

Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica Tipo
Booster Utilizando CO₂ como Refrigerante Natural en la Ciudad de Bucaramanga

Daniel Enrique Vergara Teran y Gustavo Adolfo Aranda Gil

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Carlos Fidel Amaris Castilla

PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios

Codirector

David Alfredo Fuentes Díaz

Phd. Tecnología Energética

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2024

Dedicatoria

A mis amados padres, quienes han sido mi luz y guía a lo largo de este viaje. Sus palabras de aliento, amor incondicional y apoyo inquebrantable han sido mi mayor inspiración. A mi querida familia, por su constante sacrificio, comprensión y por siempre estar presente en los momentos difíciles y en los triunfos más grandes.

A nuestro director de trabajo de grado, Carlos Fidel Amaris Castilla, por su sabiduría, paciencia y orientación a lo largo de este proceso.

A Nini Yoleima Gil Villar, a quien considero como mi segunda madre, por ofrecerme su apoyo incondicional a lo largo de mi carrera.

A Lesvia Villar Almazo, Zulay Gil Curiel, Lorenzo Ávila, Juan Guevara, Marial Elvira Noguera Cotes, Luis Manuel Escobar y a mi abuelo José Antonio Gil Curiel, que en paz descansa, quienes fueron pilares fundamentales en mi formación profesional. Su amor, sabiduría y apoyo incondicional han sido mi mayor fortaleza y motivación para alcanzar este logro. A cada uno de ustedes, mi más sincero agradecimiento por creer en mí y por ser mi fuente constante de inspiración. Este logro también es suyo, y lo dedico con todo mi amor y gratitud.

Gustavo Adolfo Aranda Gil

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a todas las personas que han sido parte fundamental de mi trayectoria académica y personal. En primer lugar, agradezco a Dios por ser mi guía en este largo camino de aprendizaje, mi fuente de fortaleza y sabiduría en la toma de decisiones. A mi padre, Omar Vergara, a mi madre, María Terán, y a mi hermana, María Vergara,

les debo un reconocimiento especial por ser mis pilares en cada paso de esta travesía. Su ejemplo, apoyo incondicional, motivación y presencia constantes han sido fundamentales para mi desarrollo. Este logro es tanto suyo como mío, y les estoy eternamente agradecido.

Asimismo, deseo expresar mi gratitud a los profesores que han dejado una marca indeleble en mi formación académica. A través de su dedicación, conocimiento y orientación, han contribuido significativamente a mi crecimiento intelectual y profesional.

No puedo pasar por alto el apoyo incondicional de Gustavo Aranda, quien desde el primer día en la universidad se ha convertido en mucho más que un compañero. Su amistad, aliento y compañerismo han sido un pilar fundamental en mi camino hacia el éxito. Agradezco profundamente su presencia en los buenos y malos momentos, y me siento afortunado de contar con él como colega y amigo.

Este logro marca el comienzo de una nueva etapa llena de promesas y desafíos, y estoy seguro de que seguiré contando con la guía divina y el apoyo incondicional de quienes me rodean para alcanzar nuevos horizontes. Nada de esto hubiera sido posible sin la presencia constante de Dios en mi vida y el respaldo de mis seres queridos y mentores. Por todo ello, les estaré eternamente agradecido.

Daniel Enrique Vergara Teran

Agradecimientos

Este trabajo de grado no habría sido posible sin el seguimiento y colaboración de nuestro director de grado, Carlos Fidel Amaris Castilla, quien desde el inicio del proyecto marcó la pautas y lineamientos a seguir para su oportuna ejecución, siempre con la disposición de ayudarnos a encontrar las soluciones a los desafíos encontrados a lo largo del camino.

Queremos agradecer profundamente a nuestra amada alma máter, la Universidad Industrial de Santander, la que desde el año 2019 se convirtió en nuestro hogar. Gracias a los recursos tecnológicos y bibliográficos puestos a nuestra disposición por la biblioteca UIS, fue posible sentar la base teórica sobre la cual se fundamenta este trabajo de grado. Por formarnos como profesionales integrales y ciudadanos conscientes de nuestra responsabilidad social. Agradecemos de forma especial a nuestra Escuela de Ingeniería Mecánica por ayudarnos a potenciar nuestras habilidades y prepararnos para ejercer nuestra profesión en el sector industrial del cual hacemos parte con mucho orgullo en la actualidad.

Queremos agradecer al gobierno nacional de la República de Colombia por incluirnos como beneficiarios en el programa de becas “Generación E” y permitir que cumplamos nuestro sueño de estudiar una carrera universitaria en la mejor universidad del País.

Finalmente, queremos expresar nuestro sincero agradecimiento al ingeniero Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, por facilitarnos las mediciones de temperatura realizadas por la estación meteorológica de la UIS a lo largo del año 2023 en la ciudad de Bucaramanga.

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	12
1. Objetivos.....	14
1.1 Objetivo General.....	14
1.2 Objetivos Específicos.....	14
2. Marco Teórico.....	15
2.1 Base Teórica.....	15
2.1.1 Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor	15
2.1.1.1 Etapa 1-2 Compresión isoentrópica	17
2.1.1.2 Etapa 2-3 Condensación	17
2.1.1.3 Etapa 3-4 Expansión isoentrópica.....	17
2.1.1.4 Etapa 4-1 Evaporación.....	18
2.1.2 El Uso del Dióxido de Carbono (CO ₂) como Fluido Refrigerante Natural	18
2.1.3 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster.....	24
2.1.4 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster Paralelo	26
2.1.5 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster con Eyector	28
2.1.6 Impacto Ambiental.....	30
2.1.6.1 Emisiones Directas.....	31
2.1.6.2 Emisiones Indirectas	31
2.2 Revisión Bibliográfica	31
3. Marco Metodológico.....	39
3.1 Características de la Investigación.....	39

3.2 Población.....	40
3.3 Propiedades del CO ₂	40
3.4 Descripción de las Configuraciones en Estudio.....	41
3.4.1 Sistema Booster Convencional	41
3.4.2 Sistema Booster con Compresión Paralela	43
3.4.3 Sistema Booster con Eyector	45
3.5 Consideraciones y Condiciones de Operación.....	47
3.6 Condiciones de Salida del Gas Cooler/Condensador.....	49
3.7 Balances de Energía y Masa	50
3.8 Modelo Matemático del Eyector.....	53
3.9 Estimación del Impacto Ambiental.....	55
3.10 Temperatura Ambiente de la Ciudad de Bucaramanga	57
4. Resultados y Discusión	58
4.1 Validación del Modelo del Ciclo Booster Convencional	58
4.2 Validación del Modelo del Eyector	61
4.3 Evaluación del Rendimiento de las Configuraciones en Función de la Temperatura Ambiente	63
4.4 Evaluación del Rendimiento de las Configuraciones a las Condiciones Ambientales de la Ciudad de Bucaramanga	67
4.5 Evaluación del Impacto Ambiental.....	74
5. Conclusiones.....	77
Referencias Bibliográficas	80

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Propiedades de los Refrigerantes más Utilizados en la Industria	20
Tabla 2. Propiedades del Refrigerante R744	41
Tabla 3. Parámetros de Entrada de la Simulación	49
Tabla 4. Temperatura del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador	49
Tabla 5. Presión del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador	50
Tabla 6. Balance de Energía y Masa en los Componentes Básicos del Sistema de Refrigeración	51
Tabla 7. Expresiones para el Cálculo del TEWI y su Tipo de Emisión.....	57
Tabla 8. Condiciones de Operación del Ciclo Booster Convencional para Validación del Modelo	59
Tabla 9. Condiciones de Operación del Ciclo de Refrigeración con Eyector de Referencia	62
Tabla 10. Desviación del Cálculo de las Propiedades Termodinámicas de los Estados del Ciclo con Eyector de Referencia	62
Tabla 11. Desviación del Rendimiento del Ciclo con Eyector de Referencia	63
Tabla 12. Periodo de Muestreo de las Temperaturas Registradas en Bucaramanga en el Año 2023	71
Tabla 13. Consumo Energético Anual del Sistema Tipo Booster Convencional	71
Tabla 14. Consumo Energético Anual del Sistema Booster Paralelo	72
Tabla 15. Consumo Energético Anual del Sistema Tipo Booster con Eyector	73
Tabla 16. Resumen Consumo Energético Anual de cada Configuración	74

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor y Diagrama de Temperatura vs Entropía.....	16
Figura 2. Diagrama de Fases del Refrigerante R744 (CO ₂).....	22
Figura 3. Diagramas de Tresi3n-Entalpía para el CO ₂	23
Figura 4. Sistema Booster Convencional.....	25
Figura 5. Sistema Booster Paralelo.....	27
Figura 6. Direcci3n, presi3n y velocidad del flujo de refrigerante a lo largo de un eyector	29
Figura 7. Sistema Booster con Eyector.....	30
Figura 8. Diagrama Esquemático del Sistema Booster Convencional	42
Figura 9. Diagrama Presi3n vs Entalpía Sistema Booster Convencional	42
Figura 10. Diagrama Esquemático del Sistema Booster Paralelo.....	44
Figura 11. Diagrama Presi3n vs Entalpía del Sistema Booster Paralelo	45
Figura 12. Diagrama Esquemático del Sistema Booster con Eyector	46
Figura 13. Diagrama Presi3n vs Entalpía del Sistema Booster con Eyector	47
Figura 14. Separador de Líquido	52
Figura 15. Diagrama de Flujo del Modelo Matemático para Ciclo Booster con Eyector	55
Figura 16. Perfil de Temperatura de la Ciudad de Bucaramanga	58
Figura 17. Desviaci3n del COP del Modelo Booster con Respecto a la Literatura.....	60
Figura 18. Desviaci3n del Consumo Total (W_{Total}) del Modelo del Ciclo Booster con Respeto a la Literatura.....	60

Figura 19. Esquema del Ciclo de Refrigeración con Eyector de la Literatura	61
Figura 20. Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente	63
Figura 21. Coeficiente de Desempeño de cada Sistema vs Temperatura Ambiente	64
Figura 22. Calor Liberado por el Gas Cooler de cada Configuración en Función de la Temperatura Ambiente.....	66
Figura 23. Temperatura de Descarga del compresor de cada Sistema en Función de la Temperatura Ambiente.....	67
Figura 24. Consumo Mensual de las Configuraciones Booster Convencional, Paralela y con Eyector	68
Figura 25. Coeficiente de Desempeño Mensual de cada Configuración	69
Figura 26. Distribución de las Temperaturas Registradas en Bucaramanga en el Año 2023	70
Figura 27. TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada Configuración	75

Resumen

Título: Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica Tipo Booster Utilizando CO₂ como Refrigerante Natural en la Ciudad de Bucaramanga*

Autor: Daniel Enrique Vergara Teran y Gustavo Adolfo Aranda Gil**

Palabras Clave: Dióxido de carbono, sistema de refrigeración tipo booster, coeficiente de rendimiento, consumo energético

Descripción: En los últimos años, la comunidad científica ha centrado esfuerzos en el análisis y optimización del rendimiento de sistemas de refrigeración que utilicen CO₂ como refrigerante natural con el objetivo de implementarlos en el sector comercial e industrial, ante las vigentes regulaciones. Este proyecto de grado se enfocó en evaluar el rendimiento técnico y el impacto ambiental de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster convencional, de compresión paralela y basado en eyector, utilizando CO₂ como refrigerante considerando una capacidad de enfriamiento máxima de 100 [kW] y las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga. Para ello, se desarrollaron los modelos termodinámicos de cada configuración y se simuló su rendimiento, para posteriormente realizar un estudio comparativo, teniendo en cuenta el rango de temperaturas ambiente de la ciudad de Bucaramanga. Los resultados obtenidos reflejan que el sistema booster paralelo es el que mejor rendimiento presenta, con un COP 28,7% más alto y un consumo energético anual un 22% más bajo en comparación con la configuración convencional. Por otro lado, el sistema con eyector presentó un COP 15,6% más alto y un consumo energético anual un 13,5% más bajo en comparación con la configuración convencional. Adicionalmente, se evidenció que el compresor de alta presión es el componente crítico de cada sistema.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios. Codirector: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD. Tecnología Energética.

Abstract

Title: Technical and Environmental Evaluation of Booster-Type Mechanical Compression Refrigeration Systems Using CO₂ as a Natural Refrigerant in the City of Bucaramanga *

Author(s): Daniel Enrique Vergara Teran y Gustavo Adolfo Aranda Gil**

Key Words: Carbon dioxide, Booster refrigeration system, Coefficient of performance, Energy consumption

Description: In recent years, the scientific community has focused on analyzing and optimizing the performance of refrigeration systems using CO₂ as a natural refrigerant to implement them in the commercial and industrial sectors. This project focused on evaluating the technical performance and environmental impact of conventional booster refrigeration systems, parallel compressor booster systems, and ejector-based booster systems, using CO₂ as a refrigerant considering a maximum cooling capacity of 100 [kW] and the ambient conditions of the city of Bucaramanga. To achieve this, thermodynamic models were developed for each configuration and their performance was simulated, followed by a comparative study, taking into account the ambient temperature range of the city of Bucaramanga. The results reflect that the parallel compressor booster system performs the best, with a 28.7% higher COP and 22% lower annual energy consumption compared to the conventional configuration. On the other hand, the ejector system showed a 15,6% higher COP and 13,5% lower annual energy consumption compared to the conventional configuration. Additionally, it was evidenced that the high-pressure compressor is the critical component of each system.

* Degree Work

**Faculty of Fisicomecánicas. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Air Conditioning and Energy Efficiency Technologies in Buildings. Codirector: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD. Energy Technologies.

Introducción

Los sistemas de refrigeración son de vital importancia en la industria alimentaria debido a que son indispensables para mantener la calidad y seguridad de los alimentos perecederos, como carnes de todo tipo, lácteos, frutas, verduras y productos congelados. Los sistemas de refrigeración permiten mantener temperaturas adecuadas de almacenamiento y transporte de los alimentos, lo cual ayuda a prevenir el crecimiento de microorganismos, reduciendo la tasa de descomposición, y, por ende, prolongando la vida útil. Esto es esencial para garantizar que los alimentos lleguen al consumidor en condiciones óptimas, manteniendo su sabor, textura y valor nutricional.

Para realizar esta función, los sistemas de refrigeración utilizan sustancias químicas con ciertas propiedades denominadas refrigerantes, los cuales permiten la transferencia de energía térmica desde un lugar a otro de forma eficiente. No obstante, la gran mayoría de los refrigerantes son perjudiciales para el medio ambiente. Hasta finales del siglo XX, los refrigerantes a base de clorofluorocarbonos (CFC) eran utilizados comúnmente para la refrigeración a nivel industrial y doméstico. Sin embargo, su uso tuvo graves consecuencias para el medio ambiente debido a su capacidad para degradar la capa de ozono en la atmósfera. Como resultado, en el año 1987, se prohibió el uso de los gases compuestos por CFC a partir del año 2010, a través del Protocolo de Montreal.

Los CFC fueron gradualmente reemplazados por refrigerantes más amigables con la capa de ozono, como los hidrofluorocarbonos (HFC). No obstante, este tipo de refrigerante contribuye en gran medida al calentamiento global, y por ende potencia el efecto invernadero. Los gases refrigerantes utilizan un indicador denominado Global-warming potential (GWP), el cual mide la contribución al calentamiento global en comparación con un gas de referencia, comúnmente

dióxido de carbono. Por lo tanto, al CO₂ se le otorga un GWP de 1. Actualmente, existen gases refrigerantes a base de HFC con GWP superiores a 1500, es decir, 1500 veces más perjudiciales para el calentamiento global que el CO₂ (Arnabat, 2018).

Ante esta problemática mundial, es de carácter imperativo investigar, evaluar y proponer sistemas alternativos que se ajusten a las regulaciones estipuladas por los organismos internacionales, tal es el caso de los sistemas de refrigeración tipo booster que utilizan dióxido de carbono (CO₂) como refrigerante. Esta alternativa se ha implementado exitosamente a nivel internacional en la última década, siendo Europa el máximo referente con más 26.000 instalaciones que funcionan con CO₂ en estado transcrito, mientras que, en Colombia, sólo existen 10 unidades con esta tecnología (Atmosphere, 2021). Por lo tanto, se evidencia la necesidad de analizar la factibilidad técnica y ambiental de implementar este tipo de sistemas de refrigeración avanzados con CO₂ en diferentes lugares de Colombia.

1. Objetivos

1.1 Objetivo General

Evaluar técnica y ambientalmente el rendimiento de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster convencional, de compresión paralela y basado en eyector, utilizando CO₂ como refrigerante considerando una capacidad de enfriamiento máxima de 100 kW y las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.

1.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar los modelos termodinámicos para la evaluación de las configuraciones seleccionadas de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster con CO₂ (Convencional, de compresión paralela y basado en eyector).

- Estimar el rendimiento técnico y ambiental de las configuraciones seleccionadas de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster con CO₂ considerando una capacidad de enfriamiento máxima de 100 kW y las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.

- Comparar el rendimiento técnico y ambiental de las configuraciones seleccionadas de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster con CO₂.

