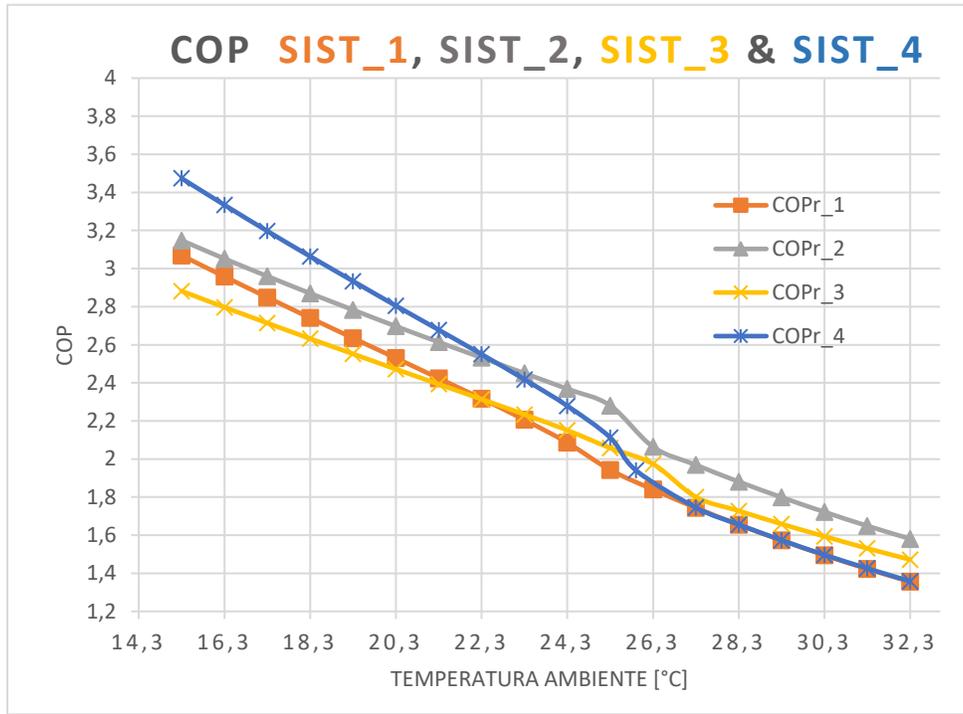


Tabla 12. Comparativo de COPr con respecto al sistema de referencia SIST\_1

	Tamb [°C]	COPr SIST_1 Sistema de referencia	% COPr SIST_2	% COPr SIST_3	% COPr SIST_4
<b>SUBCRÍTICO</b>	15.3	3.069	2.6%	-6.1%	11.9%
	16.3	2.96	3.2%	-5.4%	11.5%
	17.3	2.85	3.9%	-4.7%	11.1%
	18.3	2.74	4.7%	-4.0%	10.7%
	19.3	2.64	5.6%	-3.1%	10.4%
	20.3	2.53	6.6%	-2.3%	10.0%
	21.3	2.42	7.8%	-1.3%	9.7%
	22.3	2.32	9.3%	-0.1%	9.4%
	23.3	2.206	11.1%	1.3%	9.1%
	24.3	2.086	13.5%	3.1%	8.9%
<b>TRANSCRÍTICO</b>	25.3	1.94	17.4%	5.9%	8.8%
	26.3	1.84	12.2%	7.3%	6.0%
	27.3	1.74	12.9%	3.3%	-0.4%
	28.3	1.65	13.7%	4.4%	-0.3%
	29.3	1.57	14.4%	5.5%	-0.3%
	30.3	1.49	15.2%	6.6%	-0.1%
	31.3	1.42	15.9%	7.6%	0.0%
	32.3	1.36	16.6%	8.6%	0.1%

En la *tabla 11* se muestran las diferencias de COP de cada sistema con respecto al SIST\_1

En esta tabla se puede observar que con respecto al SIST\_1, el SIST\_2 presenta mayores beneficios que los demás a partir de 23.3 °C

En la *figura 26*, se comparan las curvas de COP de cada ciclo, se puede ver como el SIST\_4 tiene mayor COP que los demás sistemas desde los 15.3 hasta los 22.3°C aprox. pero a partir de los 23.3°C disminuye hasta ser muy similar al del SIST\_1.