2. Marco Teórico

En este capítulo, se exponen los conceptos teóricos y la revisión bibliográfica sobre la cual se sustenta el presente proyecto de grado.

2.1 Base Teórica

A continuación, se presenta la base teórica necesaria para comprender el desarrollo del proyecto. Inicialmente, se describen los principios fundamentales de los sistemas de refrigeración. Luego, se profundiza acerca de las propiedades del dióxido de carbono y de su conveniente aplicación como fluido refrigerante. Finalmente, se explica detalladamente el funcionamiento de los sistemas de refrigeración tipo booster y sus distintas variantes.

2.1.1 *Sistemas de Refrigeración por Compresión de Vapor*

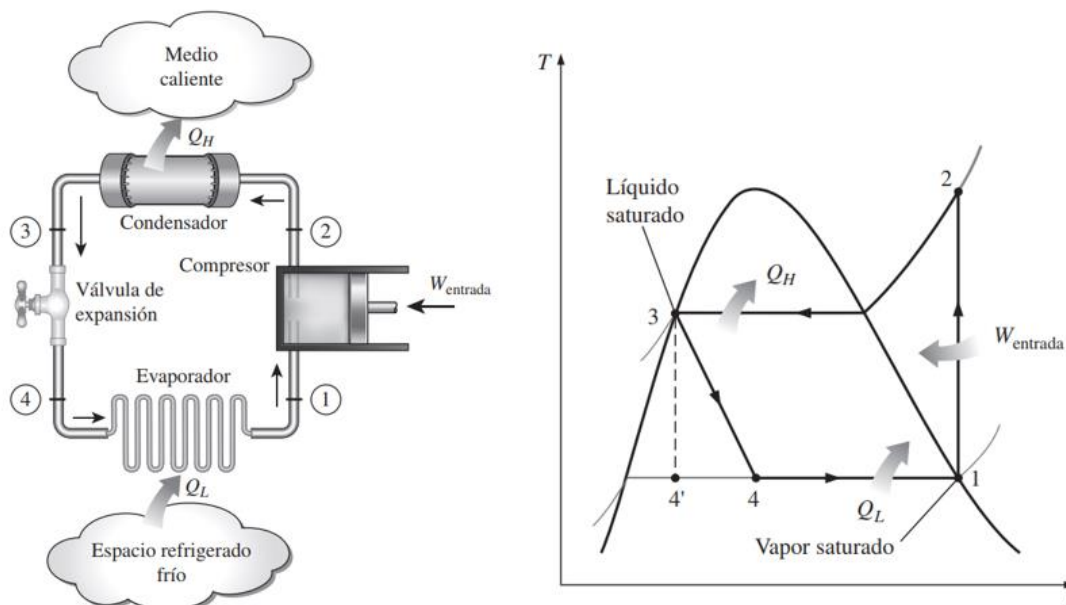
La transferencia de calor desde un medio de alta temperatura a un medio de baja temperatura se presenta en la naturaleza. Sin embargo, es imposible que el proceso inverso ocurra por sí mismo. La transferencia de calor desde un medio de alta temperatura a otro de baja temperatura requiere de un conjunto de dispositivos especiales que integran a lo que hoy se conoce como sistema de refrigeración (Cengel y Boles, 2011, p.287) .

En esencia, un sistema de refrigeración es un conjunto de componentes diseñados para permitir la transferencia de calor desde un espacio o sustancia que se desea enfriar hacia otro lugar donde ese calor puede ser liberado, generalmente el ambiente exterior. Existen varios tipos de sistemas de refrigeración, cada uno diseñado para aplicaciones específicas y con diferentes principios de funcionamiento. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los más comunes en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado.

El proceso de refrigeración por compresión de vapor se logra mediante un ciclo termodinámico que implica la compresión, condensación, expansión y evaporación de un fluido refrigerante dentro del sistema. Por tanto, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor en su forma más básica se componen de un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador (Ver figura 1).

Figura 1

Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor y Diagrama de Temperatura vs Entropía



Nota. Adaptado de *Termodinámica (2.a ed.)*. (pp. 619-621). Mac Graw-Hill, por Cengel, Y. y Boles, M., 2006, cap. 11, <https://dokumen.tips/documents/termodinamica-2da-edicion-yunus-a-cengel-michael-a-boles.html?page=12>

En ese orden de ideas, las 4 etapas de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal son las siguientes:

2.1.1.1 Etapa 1-2 Compresión isentrópica. En esta etapa, el compresor recibe el refrigerante en estado gaseoso a baja presión y lo comprime, de tal forma que el fluido refrigerante aumenta su presión y temperatura. En condiciones ideales, durante esta etapa, la entropía del fluido refrigerante permanece constante. Para que se lleve a cabo este proceso, es necesario que el compresor realice un trabajo sobre el fluido refrigerante, por tanto, el compresor requiere de una fuente de energía externa. En la mayoría de los casos, dicha energía es suministrada por medio de un motor.

2.1.1.2 Etapa 2-3 Condensación. Después de salir del compresor, el fluido refrigerante tiene una temperatura mayor a la del ambiente circundante y es impulsado hacia el condensador. El condensador funciona como un intercambiador de calor entre el fluido refrigerante y el ambiente circundante. Durante esta etapa, el refrigerante cede calor al ambiente circundante. Este proceso hace que el refrigerante cambie de estado gaseoso a líquido. En condiciones ideales, la presión se mantiene constante.

2.1.1.3 Etapa 3-4 Expansión isentrópica. Después de la etapa de condensación, el fluido refrigerante en estado líquido y de alta presión pasa a través de una válvula o dispositivo de expansión. Estos dispositivos están diseñados para crear una restricción en el flujo del refrigerante, lo que provoca una caída abrupta de la presión. En condiciones ideales, durante esta etapa, la entalpía del fluido refrigerante se mantiene constante. Según la ley de Joule-Thomson, cuando un gas se expande adiabáticamente (sin intercambio de calor con el entorno), su temperatura disminuye. Durante el proceso de expansión, una parte del refrigerante pasa a estado gaseoso. Por tanto, el refrigerante sale del dispositivo de expansión en forma de una mezcla bifásica (líquido-vapor) y a baja presión y temperatura.

2.1.1.4 Etapa 4-1 Evaporación. La mezcla de refrigerante de baja temperatura y presión entra en el evaporador, donde absorbe calor del medio que se desea enfriar. Durante este proceso de absorción de calor, el líquido restante en la mezcla de refrigerante comienza a evaporarse. Como resultado, el medio refrigerado experimenta una disminución de temperatura y el refrigerante sale del evaporador en estado gaseoso y se dirige nuevamente hacia el compresor para repetir el ciclo.

Cabe destacar que el ciclo ideal difiere en varios aspectos de la realidad. En el ciclo ideal no se tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (produce caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores (Cengel & Boles, 2011). Por ejemplo, El proceso de compresión en el ciclo ideal se asume que es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. No obstante, el fluido se encuentra sujeto a los efectos de la fricción y la transferencia de calor desde o hacia el ambiente, los cuales alteran la entropía del proceso.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del condensador como líquido saturado, mientras que, en el evaporador, el refrigerante sale como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En la realidad, se opta por subenfriar el fluido refrigerante en el condensador y sobrecalentar el refrigerante en el evaporador unos cuantos grados. El sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor, mientras que, un ligero subenfriamiento es igualmente deseable para absorber más calor del espacio refrigerado dado que el refrigerante entra al dispositivo de expansión con una entalpía inferior.

2.1.2 El Uso del Dióxido de Carbono (CO₂) como Fluido Refrigerante Natural

El dióxido de carbono es uno de los compuestos naturales más interesantes para utilizar como fluido refrigerante ante las vigentes normativas y regulaciones que buscan mitigar las

consecuencias del calentamiento global. Las ventajas que han posicionado al CO₂ como el refrigerante del futuro son, entre otras, su gran disponibilidad, su reducido coste, su bajo nivel contaminante (con un valor de GWP igual a 1 y ODP nulo), la ausencia de peligros relacionados con la toxicidad e inflamabilidad y la no necesidad de reciclar el gas al final de la vida útil de la instalación (Sánchez, 2018).

El uso del CO₂ como refrigerante no es una propuesta que haya surgido recientemente. De hecho, su aplicación en la industria de la refrigeración comienza en 1886, cuando Franz Windhausen patentó un compresor para una máquina de refrigeración que utilizaba CO₂ y la compañía J&E Hall compró la licencia para construirlo, asimismo, fue esta compañía quien también construyó el primer compresor de CO₂ de doble etapa (Belman & Pérez, 2013). A partir de este hito, el uso del CO₂ fue cada vez más extenso teniendo su auge precisamente durante este siglo haciéndose presente en los procesos de conservación de alimentos y climatización de espacios concurridos; dado que otros fluidos como el amoníaco y el dióxido de azufre fueron considerados tóxicos, inflamables y legalmente su uso fue restringido para estas aplicaciones (Belman & Pérez, 2013).

Durante todo el siglo XIX, el CO₂ fue el refrigerante que dominó todo el mercado de la refrigeración y climatización, no obstante, tras la finalización de la primera guerra mundial se desarrollaron nuevos refrigerantes conocidos como Clorofluorocarbonos (CFC's), los cuales ofrecían un mayor rendimiento energético que el CO₂, utilizando elementos menos robustos (Intarcon, 2023). Finalmente, el CO₂ dejó de ser un refrigerante competitivo a finales de 1950 debido a la incapacidad de desarrollar tecnologías que hicieran el CO₂ competente frente a los nuevos refrigerantes, quienes se apoderaron del mercado mundial (Belman & Pérez, 2013).

Durante más de 4 décadas, Los CFC's dominaron el mercado de la refrigeración, hasta que, en 1974, Mario Molina y Sherwood Rowland demostraron que estas sustancias destruyen el ozono estratosférico. Esto indujo el desarrollo de los hidrofluorocarbonos (HFC's) como alternativa. No obstante, aunque los HFC's no favorecen la destrucción de la capa de ozono, son sustancias categorizadas como gases de efecto invernadero, es decir, contribuyen al calentamiento global.

El resurgimiento del CO₂ como refrigerante del futuro, obedece a las vigentes regulaciones y normativas, tales como la enmienda de Kigali y el acuerdo de Paris los cuales buscan concentrar esfuerzos en la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero.

Tabla 1

Propiedades de los Refrigerantes más Utilizados en la Industria

Refrigerante	R744	R717	R134a	R404a
Peso molecular [g/mol]	44,01	17,03	102,3	97,60
Punto de ebullición a 1 atm[°C]	-78,5	-33,3	-26,1	-46,2
Presión crítica [bar]	73,6	113,33	40,59	37,2
Temperatura crítica [°C]	31,04	132,35	101,1	72,1
OEL(PPM _v)	5000	25	1000	1000
Índice GWP	1	<1	1430	3922
Límite inferior de inflamabilidad(%v)	0	16,7	No	No

Nota. Adaptado de *Refrigeración con CO₂ en aplicaciones comerciales*, por Sánchez, 2018, <https://oa.upm.es/52029/>.

En la tabla 1 se observan las propiedades de los refrigerantes naturales R744 (CO₂), R717 (amoníaco) y 2 refrigerantes del tipo HFC: El R134a y el R404a. Esta comparativa permite evidenciar que tanto el amoníaco como el dióxido de carbono son refrigerantes con un índice GWP igual o inferior a la unidad. No obstante, el valor del OEL del amoníaco es muy bajo. El OEL define la concentración en el aire de una sustancia por debajo de la cual los trabajadores podría

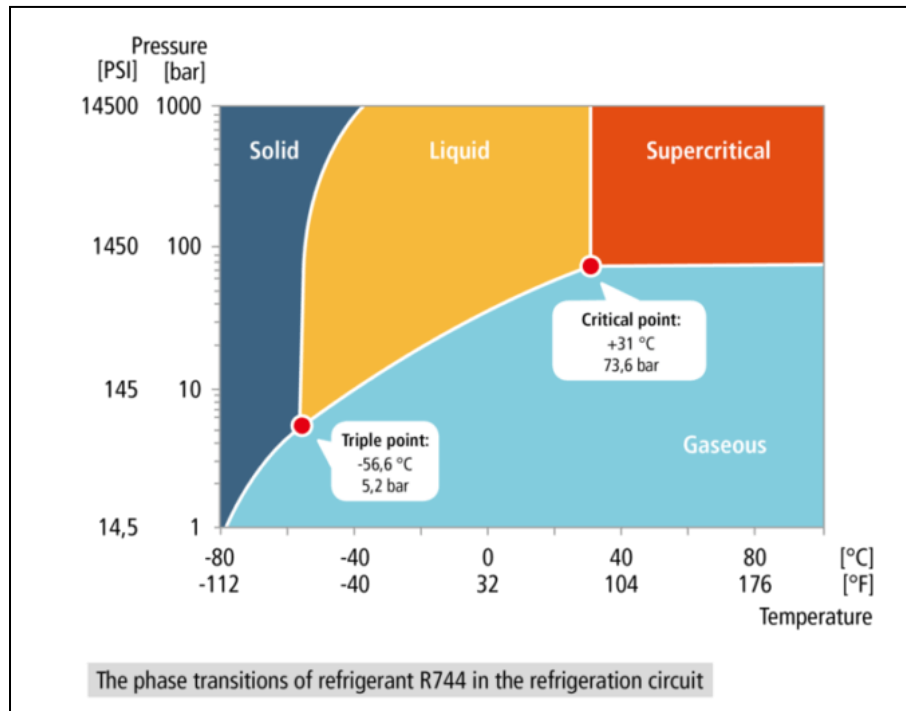
exponerse sin efectos adversos, por lo tanto, el amoníaco se categoriza como una sustancia tóxica. En cambio, el OEL del R744 es mucho mayor al de los demás refrigerantes. Además, el CO₂ es una sustancia no inflamable al igual del R134a y del R404a, mientras que el amoníaco se considera inflamable.

Este estudio comparativo indica que el CO₂ no solo iguala las propiedades referentes a seguridad de los refrigerantes actuales, sino que las mejora (Sánchez, 2018). El factor clave del uso del CO₂ como refrigerante es su bajo GWP; una fuga de 1 kg de R404a al ambiente es el equivalente a liberar cerca de 4 toneladas de CO₂, en términos de potencial de calentamiento global (Sánchez, 2018).

En la figura 2, se puede observar que el punto crítico del R744 se alcanza a una temperatura relativamente baja (31°C a una presión 73,6 bar). Esta temperatura se puede alcanzar en época de verano en la ciudad de Bucaramanga. Trabajar en la región supercrítica, donde el refrigerante presenta propiedades intermedias entre un gas y un líquido, cobra gran relevancia debido al elevado coeficiente de transferencia de calor, permitiendo eficiencias en el gas cooler próximas al 100%, lo que significa que la temperatura de salida del refrigerante coincide prácticamente (Approach mínimo) con la del medio empleado para disipar (García, 2017). Además, el punto triple se ubica a una temperatura extremadamente baja (-56,6°C), por lo cual el refrigerante R744 puede ser empleado en prácticamente cualquier aplicación de refrigeración, ya sea para climatización, conservación de productos frescos (media temperatura) o congelación (baja temperatura).

Figura 2

Diagrama de Fases del Refrigerante R744 (CO₂)



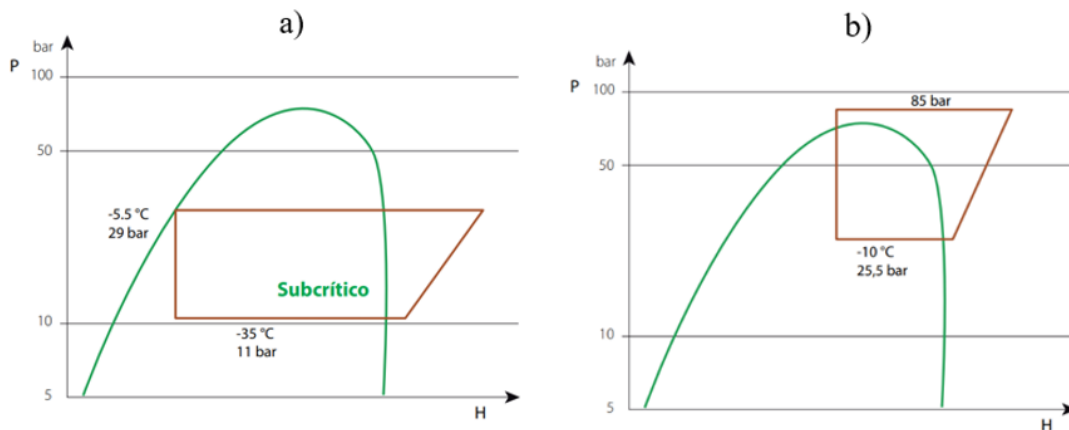
Nota. Adaptado de *Climate-friendly refrigerant CO₂ (R744)*, por Memmert, 2019, <https://www.memmert.be/en/why-memmert/innovation-leader/climate-friendly-refrigerant-co2-r744/> (Memmert, 2019)

Los sistemas de refrigeración que utilizan CO₂ (R744) como refrigerante pueden trabajar basados en dos ciclos diferentes: El ciclo subcrítico o el ciclo transcrito. La principal diferencia entre estos radica en el proceso de condensación (FROZTEC, 2022). El sistema de CO₂ en régimen subcrítico reacciona como cualquier otro refrigerante, al absorber calor de un recinto, se condensa. Por otro lado, en los sistemas de refrigeración que funcionan con CO₂ en régimen transcrito, no ocurre cambio de fase debido a que la presión de descarga del compresor es superior a la presión crítica del CO₂ (Intarcon, 2023).