En la *figura 26*, y la *tabla 11* se puede observar que con el SIST\_3 se obtiene beneficio en el COP con respecto al SIST\_3 a partir de los 23.3°C. este resultado es similar al que se obtuvo en

(Llopis et al., 2015) en el cual se determinó que el CO<sub>2</sub> transcrito con subenfriamiento mecánico es beneficioso a partir de los 25°C

Tabla 13. Consumo anual de cada sistema

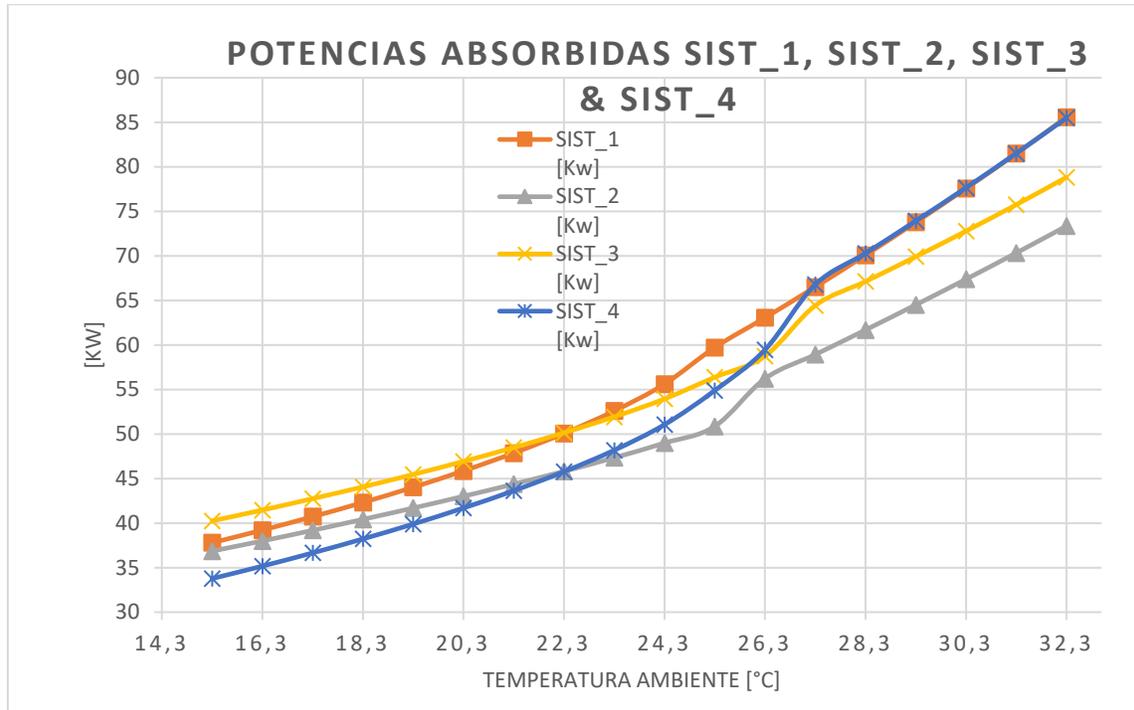
CONSUMOS ANUAL DE CADA SISTEMA					
	Tamb [°C]	SIST_1 [kW h/año]	SIST_2 [kW h/año]	SIST_3 [kW h/año]	SIST_4 [kW h/año]
SUBCRÍTICO	15.3	736	718	784	658
	16.3	7255	7030	7672	6508
	17.3	26856	25844	28189	24171
	18.3	45936	43880	47838	41495
	19.3	52800	50003	54528	47846
	20.3	43796	41071	44812	39814
	21.3	37270	34555	37753	33976
	22.3	33910	31026	33957	30998
	23.3	29747	26775	29374	27252
	24.3	29045	25592	28178	26668
	25.3	29622	25230	27965	27226
	26.3	29142	25980	27155	27478
TRANSCRÍTICO	27.3	29109	25786	28191	29223
	28.3	25990	22875	24892	26068
	29.3	20404	17840	19335	20445
	30.3	4774	4147	4480	4779
	31.3	476	411	443	476
	32.3	83	71	77	83
<b>TOTAL</b>		<b>446953</b>	<b>408834</b>	<b>445624</b>	<b>415167</b>

Tabla 14. Comparativo de consumos de energía con respecto al sistema de referencia SIST\_1

	Tamb [°C]	CONSUMO [kW H] SIST_1 SISTEMA BASE	CONSUMO [kW H] SIST_2	CONSUMO [kW H] SIST_3	CONSUMO [kW H] SIST_4
SUBCRÍTICO	15.3	736	-2.5%	6.5%	-10.6%
	16.3	7255	-3.1%	5.7%	-10.3%
	17.3	26856	-3.8%	5.0%	-10.0%
	18.3	45936	-4.5%	4.1%	-9.7%
	19.3	52800	-5.3%	3.3%	-9.4%
	20.3	43796	-6.2%	2.3%	-9.1%
	21.3	37270	-7.3%	1.3%	-8.8%
	22.3	33910	-8.5%	0.1%	-8.6%
	23.3	29747	-10.0%	-1.3%	-8.4%
	24.3	29045	-11.9%	-3.0%	-8.2%
	25.3	29622	-14.8%	-5.6%	-8.1%
TRANSCRÍTICO	26.3	29142	-10.9%	-6.8%	-5.7%
	27.3	29109	-11.4%	-3.2%	0.4%
	28.3	25990	-12.0%	-4.2%	0.3%
	29.3	20404	-12.6%	-5.2%	0.2%
	30.3	4774	-13.1%	-6.2%	0.1%
	31.3	476	-13.7%	-7.0%	0.0%
	32.3	83	-14.3%	-7.9%	-0.1%

En la *Tabla 11*, se puede apreciar con más precisión, que el menor consumo energético total anual corresponde al SIST\_2, pero para temperaturas por debajo de 22.3°C el sistema que menos energía consume durante todo el año es el SIST\_4. Sin embargo, para temperaturas mayores a 23.3°C el sistema con menor consumo eléctrico es el SIST\_2. Este resultado es semejante al encontrado por (Tsamos et al., 2017) donde concluye que el sistema con compresor en paralelo es el sistema más eficiente desde el punto de vista energético tanto para el climas moderados y cálidos.

Figura 26. Potencias SIST\_1, SIST\_2, SIST\_3 & SIST\_4 VS Temperatura ambiente.



Con la figura 27. que corresponde a las potencias absorbidas (potencia eléctrica) por los compresores de cada sistema

Se entiende que independiente a las frecuencias de las temperaturas o rangos de temperaturas. se tendrá que el comportamiento relativo de cada curva va a resultar el mismo. esto es de esperarse ya que las frecuencias de temperatura así cambien. afectan de la misma manera a de un ciclo a otro.

Figura 27. Consumo anual SIST\_1. SIST\_2. SIST\_3 & SIST\_4 VS Temperatura ambiente.