En la figura 3(a), se puede apreciar que el ciclo de refrigeración con CO₂ en régimen subcrítico se comporta de forma similar a un ciclo de refrigeración básico; se produce la expansión súbita del refrigerante luego del proceso de condensación. Además, opera por debajo del punto crítico del dióxido de carbono (CO₂). Lo anterior representa una dificultad en climas cálidos donde la temperatura ambiente es elevada; en estos casos, para condensar el CO₂ debajo de su punto crítico se precisa de otro sistema o circuito frigorífico con otro refrigerante (R-134a, R-290, R-1270, R-717) que refrigere el condensador del sistema con CO₂ en régimen subcrítico (Sanguinetti, 2020). A este tipo de sistemas se les denomina “configuración en cascada”.

Figura 3

Diagramas de Presión-Entalpía para el CO₂



Nota. a. Diagrama de presión-entalpía del ciclo subcrítico para el CO₂ y b. Diagrama de presión-entalpía del ciclo transcrito para el CO₂. Adaptado de *Todo para las aplicaciones retail de CO₂*, por Carel, 2015, <https://www.carel.es/documents/10191/>

Sánchez (2018) recomienda evitar trabajar en torno al punto crítico para garantizar un funcionamiento estable en el sistema. Cabe destacar que el punto crítico es un punto especial donde

se producen grandes cambios de propiedades del fluido con mínimas variaciones de presión o de temperatura.

En la figura 3(b), se evidencia que en el ciclo de refrigeración con CO₂ en régimen transcrito, la expansión súbita se produce sin que el refrigerante se condense. En ese orden de ideas, los ciclos transcritos son aquellos donde la presión de descarga del compresor es superior a la presión crítica y por tanto el refrigerante no se condensa durante el intercambio de calor con el medio circundante (Intarcon, 2023). En los ciclos transcritos, el condensador pasa a llamarse “Gas Cooler”. Ambos son intercambiadores de calor, pero no es correcto utilizar la misma nomenclatura dado que el refrigerante no se condensa (Sánchez, 2018).

El reto principal de trabajar con CO₂ es su rango de presiones de trabajo, el cual es significativamente mayor al de los refrigerantes comunes. En un sistema de refrigeración comercial, el CO₂ en régimen transcrito puede alcanzar presiones del orden de 103.4 bares, es por ello que los componentes del sistema y tuberías son más robustos de lo habitual (Gómez, 2016).

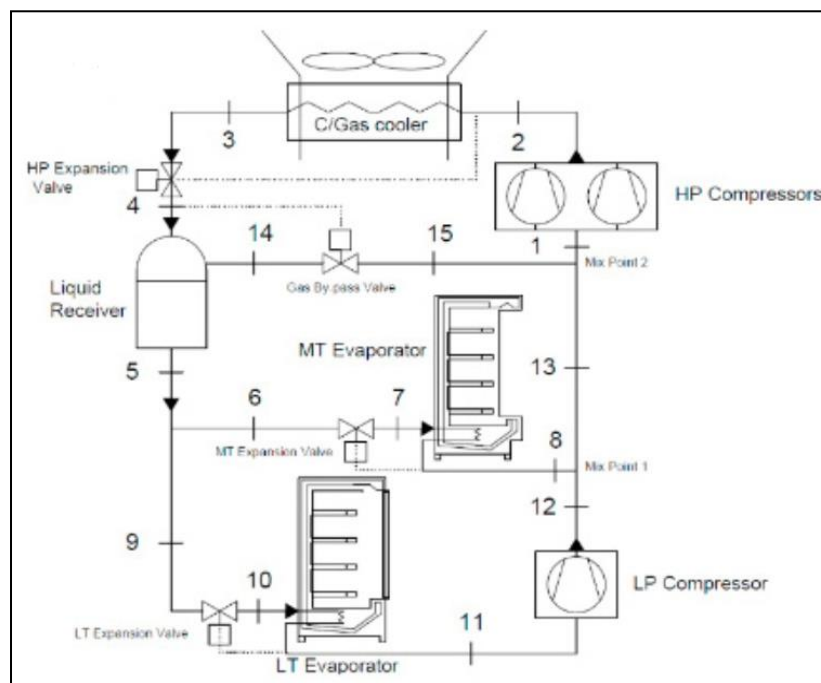
2.1.3 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster

El ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. No obstante, en aplicaciones a gran escala, la eficiencia es más importante que la simplicidad. Por lo tanto, surgió la necesidad de modificar el ciclo básico con el objetivo de maximizar la eficiencia. Es aquí donde surgen los sistemas de refrigeración tipo booster como una de las alternativas que modifican el ciclo básico para aumentar el rendimiento, en especial de los sistemas de refrigeración que utilizan R744 como refrigerante, debido a las altas relaciones de presión.

Tal como se aprecia en la figura 4, Los sistemas de refrigeración tipo booster son aquellos que utilizan un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, pero en lugar de utilizar un solo compresor para todo el ciclo, utilizan dos compresores: uno de baja presión y otro de alta presión (Catalán et al., 2017).

Figura 4

Sistema Booster Convencional



Nota. Adaptado de *Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. Energy Procedia*, 161, 259–267, por Amaris, C., Tsamos, K. M., & Tassou, S. A., 2019, <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.090>

El compresor de la zona de alta presión comprime el refrigerante aumentando su presión para luego ser dirigido al gas cooler, donde intercambia calor con el medio circundante. El refrigerante se condensará o no, dependiendo de la temperatura ambiente, concretamente, si el

sistema se encuentra instalado en países del norte de Europa como Reino Unido, Suecia, Dinamarca, Alemania y Suiza, donde la temperatura promedio anual es baja, el sistema trabajará en régimen subcrítico, presentando un rendimiento apropiado (García, 2017). De lo contrario, si la temperatura ambiente es elevada, es posible que el sistema trabaje en régimen transcrito, y su rendimiento se verá fuertemente penalizado. Además, entre mayor sea la diferencia entre la presión en el evaporador de media temperatura y la presión a la salida del compresor de alta presión, la relación de presión aumentará, por lo que la eficiencia del compresor disminuye, y, por ende, se afecta el rendimiento general del sistema.

El principal problema de los sistemas de refrigeración tipo booster básico que utilizan CO₂ es el bajo COP frente a los refrigerantes convencionales. Como se explicó anteriormente, este problema se agrava a medida que la temperatura del ambiente se eleva. Por este motivo, se realizan modificaciones a la configuración convencional con el objetivo de aumentar la eficiencia del ciclo, entre las cuales se destacan las configuraciones de compresión paralela y basado en eyector (CAREL, 2023). La configuración tipo booster en paralelo utiliza un compresor adicional para extraer vapor saturado, lo que reduce la presión en el depósito en comparación con la configuración convencional. Este cambio resulta en un aumento significativo del cambio de entalpía en los evaporadores, lo que a su vez disminuye la cantidad de caudal requerido para producir la misma potencia frigorífica. Además, al agregar un eyector al sistema tipo booster en paralelo, se puede reducir el caudal que se traspasa por el compresor de alta presión, ya que esta es la parte del sistema que consume más energía en la configuración booster convencional (Catalán et al., 2017).

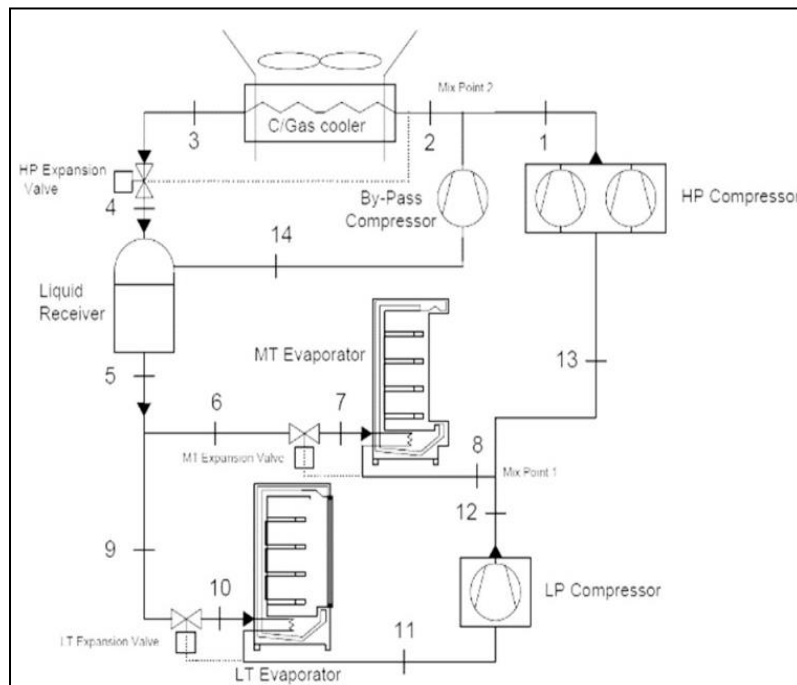
2.1.4 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster Paralelo

El uso de un compresor en paralelo con la línea de alta presión surge como una modificación a la configuración convencional que permite reducir el flujo de refrigerante

impulsado por el compresor principal, y, por ende, su consumo de energía disminuye (García, 2017). Tal como se muestra en la figura 5, la función del compresor en paralelo es elevar la presión de la fracción en estado gaseoso del refrigerante para enviarlo nuevamente al gas cooler. Dado que la relación de presión del compresor en paralelo es menor que la del compresor de alta presión, el consumo general del sistema se reduce para un mismo flujo másico requerido por los evaporadores de media y baja temperatura.

Figura 5

Sistema Booster Paralelo



Nota. Adaptado de *Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. Energy Procedia, 161, 259–267*, por Amaris, C., Tsamos, K. M., & Tassou, S. A., 2019, <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.090>

Se evidencia que el funcionamiento del resto de componentes de esta modificación es muy similar a la configuración booster convencional. La única diferencia radica en la inclusión del compresor en paralelo entre el separador y la entrada al gas cooler. Debido a su función de recirculación, en la mayoría de los artículos científicos el compresor en paralelo se denomina compresor “By-Pass”.

2.1.5 Sistemas de Refrigeración Tipo Booster con Eyector

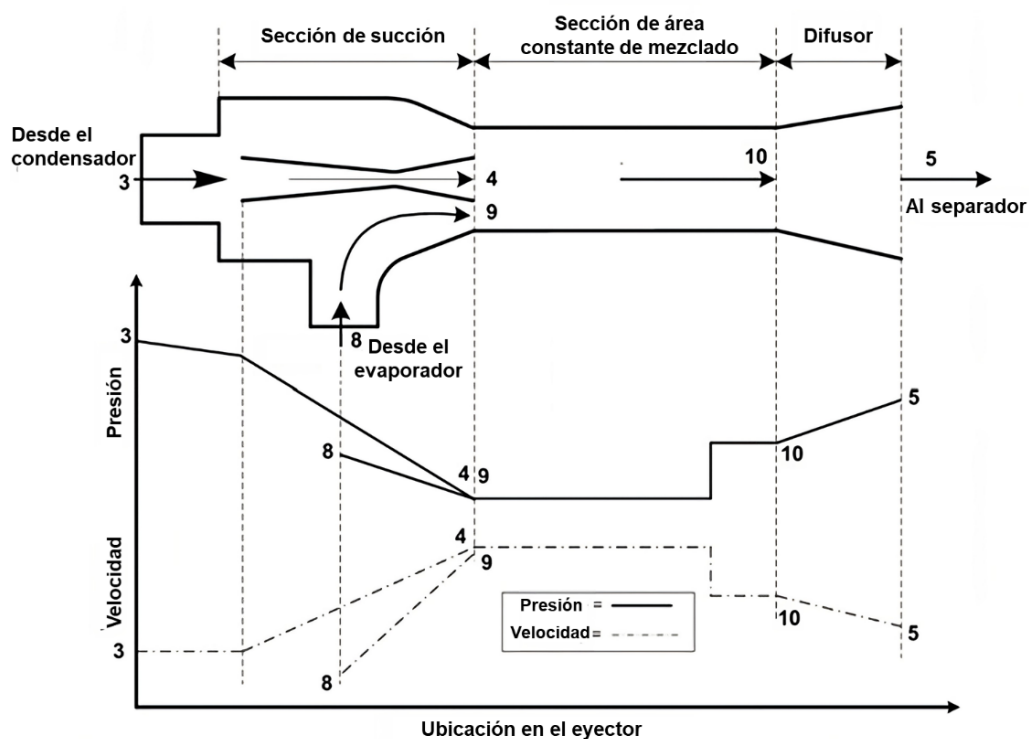
Aunque el rendimiento del sistema de refrigeración tipo booster mejora considerablemente al añadir el compresor de bypass, esto no disminuye la relación de presión del compresor de alta presión, y, por ende, su consumo energético sigue siendo alto. Un método común para optimizar el consumo del compresor es utilizar dispositivos que reutilicen la energía producida durante la expansión del fluido para incrementar la presión de succión del compresor, reduciendo a su vez la relación de compresión, y, en consecuencia, la potencia requerida por el compresor disminuye (Gutiérrez, 2021). Además, Gutiérrez (2021) señala que el ciclo puede aumentar aún más su rendimiento al reemplazar el proceso de estrangulamiento isoentálpico por una expansión isentrópica. Aplicando este cambio, la entalpía específica a la entrada del evaporador se reduce, incrementando la diferencia entre la entalpia de entrada y salida del evaporador, reduciendo el flujo másico sin afectar la potencia frigorífica.

El dispositivo que cumple con estas características operativas es el eyector. El eyector es un dispositivo basado en el efecto Venturi que utiliza la energía de un fluido de alta presión para aumentar la presión de un fluido de baja presión. Tal como se muestra en la figura 6, el eyector recibe el refrigerante a alta presión (fluido primario) proveniente del condensador (o gas cooler) y lo conduce a través de una boquilla convergente-divergente. El fluido primario aumenta su velocidad debido a la restricción y en consecuencia disminuye su presión a la salida de la boquilla.

El fluido primario adquiere una presión menor al fluido proveniente del evaporador (fluido secundario), esto permite que el fluido secundario sea arrastrado hacia la sección de mezcla. La mezcla resultante pasa por el difusor que aumenta la presión del fluido a expensas de la velocidad para finalmente, ser enviado al separador.

Figura 6

Dirección, presión y velocidad del flujo de refrigerante a lo largo de un eyector



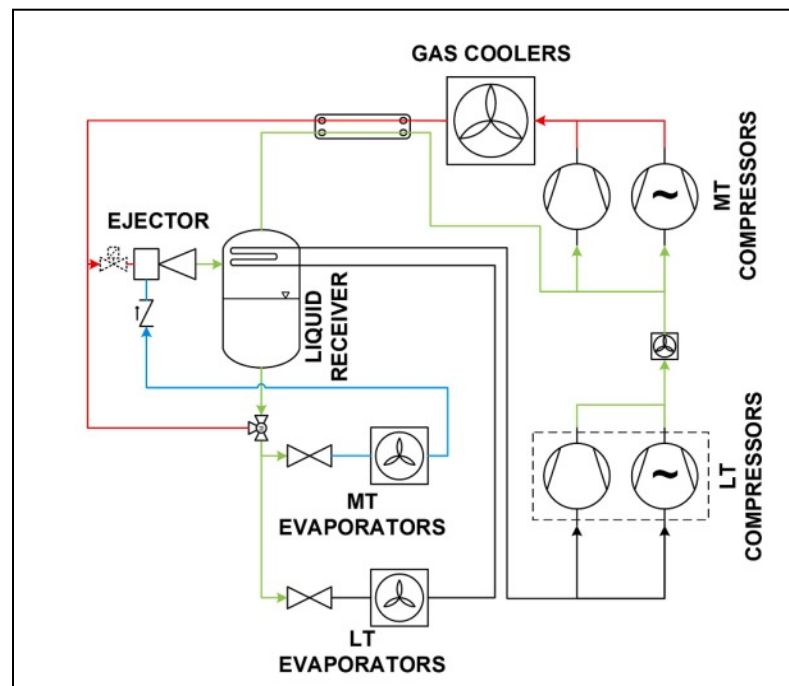
Nota. Adaptado de *A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 4927–4937, por Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. N., 2012a, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>

La incorporación del eyector en un sistema de refrigeración tipo booster reduce la carga del compresor principal y optimizar el rendimiento global del sistema. Tal como se muestra en la figura 7, el eyector recibe los fluidos de alta presión y baja presión del condensador y evaporador

respectivamente, para luego expulsar el refrigerante como una mezcla entre gas y líquido al separador, donde la fase líquida se dirige a las válvulas de expansión y la fase gaseosa es succionada por el compresor de alta presión.

Figura 7

Sistema Booster con Ejector



Nota. Adaptado de *Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates*. *International Journal of Refrigeration*, 148, 168–178, por Pardiñas, Á., Selvnes, H., Banasiak, K., & Hafner, A., 2023, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2022.10.027>

2.1.6 Impacto Ambiental

En el contexto del creciente desafío global del cambio climático, la evaluación del impacto ambiental de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se vuelve cada vez más crucial. Uno de los enfoques importantes para medir este impacto es el cálculo del TEWI (Total Equivalent

Warming Impact). El TEWI es una métrica que considera tanto las emisiones directas e indirectas de gases de efecto invernadero (GEI) asociadas con la operación, producción y manejo de los refrigerantes utilizados en estos sistemas (Guerrero, 2018).

Los dos tipos de emisiones que este parámetro contempla son las siguientes:

2.1.6.1 Emisiones Directas. Se refieren a la liberación de sustancias al medio ambiente que tienen un potencial de calentamiento global, lo que significa que su impacto está vinculado al Potencial de Calentamiento Global (PCG).

2.1.6.2 Emisiones Indirectas. Se refieren al impacto ambiental derivado de la generación de energía consumida por el sistema frigorífico en cuestión. Esto incluye las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) u otros gases de efecto invernadero durante la producción de la energía eléctrica que utiliza el sistema frigorífico en cuestión, así como cualquier otro impacto ambiental asociado con la producción y distribución de esa energía.

Con el cálculo del TEWI se logra proporcionar una visión integral del impacto ambiental de estos sistemas, brindando información importante a la hora de tomar decisiones que fomenten la eficiencia energética y la mitigación del cambio climático.

2.2 Revisión Bibliográfica

Gullo et al. (2018) llevó a cabo una exhaustiva sobre sistemas de refrigeración transcítica R744 en supermercados, evaluando configuraciones como multieyectores, compresión paralela e integración de recuperación de calor. Destacó al dióxido de carbono como un refrigerante prometedor debido a su beneficio ambiental y capacidad para reducir la huella de carbono. Avances tecnológicos como los multieyectores y la compresión paralela han mejorado la eficiencia energética y el rendimiento de estos sistemas. Aunque enfrentan desafíos, especialmente en climas cálidos, el estudio muestra prometedores ahorros energéticos y mejoras en la eficiencia,

subrayando la necesidad de seguir avanzando en la optimización de costos y eficiencia energética. Este artículo proporciona una base teórica sólida que promueve la investigación sobre el R744, respaldando su potencial como estándar de refrigeración comercial y una solución sostenible para supermercados.

Catalán et al. (2017) realizaron una evaluación energética de sistemas booster utilizando CO₂ para aplicaciones de refrigeración comercial, desarrollando modelos teóricos para precisar la eficiencia energética. Se analizaron diversas configuraciones, incluyendo boosters básicos, con compresión paralela, con eyectores, y sistemas en cascada con boosters subcríticos. Se consideraron rangos de temperatura de 0 a 40 °C, identificando limitaciones operativas de los componentes. Los cálculos de consumo energético se basaron en el coeficiente de rendimiento (COP) máximo para cada temperatura, incorporando perfiles de carga variables a lo largo del día. Los resultados mostraron que las configuraciones con compresión paralela y eyectores presentaron una mejor eficiencia energética que los boosters básicos de CO₂. Además, se observó variabilidad en el consumo energético según las condiciones climáticas, con los sistemas en cascada con boosters subcríticos siendo más eficientes en climas fríos, mientras que los sistemas con eyectores destacaron en climas cálidos. Este artículo proporciona información clave sobre el rendimiento de los sistemas, influenciado por condiciones climáticas locales.

Amaris et al. (2019) profundizaron en esta temática al realizar un análisis termodinámico de sistemas de refrigeración, incluyendo una configuración booster típica de R744, una configuración booster de compresor paralelo de R744 y un sistema de refrigeración en cascada de R717/R744 para aplicaciones alimentarias minoristas. Se comparó el rendimiento de estos sistemas considerando parámetros como la presión del refrigerador de gas, la eficacia del intercambiador de calor y la eficacia isentrópica del compresor. Se evaluaron componentes como

el enfriador de gas/condensador y el evaporador para proporcionar información sobre la eficiencia energética y el impacto ambiental, especialmente en supermercados de alimentos congelados. Se demostró que las configuraciones convencionales y de compresor paralelo superaban al sistema en cascada a temperaturas ambiente de hasta 2 °C y 14 °C, respectivamente, pero el sistema en cascada mostró un mejor rendimiento a temperaturas más altas. Este artículo proporciona una guía detallada para plantear modelos termodinámicos y simular el comportamiento de estas configuraciones de sistemas de refrigeración.

Purohit et al. (2017) analizaron el rendimiento de cinco sistemas de refrigeración booster de CO₂ en aplicaciones de supermercados en condiciones climáticas cálidas. Se evaluaron configuraciones que van desde un sistema booster estándar hasta variantes con compresor paralelo, evaporador de baja temperatura inundado y expansor de recuperación de trabajo, tanto individualmente como en combinación. Se examinaron aspectos como el consumo energético, el coste y el rendimiento, con el objetivo de determinar el potencial de ahorro energético y viabilidad económica. Los resultados destacaron la eficiencia energética y viabilidad económica de la configuración BC5, que integra un compresor paralelo, un evaporador inundado y un expansor de recuperación de trabajo, en comparación con la configuración estándar BC1. Se identificó que la unidad de recuperación de trabajo presentó el mayor potencial de ahorro energético anual en el sistema BC5. Se observó un ahorro energético anual máximo del 22,16% en Nueva Delhi. Este estudio proporciona un análisis económico exhaustivo de las configuraciones evaluadas, ofreciendo herramientas de evaluación financiera fundamentales para la investigación en cuestión.

Bansal (2012) en su investigación proporcionó una visión integral sobre el dióxido de carbono (CO₂) como refrigerante preferido en aplicaciones de baja temperatura en diversas industrias, discutiendo su surgimiento, rendimiento termodinámico y aplicación en sistemas de

refrigeración de supermercados, además de resaltar las oportunidades de investigación para su desarrollo. La metodología incluyó una revisión exhaustiva de la literatura, estudios de casos y datos experimentales para evaluar el rendimiento y desafíos del CO₂ como refrigerante. Se concluyó que el CO₂ es prometedor por su respeto al medio ambiente y competitividad en costos. Se destacó la preferencia por sistemas transcíticos en climas más fríos y cascadas subcríticas en climas cálidos, y se subrayó la necesidad de seguir investigando para mejorar la eficiencia energética en sistemas de refrigeración de CO₂, especialmente en supermercados.

Beshr et al. (2015) realizaron un análisis exhaustivo del impacto ambiental de los sistemas de refrigeración de supermercados que utilizan refrigerantes de bajo Potencial de Calentamiento Global (PCG), empleando un marco de rendimiento climático del ciclo de vida (CCVC) de código abierto. Evaluaron cuatro sistemas distintos: un sistema transcítico de refuerzo de CO₂, un sistema CO₂/N-40 en cascada, un circuito secundario combinado con un sistema central DX N-40/L-40, y un sistema de expansión directa multiplex de referencia que utiliza R-404A y N-40. Los resultados revelaron que, en climas fríos y templados con un índice anual de fugas superior al 2%, el sistema de refuerzo transcítico de CO₂ presentaba las emisiones equivalentes de CO₂ más bajas, a pesar de su mayor consumo energético. Por otro lado, el sistema N-40/L-40 de circuito secundario demostró ofrecer un equilibrio óptimo entre emisiones y consumo eléctrico en climas cálidos. En última instancia, el estudio concluyó que la adopción de refrigerantes de bajo PCA y sistemas de carga conservadora podría reducir considerablemente la incertidumbre en las entradas relacionadas con las emisiones directas, mitigando así el impacto ambiental de los sistemas de refrigeración de supermercados.

Cabello et al. (2008) evaluaron experimentalmente la eficiencia energética y las presiones óptimas del refrigerador de gas en una planta de refrigeración de una sola etapa que opera con

dióxido de carbono en condiciones transcíticas. El estudio realizó pruebas a diferentes temperaturas de evaporación y de salida del refrigerante del refrigerador de gas, abarcando también una amplia gama de presiones de este. La investigación comparó las presiones óptimas experimentales con las expresiones comúnmente utilizadas, revelando que un control meticuloso de la presión es fundamental para maximizar la eficiencia energética en estas plantas de refrigeración. Este control se ve influido por factores como la temperatura de salida del refrigerante del refrigerador de gas y la temperatura de evaporación, lo cual resalta la complejidad y la importancia de considerar estos parámetros en el diseño y la operación de dichas instalaciones de refrigeración.

Cecchinato et al. (2012) llevaron a un cabo un análisis del rendimiento de los sistemas integrados de refrigeración y aire acondicionado en supermercados, utilizando exclusivamente refrigerantes naturales en comparación con los sistemas tradicionales en diversos climas. Se examinaron soluciones tecnológicas y de diseño, que operaban con amoníaco, propano y dióxido de carbono, contrastándolas con una planta basada en HFC. Los resultados revelaron un ahorro energético anual superior al 15% en comparación con la solución de referencia en todos los tipos de climas estudiados. Se destacó la importancia de optimizar el diseño de los componentes, aprovechar la energía térmica y frigorífica, adoptar soluciones tecnológicas innovadoras, integrar los sistemas HVAC con las plantas de refrigeración y reducir las cargas térmicas de las cámaras refrigeradas para mejorar la eficiencia energética. Esta investigación promueve la adopción de refrigerantes naturales en los sistemas de refrigeración de supermercados, no solo puede generar un ahorro energético significativo, sino también por los beneficios medioambientales substanciales que ofrecen.

Sumeru et al. (2012) realizaron una evaluación exhaustiva del uso de eyectores bifásicos como dispositivos de expansión en ciclos de refrigeración por compresión de vapor durante las últimas dos décadas, destacando su aplicación como válvulas de expansión. Se centró en comprender el flujo bifásico en los eyectores para optimizar la eficiencia energética del sistema. La metodología combinó análisis numéricos, procedimientos computacionales e investigaciones experimentales. Los resultados mostraron una mejora del COP superior al 20% en análisis numéricos, aunque los métodos experimentales no demostraron mejoras superiores al 10%. Se destacó la importancia de las dimensiones geométricas del eyector en la optimización del sistema, siendo la garganta de la tobera motriz, la cámara de aspiración, el área constante y el difusor elementos clave, aunque continúan siendo objeto de investigación. Se señaló que el rendimiento del eyector se ve influenciado por las temperaturas de evaporación y condensación. Este artículo proporcionó una base teórica para el modelado matemático del eyector, permitiendo simular el comportamiento termodinámico en los ciclos de refrigeración.

Singh et al. (2020) evaluaron un sistema de refrigeración de CO₂ de 33 [kW] de potencia frigorífica basado en multieyectores para un supermercado en la India, enfrentando temperaturas ambientes elevadas de hasta 46 °C. Se centró en mejorar la elevación de presión del eyector y la eficiencia global del sistema mediante la combinación en serie de un eyector de baja relación de eyección (LERE) y un eyector de alta relación de eyección (HERE). Los resultados mostraron un rendimiento estable y prometedor del sistema en condiciones de alta temperatura ambiente, con mejoras significativas en la elevación de presión, el Coeficiente de Rendimiento (COP), la Relación de Entrada de Potencia (PIR) y el recalentamiento del evaporador. La configuración en serie de los eyectores demostró una elevación de presión y una eficiencia mejoradas, mientras que la incorporación de un Intercambiador de Calor Interno condujo a una mejora máxima del COP

del 7,2%. Estos hallazgos sugieren una alta viabilidad para implementar este tipo de sistemas en ambientes desafiantes, con valores de COP comparables a los de sistemas que operan a temperaturas ambiente más bajas.

Sengupta y Sankar Dasgupta (2023) realizaron un análisis energético y exergoeconómico avanzado de un sistema de refrigeración por CO₂ innovador, empleando eyectores y destinado a supermercados en climas cálidos. Se enfocó en optimizar el rendimiento del sistema mediante una configuración de eyector doble, evaluando su eficiencia y rentabilidad. Se consideraron varios parámetros como la presión del refrigerante gaseoso, la temperatura del evaporador, la relación de arrastre de los eyectores y la elevación de presión para la optimización. Los resultados revelaron mejoras significativas en la eficiencia energética y la rentabilidad en comparación con los sistemas tradicionales, con la configuración de doble eyector mostrando una mejora del rendimiento del 41,97% al 35,38% en relación con un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado, especialmente en temperaturas ambiente entre los 28°C y los 40°C. Se observó un ahorro energético anual de hasta el 11,35% en comparación con un sistema convencional de expansión directa de R404A. Este artículo ofrece herramientas para ajustar sistemas de refrigeración en ambientes difíciles, mejorando la sostenibilidad y la eficiencia operativa en supermercados de climas cálidos.

Pardiñas et al. (2023) analizaron un sistema novedoso de refuerzo de CO₂ con soporte eyector en un entorno de laboratorio, comparándolo con unidades convencionales de refrigeración de refuerzo de CO₂ y sistemas de compresión en paralelo. Se evaluó la eficiencia y el rendimiento energético del sistema bajo diversas condiciones ambientales, investigando la capacidad del eyector para adaptarse a altas relaciones de arrastre y elevaciones de presión. Los resultados revelaron mejoras significativas en el rendimiento energético y la eficiencia del sistema de refuerzo

de CO₂ con apoyo de eyector. El diseño simplificado del sistema superó consistentemente al sistema tradicional en toda una gama de temperaturas de salida del enfriador de gas, demostrando su alto potencial para mejorar el funcionamiento en todos los climas. Se observaron mejoras del COP de hasta el 42% en comparación con las configuraciones tradicionales, con los mayores beneficios en temperaturas más bajas y altas. Estas investigaciones recientes demuestran resultados prometedores para aplicaciones de refrigeración comercial utilizando el sistema novedoso de refuerzo de CO₂ con soporte eyector, ofreciendo una mayor eficiencia y flexibilidad operativa en diversas condiciones ambientales.

Por otra parte, Banasiak et al. (2014) realizaron una investigación basada en dinámica de fluidos computacional (CFD) para analizar el rendimiento energético de eyectores bifásicos de R744 en sistemas de refrigeración. Los objetivos principales incluyeron el análisis de las irreversibilidades de flujo en estos eyectores, la evaluación del impacto de la variación de los caudales máxicos a través del mezclador en su rendimiento, entre otros. El estudio reveló efectos significativos del flujo de masa del mezclador en el rendimiento del eyector tanto a nivel local como global, y el método propuesto permitió comprender mejor la contribución de las irreversibilidades locales al aumento global de entropía. La introducción de un nuevo factor para evaluar el rendimiento del eyector basado en el aumento de entropía de referencia ofreció un enfoque más completo en comparación con los métodos tradicionales. Además, un análisis de sensibilidad numérica de los parámetros geométricos resaltó su influencia en el rendimiento del eyector en los sistemas de refrigeración con R744.

Gullo et al. (2023) analizaron el rendimiento de una unidad de refrigeración R744 transcítica de pequeña capacidad, equipada con un eyector innovador. Se enfocaron en analizar la influencia de las temperaturas del agua en la entrada del enfriador de gas y los valores de

velocidad del compresor en el rendimiento global del sistema. La metodología estableció parámetros específicos, como la temperatura del agua y la velocidad del compresor, seguidos de mediciones del coeficiente de rendimiento (COP) en diversas condiciones operativas. Los resultados mostraron que el eyector controlaba eficazmente la alta presión en el régimen transcrito, lo que se tradujo en mejoras significativas del COP en comparación con los competidores existentes. El estudio destacó el potencial del eyector para mejorar la eficiencia energética y el rendimiento general del sistema en aplicaciones de refrigeración comercial.

3. Marco Metodológico

3.1 Características de la Investigación

En este proyecto de investigación se llevó a cabo un análisis del rendimiento de tres configuraciones de sistemas de refrigeración tipo booster con CO₂ en la ciudad de Bucaramanga. Para ello, fue necesario manipular una serie de parámetros climáticos, como la humedad y la temperatura del ambiente, con el fin de simular y examinar el comportamiento del COP, el consumo energético y el impacto ambiental de cada configuración. En consecuencia, el diseño de esta investigación fue de naturaleza teórica y descriptiva.

La metodología empleada consistió en la recopilación, análisis y síntesis de datos cualitativos y cuantitativos en un solo estudio, lo que implicó un enfoque mixto. En el componente cualitativo, se buscó identificar las últimas tendencias en el desarrollo de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster con CO₂ mediante una exhaustiva revisión bibliográfica. Por otro lado, en el componente cuantitativo, se realizaron simulaciones de modelos

termodinámicos para prever el rendimiento de cada configuración en función de las condiciones ambientales específicas de Bucaramanga.