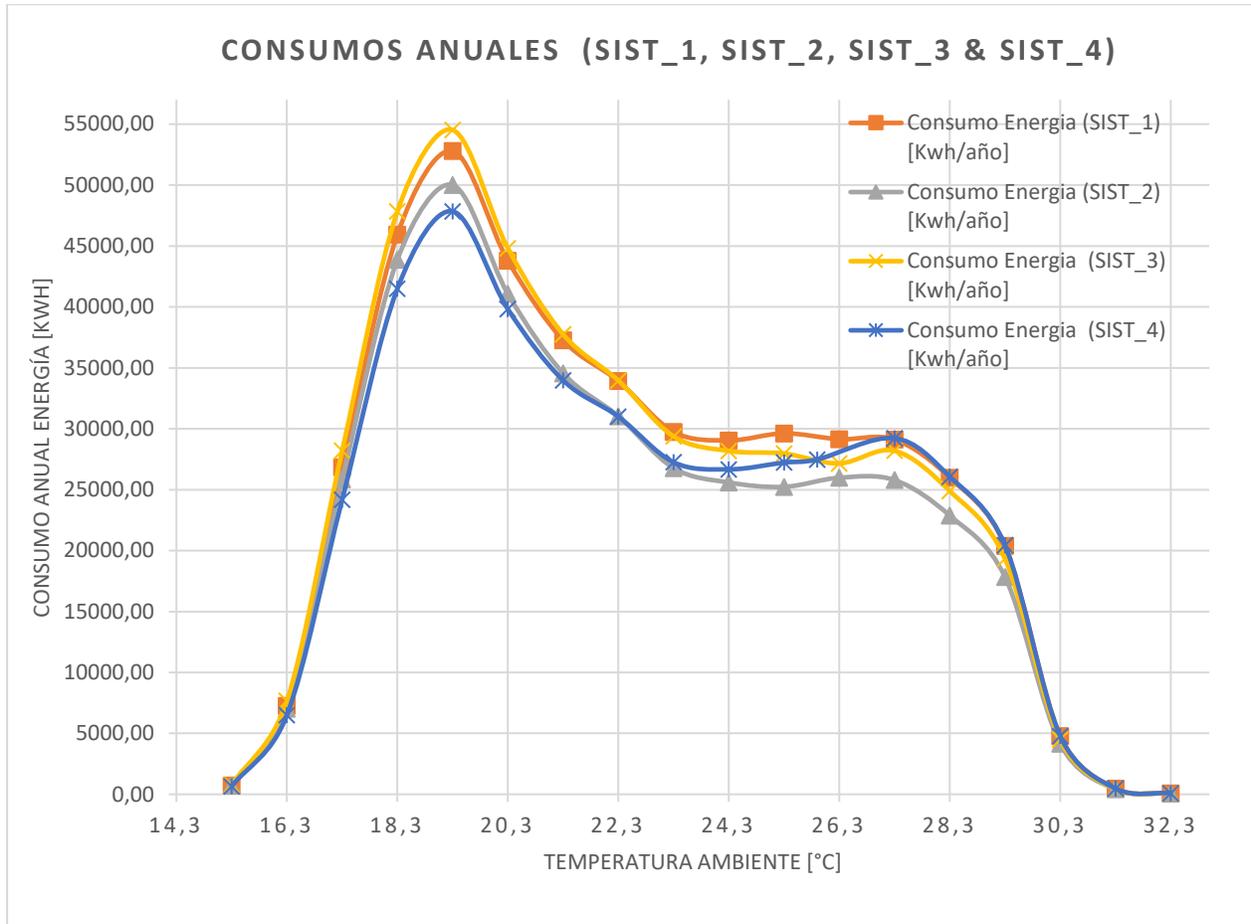
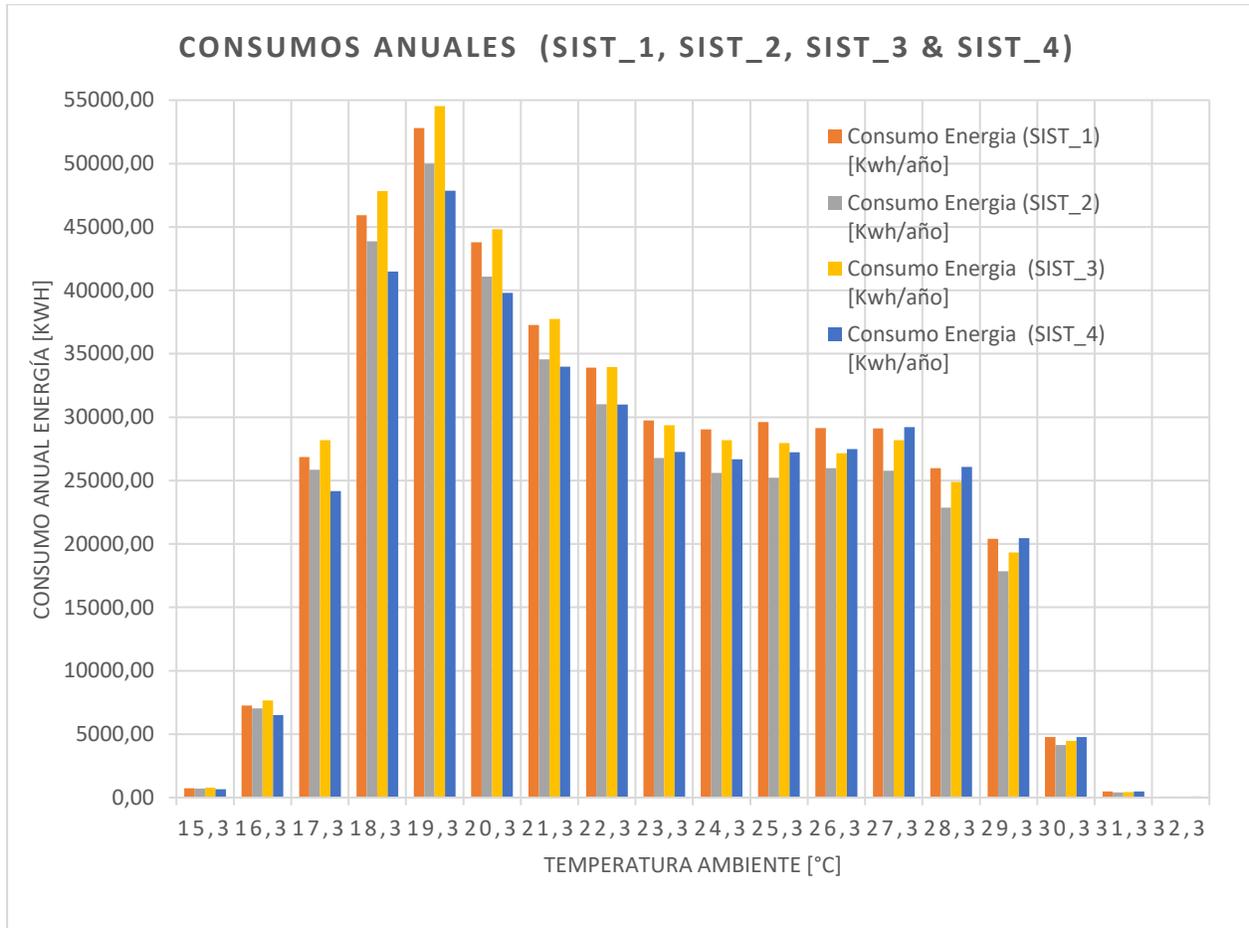