3.2 Población

La motivación de este proyecto es presentar alternativas sostenibles de refrigeración a los supermercados y almacenes de cadena de venta al por menor de alimentos sensibles a la temperatura en la ciudad de Bucaramanga. Además, la refrigeración con CO₂ es un área en desarrollo, por este motivo, este proyecto también va dirigido a investigadores y profesionales que buscan contribuir al desarrollo de nuevas tecnologías que permitan optimizar el funcionamiento de este tipo de sistemas de refrigeración usando refrigerantes naturales.

3.3 Propiedades del CO₂

En primer lugar, es esencial conocer las características del refrigerante empleado en este proyecto de investigación. La caracterización del refrigerante no solo facilita asegurar la eficiencia energética y la seguridad operativa, sino también cumplir con las regulaciones ambientales pertinentes. En la tabla 2 se resumen las propiedades del R744.

Tabla 2*Propiedades del Refrigerante R744*

Refrigerante	R744
Fórmula química	CO ₂
Peso molecular [g/mol]	44,01
Punto de ebullición a presión atmosférica [°C]	-78,5
Presión crítica [MPa]	7,38
Temperatura crítica [°C]	31,04
Calor latente de vaporización a 0°C [kJ/kg]	573
Índice ODP	0
Índice GWP	1
Clasificación de inflamabilidad	A1 – No inflamable

Nota. Adaptado de *CO₂ as a Refrigerant – Properties of R-744*, por COPELAND, 2024, <https://e360blog.copeland.com/co2-as-a-refrigerant-properties-of-r-744/>

3.4 Descripción de las Configuraciones en Estudio

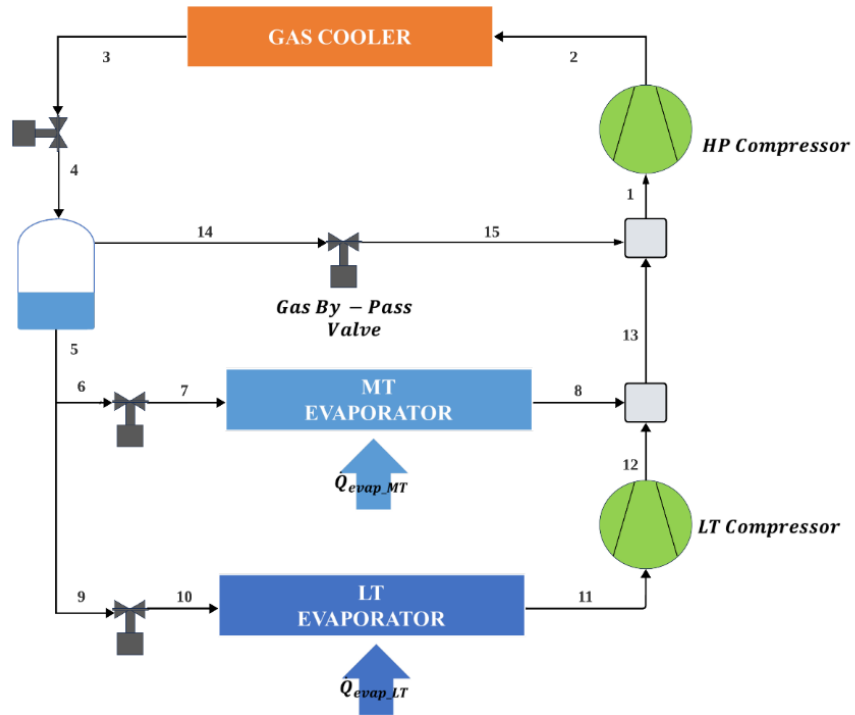
En esta sección se realizó la descripción de cada una de las configuraciones tipo booster con CO₂ que se evaluaron en esta investigación. El objetivo es comprender en detalle los componentes, estructuras y esquemas de los modelos a evaluar, con el fin de identificar las diferencias entre ellos y obtener una visión específica de sus características distintivas. Esta descripción detallada sienta las bases para un análisis riguroso del rendimiento y la viabilidad de cada configuración en el contexto de la refrigeración sostenible.

3.4.1 Sistema Booster Convencional

En la figura 8 se observa el diagrama esquemático de la configuración booster convencional evaluada en esta investigación. En el esquema se contemplan los siguientes elementos: gas cooler, separador de líquido, evaporador de baja y media temperatura, compresor de baja y de alta presión y juego de válvulas de expansión.

Figura 8

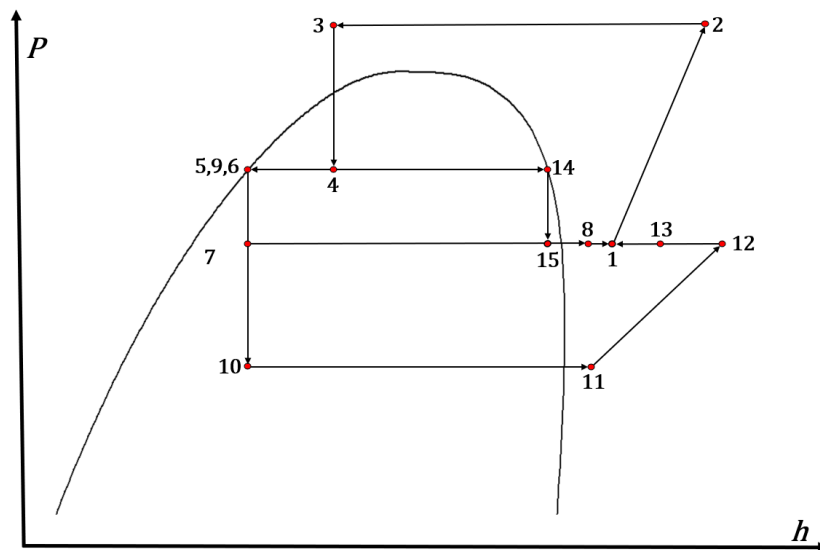
Diagrama Esquemático del Sistema Booster Convencional



En la figura 9 se presenta el diagrama de Mollier para esta configuración:

Figura 9

Diagrama Presión vs Entalpía Sistema Booster Convencional



El funcionamiento del ciclo de refrigeración comienza con la compresión del refrigerante en estado gaseoso por el compresor de alta temperatura (1). Este proceso eleva la temperatura del refrigerante hasta alcanzar un estado supercrítico (2), debido a la alta temperatura y presión a la salida del compresor. Luego, el refrigerante pasa por el gas cooler, donde cede calor al ambiente y se somete a una expansión controlada (3). Sin embargo, debido a las propiedades termodinámicas del CO₂, el refrigerante sale de la válvula de expansión con una calidad considerable (4), lo que afecta su eficacia en la absorción de calor. Para solucionar esto, el refrigerante se dirige a un tanque separador de líquido, donde la parte gaseosa es redirigida al compresor de alta temperatura y el refrigerante líquido saturado continúa su proceso de expansión (5).

El refrigerante entra a un punto bifurcación, parte de él se dirige hacia el evaporador de media temperatura (6) y el resto hacia el evaporador de baja temperatura (9). En ambos evaporadores, el refrigerante experimenta una nueva expansión controlada (7 y 10), reduciendo su presión y temperatura. Aquí, los intercambiadores de calor permiten que el refrigerante absorba el calor de la carga térmica a refrigerar, pasando a un estado gaseoso. Al salir del evaporador de baja temperatura (11), el refrigerante está a una presión diferente al resto del sistema (8), por lo que se dirige al compresor de baja, donde se comprime para igualar la presión del evaporador de media temperatura. Es en este punto donde ocurre la mezcla del refrigerante (13), antes de repetir el ciclo nuevamente. Esta secuencia de operaciones garantiza un flujo continuo y eficiente de calor, permitiendo el funcionamiento óptimo del sistema de refrigeración booster convencional con dos evaporadores.

3.4.2 Sistema Booster con Compresión Paralela

En la Figura 10 se presenta el diagrama esquemático de la configuración booster con compresión paralela y, en la Figura 11, su respectivo diagrama de Mollier, objeto de estudio en

esta investigación. En contraste con la configuración previa, este diseño incorpora un segundo compresor de alta, lo que permite establecer un sistema de compresión en paralelo. El funcionamiento es análogo al anterior; sin embargo, la distinción fundamental radica en que el refrigerante en estado gaseoso, proveniente del separador de líquidos (14), se introduce directamente en el segundo compresor de alta. Este proceso eleva tanto su temperatura como su presión hasta alcanzar condiciones supercríticas.

Figura 10

Diagrama Esquemático del Sistema Booster Paralelo

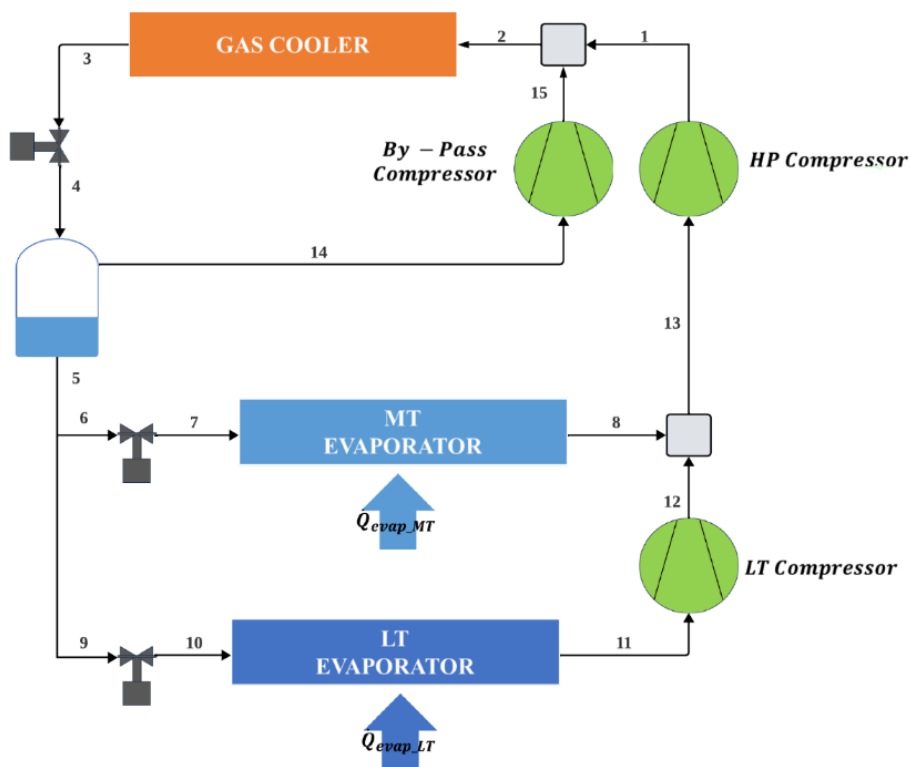
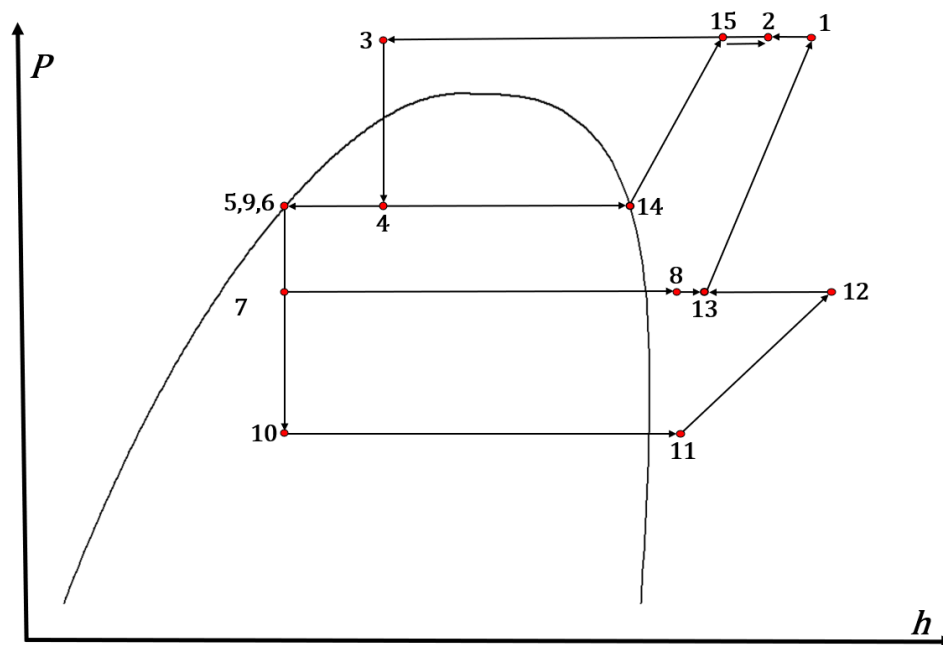


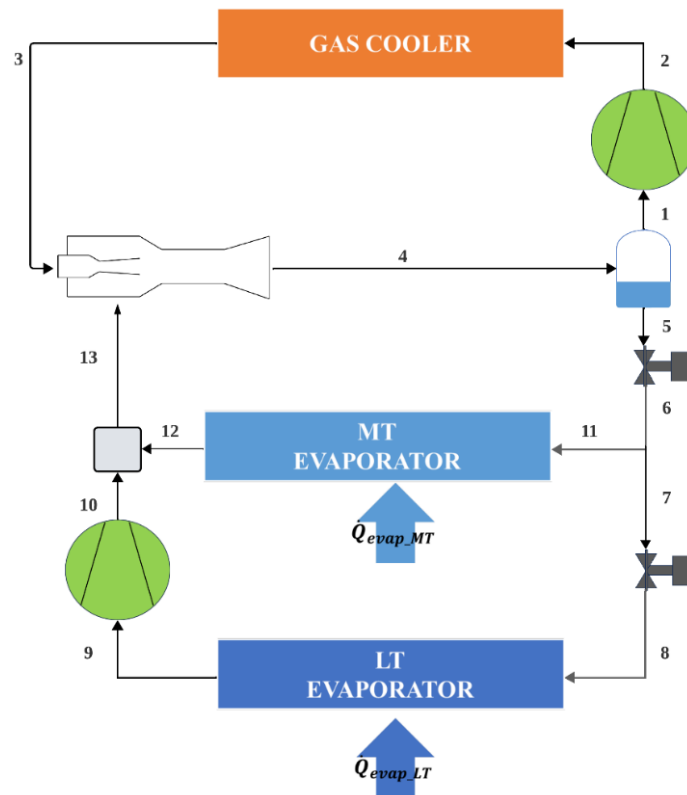
Figura 11

Diagrama Presión vs Entalpía del Sistema Booster Paralelo



3.4.3 Sistema Booster con Eyector

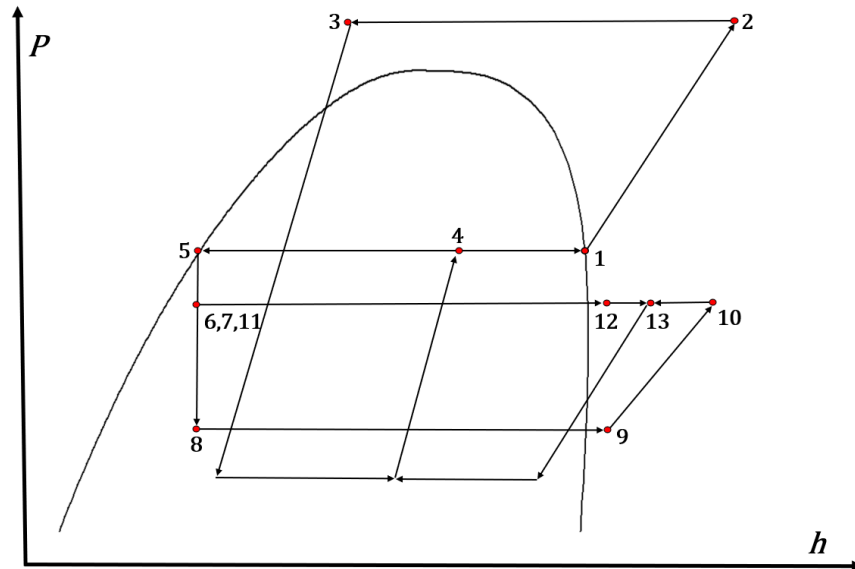
La Figura 12 exhibe el diagrama esquemático de la configuración booster con eyector, objeto de estudio en esta investigación tal como se detalló en secciones previas. Aunque comparte similitudes con las configuraciones anteriores en la mayoría de sus elementos, se distingue por la inclusión del dispositivo mecánico conocido como eyector.

Figura 12*Diagrama Esquemático del Sistema Booster con Eyector*

El principio de funcionamiento de esta configuración experimenta una leve modificación en comparación con las anteriores (Ver figura 13). En este caso, el eyector recibe refrigerante a alta temperatura y presión a través de una de sus boquillas (3). Una vez dentro, el refrigerante entra en una tobera divergente donde aumenta su velocidad y se expande, lo que conlleva a una disminución abrupta de su presión. Esta acción genera un efecto de succión sobre el refrigerante que se encuentra en las condiciones de saturación del evaporador de media temperatura (13). Como resultado, se produce una mezcla en la cámara de mezclado del eyector, donde, gracias al balance de energía y masa, el refrigerante sale a una presión intermedia en comparación con las condiciones de entrada en 3 y 15.

Figura 13

Diagrama Presión vs Entalpía del Sistema Booster con Ejector



Es importante destacar que este proceso inicial no requiere de energía externa, como la proporcionada por un compresor. Posteriormente, el refrigerante sale en condiciones de saturación con calidad en el estado 4, ingresando al separador de líquido para repetir nuevamente el ciclo de refrigeración.

3.5 Consideraciones y Condiciones de Operación

En este apartado se exponen las consideraciones y condiciones de operación de las configuraciones a analizar en este proyecto. A continuación, se enuncian las consideraciones y aproximaciones realizadas para el análisis de las configuraciones seleccionadas, con el objetivo de facilitar la obtención de los resultados sin afectar en gran medida la precisión:

- El sistema opera en condiciones de flujo y régimen estacionario.
- El proceso de expansión en las válvulas de expansión es isoentálpico.
- Las propiedades del fluido son constantes en la sección transversal (flujo unidimensional).

- Las caídas de presión en tuberías, condensador y evaporador son despreciables.
- Los efectos de la energía cinética y potencial del fluido a través de los componentes del sistema son insignificantes, al igual que las pérdidas de energía por fricción.
- Se consideran intercambiadores de calor con eficiencia unitaria.
- Las velocidades del flujo de refrigerante son insignificantes a la entrada y salida del eyector.
- Los componentes del sistema se encuentran bien aislados del ambiente exterior (procesos adiabáticos), a excepción del gas cooler y los evaporadores.
- El consumo de energía de los ventiladores, luces y otros dispositivos eléctricos de los evaporadores de media y baja temperatura, incluido el sistema de descongelación, se configuró en 11 [kW], mientras que el consumo de energía del ventilador del condensador/enfriador de gas se estableció en 4 [kW] (Amaris et al., 2019).
- La presión del separador es controlada por la válvula situada después del gas cooler y se establece en 3500 [kPa] (Tsamos et al., 2017). Aplica solo para el sistema booster convencional y paralelo.

Para realizar la comparación entre las configuraciones seleccionadas, se establecieron los siguientes parámetros de entrada (Ver tabla 3):

Tabla 3*Parámetros de Entrada de la Simulación*

Parámetro	Símbolo	Valor
Potencia frigorífica del evaporador de media temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(MT)}$	80 kW
Potencia frigorífica del evaporador de baja temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(LT)}$	20 kW
Temperatura media[°C]	T_{MT}	0 °C
Temperatura baja [°C]	T_{LT}	-30 °C
Sobrecalentamiento [°C]	SH	7°C

3.6 Condiciones de Salida del Gas Cooler/Condensador

Tsamis et al. (2017) desarrolló un modelo matemático a partir de pruebas experimentales para determinar la presión y temperatura a la salida del gas cooler o condensador en función de la temperatura del medio circundante. El modelo se muestra resumido en las tablas 4 y 5.

Tabla 4*Temperatura del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador*

Rango de temperaturas	Temperatura de salida del gas cooler[°C]
a) $T_{amb} < 0^{\circ}C$	$T_{Cond(out)} = 8^{\circ}C$
b) $0^{\circ}C \leq T_{amb} < 10^{\circ}C$	$T_{Cond(out)} = T_{amb} + \Delta T_{app}$
c) $10^{\circ}C \leq T_{amb} < 26,8^{\circ}C$	$T_{Cond(out)} = (-0,0144(T_{amb})^2) + (1,1264 T_{amb}) + 9,8272$
d) $T_{amb} \geq 26,8^{\circ}C$	$T_{Cond(out)} = T_{amb} + \Delta T_{app}''$

Nota: Adaptado de *Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates*, por Tsamis, et al., 2017, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>

Tabla 5*Presión del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador*

Rango de temperaturas		Presión de salida del gas cooler [bar]
a)	$T_{amb} < 0^{\circ}C$	$P_{Cond(out)} = P_{sat}(R744; T_{Cond(out)})$
b)	$0^{\circ}C \leq T_{amb} < 10^{\circ}C$	$P_{Cond(out)} = P_{sat}(R744; T_{Cond(out)})$
c)	$10^{\circ}C \leq T_{amb} < 26,8^{\circ}C$	$P_{Cond(out)} = 0,0522(T_{Cond(out)})^2 - 1,0178 T_{Cond(out)} + 60,798$
d)	$T_{amb} \geq 26,8^{\circ}C$	$P_{Cond(out)} = (2,3426 T_{Cond(out)}) + 11,541$

Nota: Adaptado de *Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates*, por Tsamos, et al., 2017, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>

Donde T_{amb} es la temperatura del ambiente donde se encuentra la instalación; $P_{Cond(out)}$ y $T_{Cond(out)}$ son la presión y temperatura a la salida del refrigerante, respectivamente; ΔT_{app} es la diferencia entre la temperatura del refrigerante a la salida del condensador y la temperatura del ambiente; P_{sat} es la presión de saturación.

ΔT_{app} depende del diseño y estado del condensador. Para efectos prácticos, los valores de ΔT_{app} y $\Delta T_{app}''$ se establecieron en 10°C y 3°, respectivamente (Tsamos et al., 2017).

3.7 Balances de Energía y Masa

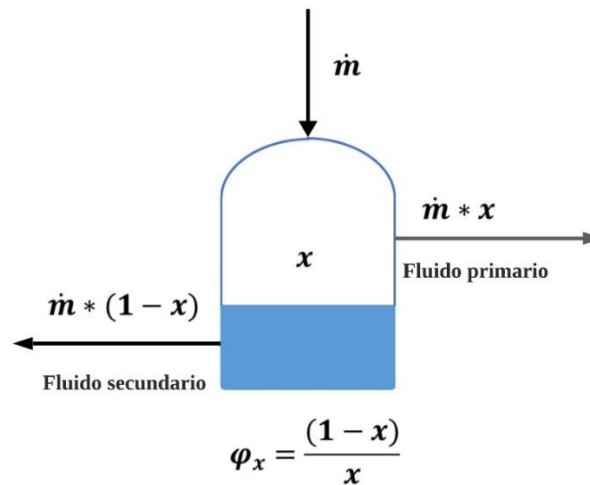
En este apartado, se declaran las ecuaciones empleadas para el análisis de los ciclos termodinámicos a partir de los balances de energía y masa (Primera Ley de la Termodinámica) en cada uno de los componentes que integran los sistemas de refrigeración, tal como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6*Balace de Energía y Masa en los Componentes Básicos del Sistema de Refrigeración*

Componente	Balace de masa	Balace de energía	N°
Compresor	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	(1)
Gas Cooler	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$	(2)
Evaporador	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	(3)
Válvula de expansión	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$h_{in} = h_{out}$	(4)
Cámara de mezclado	$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)_{in} = (\dot{m}_3)_{out}$	$(\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2)_{in} = (\dot{m}_3 h_3)_{out}$	(5)

Donde los subíndices “in” y “out” representan la entrada y salida del componente respectivamente; \dot{m} es el flujo másico del refrigerante; h es la entalpía específica del refrigerante; \dot{Q}_{Evap} es el flujo de calor extraído del espacio a refrigerar y \dot{Q}_{GC} es el flujo de calor expulsado al medio circundante.

Como se observa en la figura 14, al separador de líquido entra un flujo másico de refrigerante (\dot{m}_{Total}) con una calidad (x) determinada después de pasar por la primera válvula de expansión. La fase líquida continúa expandiéndose hacia los evaporadores, mientras que la fase gaseosa es succionada por el compresor de alta o el compresor de “By-pass”. El flujo másico en fase gaseosa se denomina fluido primario (\dot{m}_{pri}), mientras que el flujo másico en fase líquida se denomina fluido secundario (\dot{m}_{sec}).

Figura 14*Separador de Líquido*

$$\dot{m}_{Total} = \dot{m}_{pri} + \dot{m}_{sec} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{pri} = x * \dot{m}_{Total} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{sec} = \dot{m}_{Total} (1 - x) \quad (8)$$

Aplicando primera ley de la termodinámica, realizando el balance de energía sobre todo el sistema de refrigeración, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{W}_{Comp(LT)} + \dot{W}_{Comp(MT)} + \dot{Q}_{Evap(LT)} + \dot{Q}_{Evap(MT)} \quad (9)$$

El coeficiente de rendimiento (COP) es la medida estándar de la eficiencia de un ciclo termodinámico. Para los ciclos analizados, el COP se expresa como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap(LT)} + \dot{Q}_{Evap(MT)}}{\dot{W}_{Comp(LT)} + \dot{W}_{Comp(MT)}} \quad (10)$$

La relación de presión se define como la razón entre la presión de descarga (P_{des}) y la presión de succión (P_{suc}) del compresor y se expresa como:

$$RP = \frac{P_{des}}{P_{suc}} \quad (11)$$

Tsamos et al. (2017) utilizó la Ecuación 12 en su investigación para determinar la eficiencia isentrópica de un compresor que utiliza R744 como refrigerante:

$$\eta_{comp,R744} = 0,00476RP^2 - 0,09238RP + 0,89810 \quad (12)$$

3.8 Modelo Matemático del Eyector

En este apartado se describe el modelo matemático desarrollado para la simulación del efecto del eyector al implementarlo en el ciclo de refrigeración tipo booster. Para el desarrollo de la simulación, se siguió el modelo presentado por Köhler et al. (2007). En este modelo se representa al eyector como una “caja negra”, es decir, Luego de definir las propiedades de los flujos a la entrada del eyector, el modelo proporciona como resultado unos parámetros de salida, sin profundizar en los detalles de los procesos internos que ocurren dentro del eyector. Elbel y Hrnjak (2008) expresan la eficiencia total del eyector ($\eta_{Eyector}$) definida por Kohler como la relación entre el trabajo de expansión efectivo recuperado (\dot{W}_{rec}) y el trabajo de expansión máximo recuperable ($\dot{W}_{rec(max)}$).

$$\eta_{Eyector} = \frac{\dot{W}_{rec}}{\dot{W}_{rec(max)}} = \varphi \frac{h(P_{diff(out)}, S_{sec(in)}) - h_{sec(in)}}{h_{pri(in)} - h(P_{diff(out)}, S_{pri(in)})} \quad (13)$$

$$\varphi = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_{pri}} \quad (14)$$

Donde $h(P_{diff(out)}, S_{sec(in)})$ es la entalpía específica para un cambio de estado isentrópico supuesto desde la condición de entrada del fluido secundario hasta la presión de salida del eyector; $h(P_{diff(out)}, S_{pri(in)})$ es la entalpía específica para un cambio de estado isentrópico supuesto

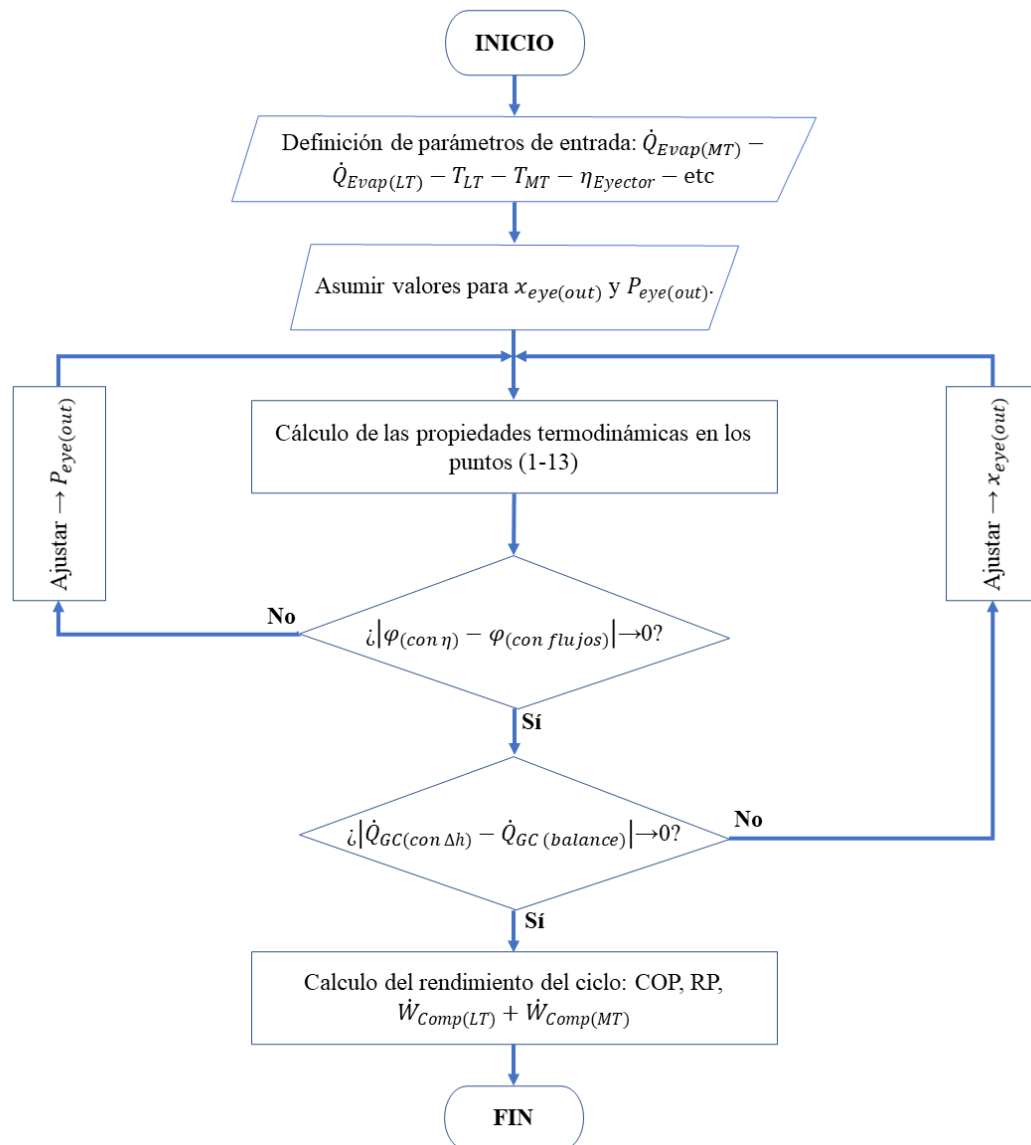
desde la condición de entrada del fluido primario hasta la presión de salida del eyector; $h_{sec(in)}$ es la entalpía específica a la entrada del fluido secundario; $h_{pri(in)}$ es la entalpía específica a la entrada del fluido primario y φ es el “entrainment ratio” conocido como la relación entre el fluido primario y el fluido secundario que circulan por el eyector.

Gutiérrez (2021) expresa que la eficiencia se puede entender como la relación entre la energía aprovechada y la energía disponible. En el caso del eyector se define como el trabajo real recuperado debido a la acción del fluido primario, con relación al trabajo máximo que el eyector sería capaz de recuperar. Fang Liu (2014) realizó una recopilación de estudios experimentales y teóricos acerca de la eficiencia del eyector en un ciclo de refrigeración. La recopilación indica que el valor de la eficiencia del eyector puede oscilar entre 15% y 34% en climas cálidos, dependiendo de la geometría del eyector. En este proyecto de grado, el valor de la eficiencia del eyector se asume como 30%.

El modelo presentado por Köhler et al. (2007) fue adaptado a los requerimientos del presente proyecto. Para la correcta simulación del ciclo de refrigeración tipo booster con eyector, el modelo desarrollado realiza la iteración de la presión ($P_{eye(out)}$) y calidad ($x_{eye(out)}$) del fluido refrigerante a la salida del eyector hasta que se cumplan 2 condiciones. La primera condición es reducir a 0 la diferencia entre el entrainment ratio calculado con la ecuación de la eficiencia del eyector (Ecuación 12) y el calculado con la relación entre el flujo secundario y primario (Ecuación 13). El segundo criterio de convergencia consiste en reducir a 0 la diferencia entre el calor extraído del gas cooler calculado con la diferencia de entalpías (Ecuación 2) y el calculado con el balance total del sistema (Ecuación 9). En ese orden de ideas, el diagrama de flujo del modelo matemático desarrollado en este proyecto de grado se expone en la figura 15.

Figura 15

Diagrama de Flujo del Modelo Matemático para Ciclo Booster con Ejector



3.9 Estimación del Impacto Ambiental

Calculadas las estimaciones del consumo energético y la masa total de refrigerante durante el periodo de operación definido, se procedió a estimar el valor del parámetro TEWI. Como se mencionó en el apartado 2.1.6, este factor evalúa la contribución total al calentamiento atmosférico

generada por el sistema de refrigeración durante un periodo determinado. Este concepto abarca tanto las emisiones directas de refrigerantes a la atmósfera como las emisiones indirectas de CO₂ (dióxido de carbono) derivadas de la producción de energía necesaria para el funcionamiento del sistema. Tsamos et al. (2017) llevaron a cabo una investigación para estimar este indicador en relación con las configuraciones booster que analizaron. Para ello, utilizaron la siguiente expresión matemática para calcular el TEWI:

$$TEWI = [PCA * L * n] + [PCA * m * (1 - \alpha_{recuperación})] + [n * E_{anual} * \beta] \quad (15)$$

Donde “PCA” es el potencial de calentamiento global del refrigerante; “L” es la previsión de índice de fugas en kilogramos por año; “n” es el tiempo de operación del sistema, en años; “m” es la carga de refrigerante, en kilogramos; $\alpha_{recuperación}$ es el índice de gas recuperado del aislamiento al final de la vida útil, de 0 a 1; E_{anual} es el consumo de energía, en kilovatios-hora al año; β es el factor de emisión, que expresa la cantidad de CO₂ producido por la generación de 1 [kWh] de energía final disponible en el punto de consumo.