Figura 28. Consumo anual SIST\_1. SIST\_2. SIST\_3 & SIST\_4 VS Temperatura ambiente.



En las figuras 28. y 29 se explica cómo evoluciona el consumo energético de los compresores de cada sistema. se puede ver cómo el perfil de consumo se asemeja al histograma de frecuencias de temperatura figura 21.

## 7. Conclusiones

- I. El SIST\_3 no es conveniente para temperaturas por debajo de 22.3°C. ya que presenta el peor desempeño de los cuatro sistemas. pero si presenta una leve mejora en el COP con respecto al SIST\_1 y SIST\_4 a partir de 26.3°C.
- II. El sistema SIST\_4 presenta los mejores COP por debajo de 22.3°C. con respecto a los demás sistemas. pero no es conveniente por encima de 26.3°C.
- III. El SIST\_2 tiene mejor COP que los demás a partir de los 23.3 °C pero menor COP por debajo de 22.3°C respecto al SIST\_2
- IV. En general el menor consumo energético par el perfil de temperatura evaluado lo tiene el SIST\_2.
- V. El consumo anual del SIST\_1 y SIST\_3. son prácticamente iguales. se podría generar un beneficio solo con temperaturas ambiente mayores a 23.3°C.
- VI. En la *figura 27* de potencia absorbidas por los compresores vemos que en el rango de temperaturas de 23.3°C en adelante. y aún con diferentes frecuencias de temperaturas. podemos decir que el SIST\_2 tiene menor consumo de energía durante el periodo analizado. Esto quiere decir que. sin importar la variabilidad de temperaturas. por encima de 23.3°C el SIST\_2 presenta el menor consumo de energía comparado con los demás sistemas evaluados.
- VII. A partir de la *figura 27*. de consumos eléctricos (potencia) podemos afirmar que a temperaturas inferiores a 22.3°C y aún con diferentes frecuencias de temperaturas. podemos decir que el SIST\_4 tiene menor consumo de energía durante el periodo analizado. Esto quiere decir que. sin importar la variabilidad de temperaturas. por debajo de 22.3°C el SIST\_4 presenta el menor consumo de energía comparado con los demás sistemas