El parámetro L dispone de una ecuación independiente para estimar su valor, la cual se describe a continuación:

$$L = 0,4 * m^{2/3} \quad (16)$$

Es importante destacar que la Ecuación 16 engloba tanto las emisiones directas como las indirectas. Para clarificar qué expresión corresponde a cada tipo de emisión, se presenta la siguiente tabla:

Tabla 7*Expresiones para el Cálculo del TEWI y su Tipo de Emisión*

Expresión matemática	Tipo de emisión	N°
$[PCL * L * n]$	Directo	(17)
$[PCA * m * (1 - \alpha_{recuperación})]$	Directo	(18)
$[n * E_{anual} * \beta]$	Indirecto	(19)

Por otra parte, el factor β fue obtenido de la página web de XM. Este ente es el operador del Sistema Interconectado y el administrador del Mercado de Energía Mayorista de Colombia. En su página web se muestra un estudio realizado en Colombia donde evaluó la cantidad de dióxido de carbono que generó la producción de la energía eléctrica consumida en el país en el año 2022. El valor β muestra la contribución globalizada de todas las fuentes de generación de energía del país.

$$\beta = 0,112378 \left[\frac{kgCO_2}{kWh} \right] \quad (20)$$

El factor de fugas considerado en esta investigación fue de 0,95 (Valor recomendado por RSIF para los sistemas de refrigeración) y la masa de refrigerante en el sistema se consideró como 1,2 [kg/kW de enfriamiento], valor recomendado en la investigación realizada por Tsamos et al. (2017).

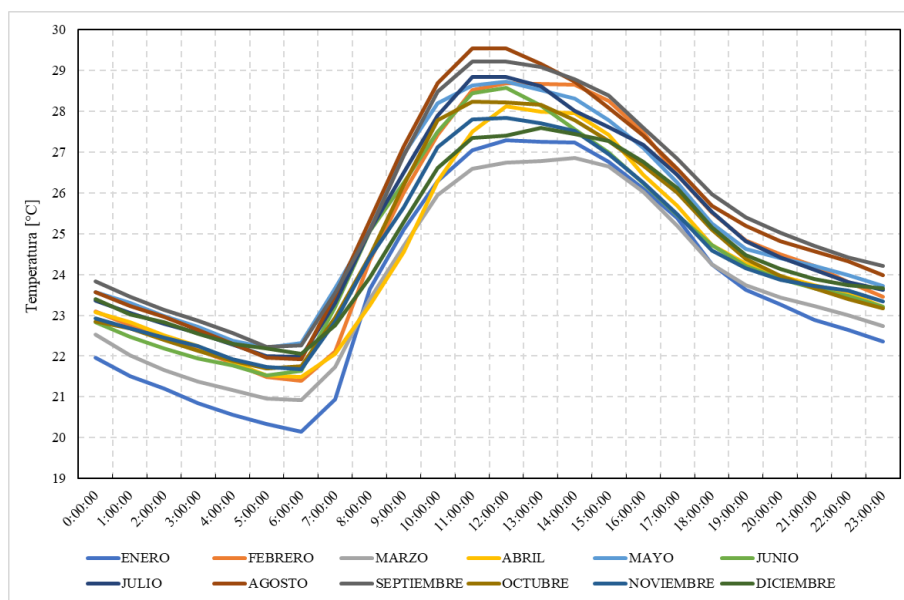
3.10 Temperatura Ambiente de la Ciudad de Bucaramanga

Esta etapa del proyecto consistió en el análisis del comportamiento de la temperatura en la ciudad de Bucaramanga a lo largo de las 24 horas del día, abarcando cada mes del año. Para ello, se utilizó la estación meteorológica situada en la Universidad Industrial de Santander, de donde se extrajeron datos sobre la temperatura del bulbo seco y la humedad absoluta recopilados a lo largo

de 2023. Las mediciones, realizadas cada 10 minutos, abarcaron desde el 1 de enero hasta el 31 de diciembre de dicho año, lo que proporcionó una muestra completa para analizar y caracterizar el comportamiento térmico de la ciudad. La Figura 16 muestra el perfil de temperatura promedio de Bucaramanga a lo largo de las 24 horas del día de cada mes durante 2023.

Figura 16

Perfil de Temperatura de la Ciudad de Bucaramanga



4. Resultados y Discusión

4.1 Validación del Modelo del Ciclo Booster Convencional

Para demostrar la validez del modelo del ciclo booster desarrollado en este proyecto de grado, se simuló dicho ciclo bajo las mismas condiciones de operación expuestas por Amaris et al. (2019) en sus investigaciones, expresadas en la tabla 8.

Tabla 8*Condiciones de Operación del Ciclo Booster Convencional para Validación del Modelo*

Parámetro	Símbolo	Valor
Temperatura a la salida del gas cooler/Condensador [°C]	T_{GC}	Ver sección 3.9
Presión a la salida del gas cooler/Condensador [kPa]	P_{GC}	Ver sección 3.9
Potencia frigorífica del evaporador de media temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(MT)}$	120,25 kW
Potencia frigorífica del evaporador de baja temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(LT)}$	25,5 kW
Temperatura media [°C]	T_{MT}	-10 °C
Temperatura baja [°C]	T_{LT}	-32 °C
Presión en el separador de líquido [kPa]	P_i	3500[kPa]
Sobrecalentamiento [°C]	SH	7°C

Nota. Adaptado de *Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. Energy Procedia*, 161, 259–267, por Amaris, C., Tsamos, K. M., & Tassou, S. A., 2019, <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.090>

En su simulación, Amaris et al. (2019) contemplaron el consumo de energía de los ventiladores, luces y otros dispositivos eléctricos del condensador y de los evaporadores de media y baja temperatura, incluido el sistema de descongelación. En las figuras 17 y 18 se presenta una comparación entre los resultados obtenidos en la simulación con el modelo desarrollado en el presente trabajo, y los resultados obtenidos por Amaris et al. (2019). El COP y el consumo total de energía (\dot{W}_{total}) fueron los parámetros analizados en este estudio comparativo.

Figura 17

Desviación del COP del Modelo Booster con Respecto a la Literatura

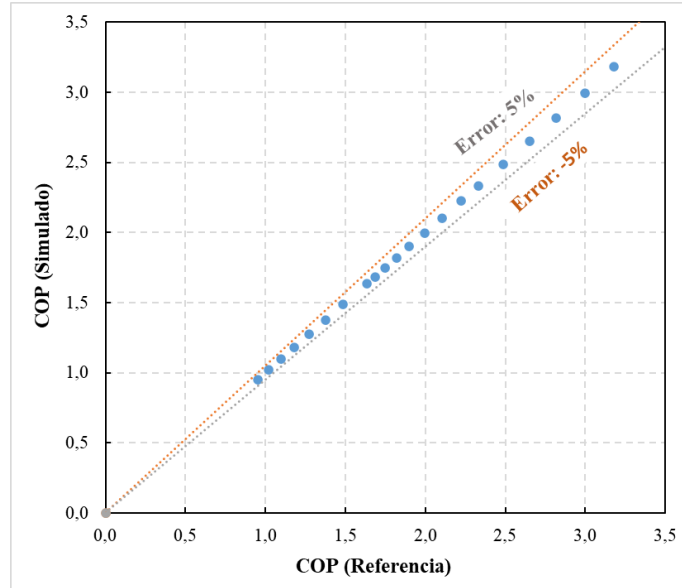
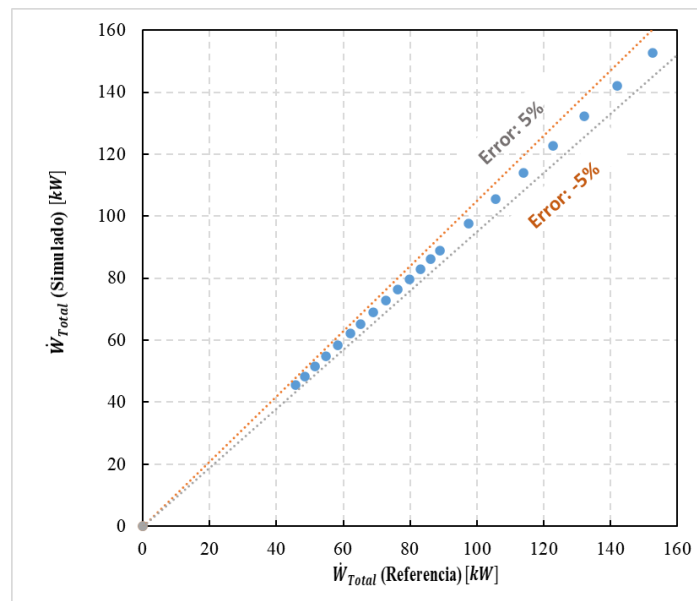


Figura 18

Desviación del Consumo Total (\dot{W}_{Total}) del Modelo del Ciclo Booster con Respecto a la Literatura

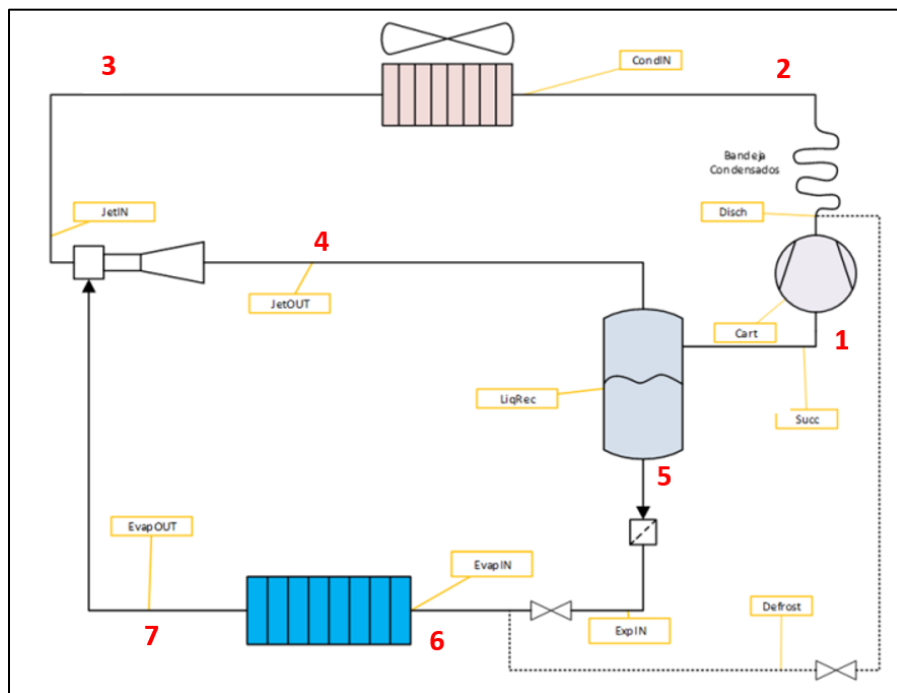


4.2 Validación del Modelo del Eyector

Para demostrar la validez del modelo del eyector desarrollado en este proyecto de grado, se simuló el ciclo de refrigeración con eyector presentado por Gutiérrez (2021) (Ver figura 19), bajo las mismas condiciones de operación expuestas en su investigación, expresadas en la tabla 9. La tabla 10 y 11 muestra la comparativa entre los resultados obtenidos por Gutiérrez (2021) y los resultados obtenidos con el modelo del eyector desarrollado en esta investigación. La comparativa revela que los porcentajes de error del modelo propuesto son inferiores al 1% con respecto al modelo presentado por Gutiérrez (2021).

Figura 19

Esquema del Ciclo de Refrigeración con Eyector de la Literatura



Nota. Adaptado de *ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN*, por Gutiérrez, M., 2021, <http://hdl.handle.net/10251/175282>

Tabla 9*Condiciones de Operación del Ciclo de Refrigeración con Eyector de Referencia*

Parámetro	Valor
\dot{Q}_{Evap}	162 kW
T_{Cond}	40 °C
T_{Evap}	-20 °C
$\eta_{Eyector}$	0,15
SC	5 °C
SH	20 °C

Nota. Adaptado de *ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE EYECTORES EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN*, por Gutiérrez, M., 2021, <http://hdl.handle.net/10251/175282>

Tabla 10

Desviación del Cálculo de las Propiedades Termodinámicas de los Estados del Ciclo con Eyector de Referencia

Estado	Presión [kPa]			Entalpía [kJ/kg]		
	Simulado	Literatura	desviación [%]	Simulado	Literatura	Desviación [%]
1	263,40	263,00	0,1521	554,40	554,55	0,0270
2	1369,00	1369,00	0,0000	631,80	632,15	0,0554
3	1369,00	1369,00	0,0000	293,40	292,79	0,2083
4	263,40	263,00	0,1521	403,60	403,39	0,0521
5	263,40	263,00	0,1521	156,10	156,28	0,1152
6	244,50	245,00	0,2041	156,10	156,28	0,1152
7	244,50	245,00	0,2041	584,40	584,24	0,0274

Tabla 11*Desviación del Rendimiento del Ciclo con Eyector de Referencia*

Parámetro	Simulado	Literatura	desviación [%]
COP	3,369	3,37	0,0297
\dot{W}_{comp} [kW]	48,14	48,15	0,0208
\dot{Q}_{cond} [kW]	210,30	210,57	0,1282

4.3 Evaluación del Rendimiento de las Configuraciones en Función de la Temperatura Ambiente

En esta etapa del proyecto de investigación se realizó la simulación del rendimiento de cada configuración a diferentes valores de temperatura ambiente, esto con el objetivo de caracterizar el rendimiento de cada sistema. En las figuras 20 y 21 se evidencia comportamiento de la potencia total requerida y del COP en función de la temperatura ambiente para cada configuración.

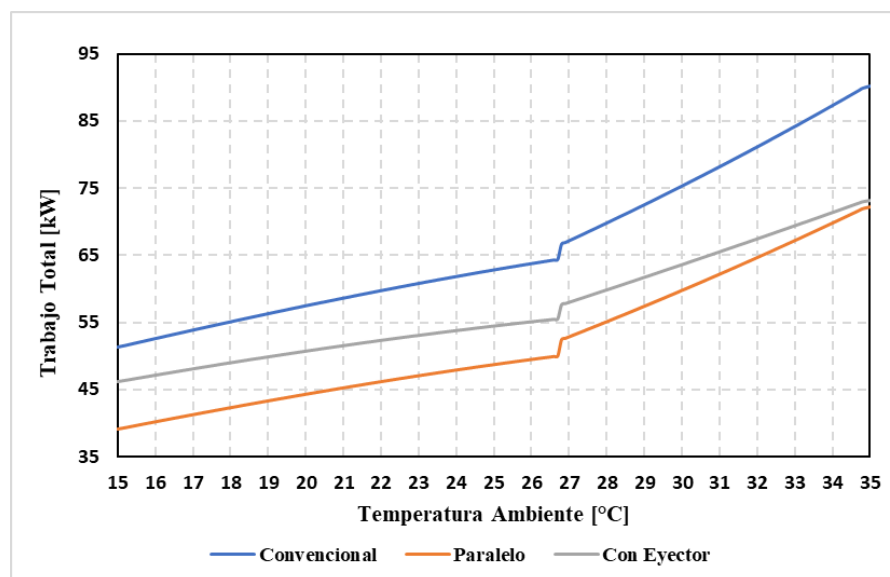
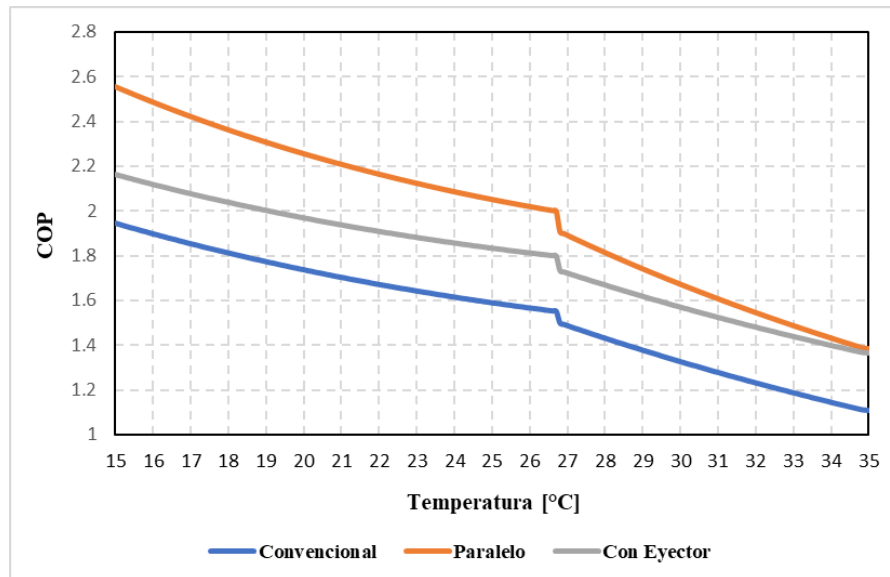
Figura 20*Trabajo Total de cada Configuración vs Temperatura Ambiente*

Figura 21

Coeficiente de Desempeño de cada Sistema vs Temperatura Ambiente



En la figura 20 se observa que el consumo de cada configuración incrementa a medida que la temperatura ambiente aumenta. Por otra parte, en la figura 21 se evidencia que el COP disminuye a medida que la temperatura ambiente aumenta.