- evaluados. esto tiene sentido. ya que las potencias se multiplican por las horas de funcionamiento. es decir, las frecuencias de cada temperatura. y como se planteó que cada dato observado de temperatura tiene una duración específica.
- VIII. La distribución de temperatura ambiente durante un periodo considerable permite calcular con mayor precisión el consumo energético de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. con condensadores o enfriadores de gas enfriados por aire. ya que la temperatura ambiente influye directamente sobre el desempeño del sistema.
- IX. Es muy importante contar con herramientas de simulación de diferentes sistemas de refrigeración por CO<sub>2</sub> que tenga en cuenta los perfiles climáticos de la zona. ya que de esto depende el diseño más conveniente que apunte a la eficiencia energética y viabilidad financiera.
- X. El perfil climático puede determinar los rangos de temperatura donde es más conveniente un sistema que otro. de manera que se puede pensar en combinar de una forma específica distintas configuraciones de manera que puedan cambiar su modo de funcionamiento en función de la eficiencia y las bondades de cada sistema aplicado.
- XI. Es importante aplicar la tecnología de sistemas de refrigeración no solo desde las tendencias del mercado o marco regulatorio. si no desde la eficiencia energética. desde el diseño y desde el análisis comparativo de sistemas.
- XII. Un enfoque estocástico incorporado a los diseños de sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> es más conveniente que un enfoque determinista. si lo que se requiere es incorporar una tecnología que debe ser eficiente energéticamente y que depende de ello para lograr cierre financiero en un tiempo determinado.

## 8. Recomendaciones

Es recomendable realizar los diseños y configuraciones teniendo en cuenta el perfil climático del emplazamiento con el fin de realizar un buen diseño basado en eficiencia energética. Este análisis se puede considerar interesante si se desea realizar una evaluación económica y financiera de proyectos de refrigeración con CO<sub>2</sub>. también. una posible línea de investigación que se pudiese derivar del presente trabajo es realizar un estudio termo económico utilizando los calores de desecho en el condensador y gas cooler para calefacción de pisos (vacíos sanitarios para cuartos de congelación) y/o calentamiento de agua sanitaria para procesos de lavado y demás.

Una ampliación de este trabajo también puede consistir en realizar comparativos de eficiencia energética con los sistemas de refrigerantes HFC y CO<sub>2</sub>. con este estudio comparativo se tiene una mejor visual de que sistemas se pueden comparar. en un estudio posterior. con los convencionales HFC's y darle un alcance financiero y económico como, por ejemplo; determinar tasas internas de retorno. payback. costo total del ciclo de vida entre otros y en general indicadores de eficiencia energética que permitan darle viabilidad financiera a los proyectos de refrigeración mediante CO<sub>2</sub>.

Este trabajo se puede replicar para todos los perfiles climáticos y puede servir para la construcción o caracterización de diversas configuraciones de sistemas de refrigeración.

Puntualmente:

- I. Teniendo en cuenta las conclusiones 2 y 3. se recomienda configurar para este perfil de temperaturas. una combinación del SIST\_2 y SIST\_4. ya que se complementan muy bien en todo el rango de temperatura evaluado. En un sistema con compresión en paralelo e intercambiadores internos para sub-enfriar liquido de baja temperatura (SIST\_2 + SIST\_4) se activaría la compresión en paralelo. solo cuando le genere beneficio al ciclo. y en este caso se activarían si la temperatura ambiente supera los 23.3 °C. y los intercambiadores solo sub-enfriarían cuando la temperatura ambiente se mantenga por debajo de los 23.3°C. esto se podría lograr mediante un by-pass con válvulas electrónica de control de caudal o

válvulas automáticas de corte. de manera que le permita al sistema trabajar en modo SIST\_2 ó SIST\_4 según los rangos de temperatura anteriormente expuestos.

- II. El SIST\_3 genera un costo mayor en el rango de 15.3 a 22.3 °C. y solo presenta beneficio a partir de la temperatura 23.3 °C en adelante. En el caso de proyectar un SIST\_3 se recomienda que el sub-enfriador externo. solo opere en temperaturas ambiente superior a los 23.3°C. aun así se debe evaluar la relación costo beneficio.
- III. Se recomienda realizar comparaciones de exergía en los diferentes elementos de cada ciclo para entender en profundidad donde están las oportunidades de mejora en la eficiencia energética.
- IV. Se recomienda realizar un análisis de optimización en sub-enfriadores mecánicos externos. para encontrar el grado óptimo de subenfriamiento considerando las demás variables.

## Referencias

- Alberto CAvallini. (s. f.). *Properties of CO<sub>2</sub> as refrigerant*.
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2019). A comparative study of CO<sub>2</sub> refrigeration systems. *Energy Conversion and Management: X, 1*, 100002. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2018.100002>
- Benavides, H. O., & León, G. E. (2007). *Gases de efecto invernadero y el cambio climático* (Nota técnica IDEAM–METEO/008-2007; p. 102). Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales - IDEAM. <http://bit.ly/47fn6sK>
- Brian Fricke, Shitong Zha, Vishal Sharma, & Jeff Newel. (2016). *Laboratory Evaluation of a Commercial CO<sub>2</sub> Booster Refrigeration System*. 1691. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1691/>
- Cavallini, A., & Zilio, C. (2007). Carbon dioxide as a natural refrigerant. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2(3), 225-249. <https://doi.org/10.1093/ijlct/2.3.225>
- Chen, Y., & Gu, J. (2005). The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1238-1249. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009>
- Danfoss. (s. f.). *Manual de aplicaciones Danfoss\_Aplicaciones de refrigeración industrial con amoníaco y CO<sub>2</sub>*.
- IEA. (2023). *Space cooling*. IEA. <https://www.iea.org/reports/space-cooling-2>
- Ilana Koegelenberg, Zita Laumen, Michael Garry, Tine Stausholn, Devin Yoshimoto, Jan Dusek, & Pilar Aleu. (2020). *World Guide Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Part I*. Shecco.
- Llopis, R., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E. (2015). Energy improvements of CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, 55, 129-141. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016>
- Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, C., & Anagnostatos, S. (2019). Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO<sub>2</sub> refrigerant. *Energy Conversion and Management: X, 1*, 100006. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2019.100006>
- Padalkar, A., & Kadam, A. (2010). Carbon Dioxide as Natural Refrigerant. *International Journal of Applied Engineering Research*, 1(2), 261.

- Sawalha, S. (2008). Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 516-524. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017>
- Sawalha, S., Piscopiello, S., Karampour, M., Manickam, L., & Rogstam, J. (2017). Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO<sub>2</sub> trans-critical. *Applied Thermal Engineering*, 111, 170-182. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.073>
- Sharma, V., Fricke, B., & Bansal, P. (2014). Comparative analysis of various CO<sub>2</sub> configurations in supermarket refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 46, 86-99. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001>
- SIATA. (s. f.). [dataset]. [https://siata.gov.co/descarga\\_siata/index.php/index2/estaciones/](https://siata.gov.co/descarga_siata/index.php/index2/estaciones/)
- Tsamis, K. M., Ge, Y. T., Santosa, Id., Tassou, S. A., Bianchi, G., & Mylona, Z. (2017). Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Conversion and Management*, 150, 822-829. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>
- UPME. (2019). *Primer balance de Energía Útil para Colombia y Cuantificación de las Perdidas energéticas relacionadas y la brecha de eficiencia energética* [Resumen ejecutivo]. UPME. <https://bit.ly/46m32Uq>
- Wilbert F. Stoecker. (s. f.). *Industrial Refrigeration Handbook*.

## **Anexos**