El sistema booster convencional presenta un mayor consumo energético y menor COP que el booster paralelo y sistema con eyector. Este comportamiento concuerda con la teoría, dado que en el sistema booster convencional el compresor de alta presión es el encargado de suministrar todo el flujo másico requerido por el sistema, mientras que en el sistema booster paralelo el compresor “by pass” asiste al compresor de alta presión en esta tarea. Analizando la Ecuación 1, un mayor flujo másico en el compresor se traduce en un mayor trabajo requerido. Por otra parte, en el sistema booster con eyector, este dispositivo disminuye la relación de presión (RP) en el compresor de alta presión y en consecuencia se aumenta la eficiencia isoentrópica de este, disminuyendo la potencia requerida por el sistema. En este estudio donde se mantienen fijas las

capacidades de los evaporadores, el COP presenta un comportamiento inversamente proporcional al consumo total del sistema.

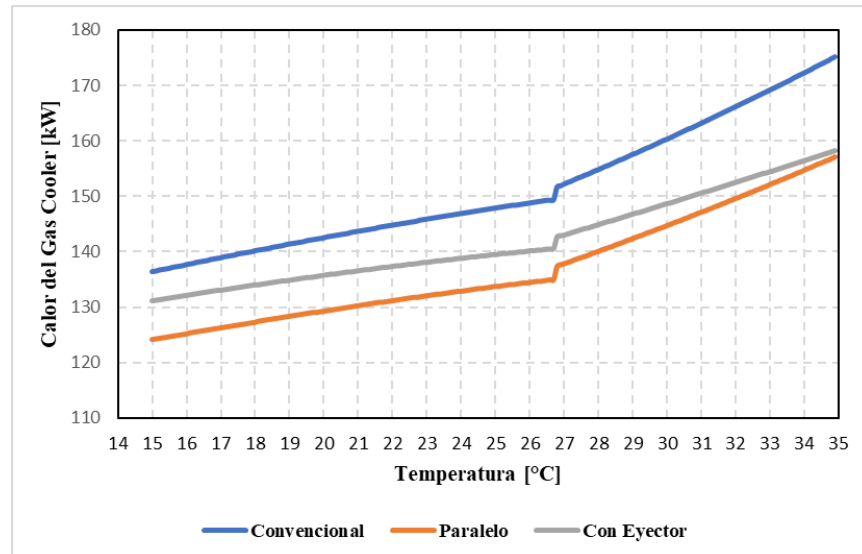
Se evidencia en todas las figuras que después de los 26,8 °C las curvas presentan un “salto”, esto se debe a que a partir de esta temperatura los sistemas funcionan en régimen transcrito y, por lo tanto, cambia la ecuación que modela el comportamiento del refrigerante R744 en el gas cooler, tal como se observa en las tablas 4 y 5 del apartado 3.9.

Asimismo, se observa que la tasa de decrecimiento del COP en el sistema con eyector es menor con respecto al booster paralelo, es decir, el COP del booster paralelo decrece más rápido que el COP del sistema con eyector a medida que aumenta la temperatura ambiente. Esto se debe a que en el sistema booster paralelo, la presión a la salida del compresor de alta presión se incrementa significativamente a medida que aumenta la temperatura ambiente y, en consecuencia, se incrementa el trabajo realizado por el compresor debido al aumento del RP, sobre todo cuando el sistema opera en régimen transcrito. Por otra parte, el eyector compensa este incremento en la presión de salida del compresor, aumentando la presión en el separador de líquido y en consecuencia la presión de succión, por lo tanto, el incremento del RP a medida que aumenta la temperatura ambiente se da en una menor proporción en comparación con el sistema booster paralelo.

En la figura 22 se muestra el comportamiento del flujo de calor liberado por el gas cooler por cada configuración en función de la temperatura ambiente. La tendencia del flujo de calor liberado al ambiente es muy similar al comportamiento del trabajo total observado en la figura 20. Esto concuerda con la primera ley de la termodinámica aplicada a los sistemas (Ecuación 9), dado que el flujo de calor liberado por el gas cooler es función únicamente del trabajo en los compresores cuando las capacidades frigoríficas de los evaporadores permanecen fijas.

Figura 22

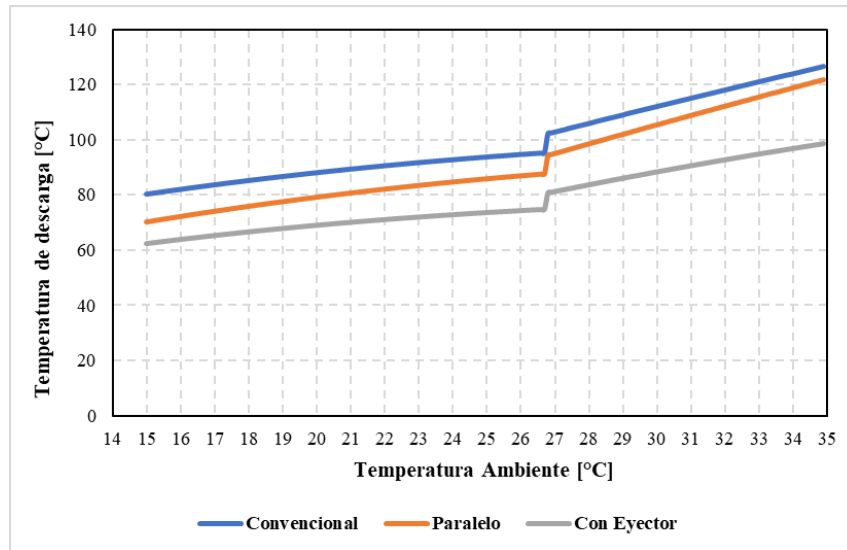
Calor Liberado por el Gas Cooler de cada Configuración en Función de la Temperatura Ambiente



En la figura 23 se expone el comportamiento de la temperatura de descarga del compresor de alta presión de cada sistema en función de la temperatura ambiente. En el sistema con eyector presenta la menor temperatura de descarga del compresor en todas temperaturas evaluadas, esto se debe principalmente a que la eficiencia isoentrópica del compresor es mayor que en las otras configuraciones, debido a que el eyector ayuda a elevar la presión de succión, y, en consecuencia, el RP del compresor disminuye. A su vez, La diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del compresor afecta la temperatura de descarga del refrigerante. Entre mayor sea la diferencia de entalpía, mayor será la temperatura del refrigerante a la descarga del compresor. Como el compresor de alta presión tiene que realizar mayor trabajo en el sistema booster convencional, la diferencia de entalpía es mayor, y, en consecuencia, la temperatura de descarga es la más alta.

Figura 23

Temperatura de Descarga del compresor de cada Sistema en Función de la Temperatura Ambiente

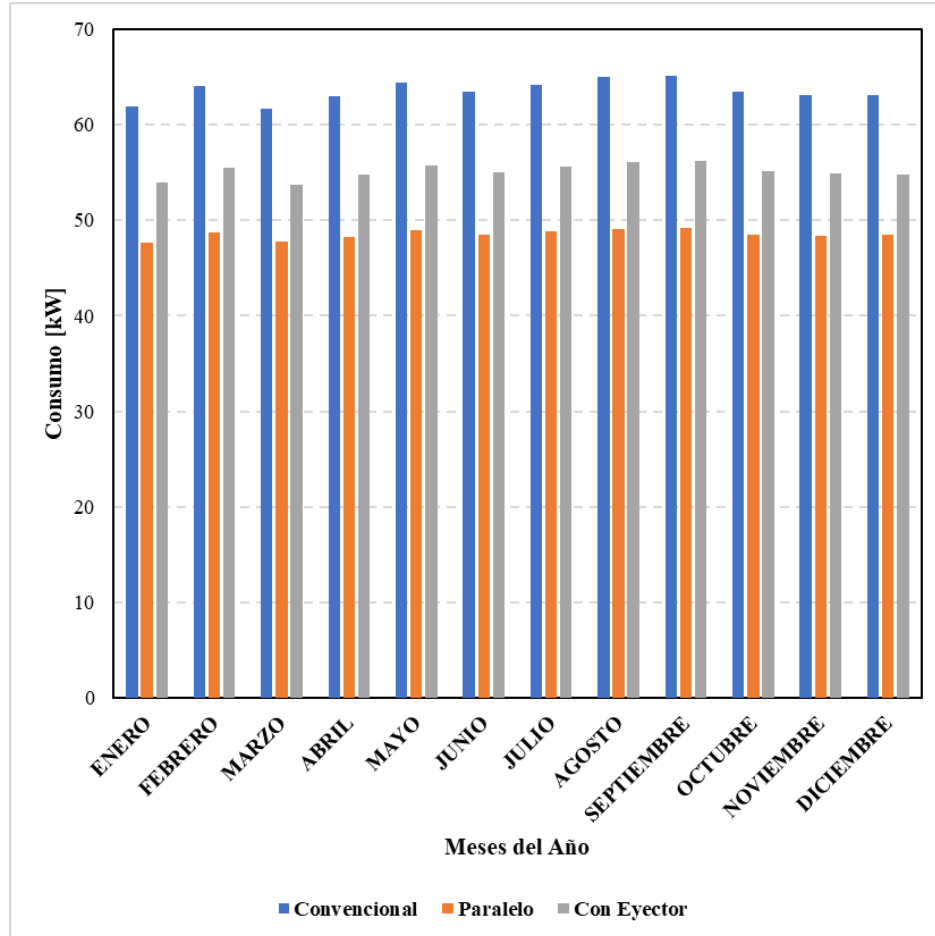


4.4 Evaluación del Rendimiento de las Configuraciones a las Condiciones Ambientales de la Ciudad de Bucaramanga

En este apartado se realizó la evaluación del rendimiento de cada configuración booster bajo las condiciones de la ciudad de Bucaramanga. En la figura 24 se presenta un histograma del consumo mensual, en el cual se evidencia cómo el sistema booster convencional demanda un mayor consumo, seguido del sistema booster con eyector y, por último, el sistema booster paralelo. Aunque la diferencia entre un sistema y otro es claramente distinguible, se puede observar cómo las fluctuaciones en el consumo mes a mes son bastante mínimas, permaneciendo prácticamente constantes a lo largo del tiempo.

Figura 24

Consumo Mensual de las Configuraciones Booster Convencional, Paralela y con Eyector

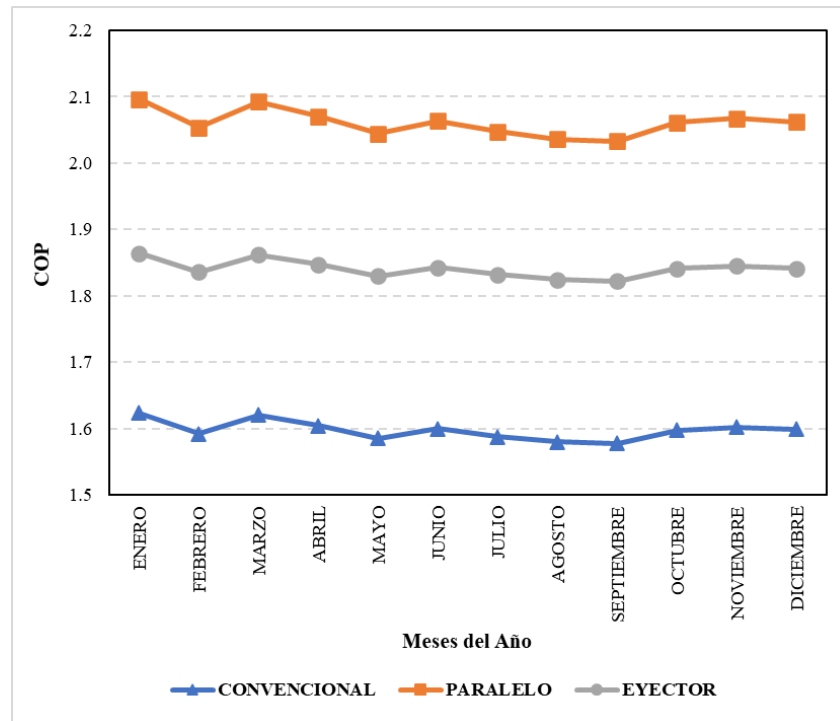


En la figura 25 se expone la variación del coeficiente de rendimiento a lo largo de un año que presenta cada configuración booster analizada. Se puede apreciar como el sistema booster paralelo lidera en términos de desempeño con respecto a las demás configuraciones. Esto se debe a la criticidad que presenta el compresor de alta presión sobre el rendimiento del sistema. En el sistema booster paralelo, el compresor “by-pass” reduce el flujo másico que circula por el compresor de alta presión, y de esta forma se disminuye la potencia requerida por este, sin afectar la capacidad frigorífica del sistema. Aunque el efecto del eyector en el sistema booster permite

reducir el trabajo del compresor principal, esta reducción se logra en una proporción menor a comparación del booster paralelo, debido a la baja eficiencia total que presentan estos dispositivos.

Figura 25

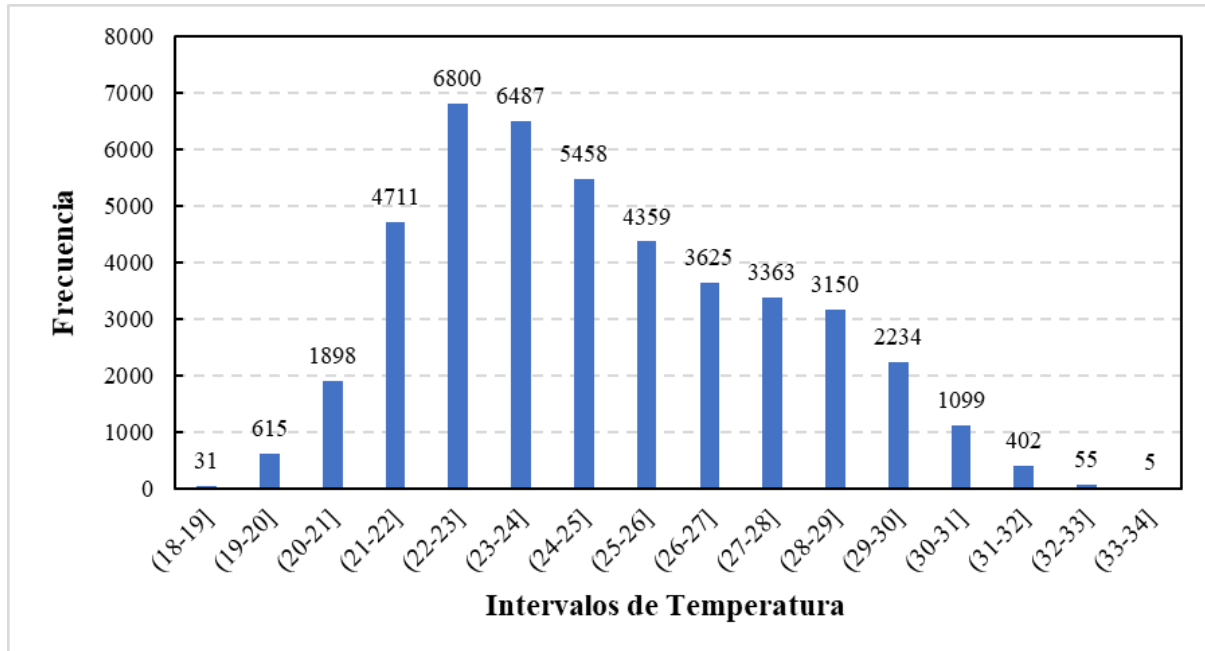
Coeficiente de Desempeño Mensual de cada Configuración



Para el cálculo del consumo energético anual, se consideraron los 44.292 datos de temperatura registrados en la estación meteorológica de la Universidad Industrial de Santander, durante el año 2023. En la figura 25 se muestran los datos clasificados en intervalos de temperatura con un rango de 1 °C, para determinar cómo se distribuyen los datos según el número de datos (frecuencia) de cada intervalo. Por ejemplo, en el intervalo (18-19] se cuenta el número de veces en el que la temperatura de la ciudad de Bucaramanga fue mayor a 18 y menor o igual a 19.

Figura 26

Distribución de las Temperaturas Registradas en Bucaramanga en el Año 2023



Yepes Tuberquia (2024) presenta una metodología práctica para obtener el consumo energético anual. Se simuló la potencia total requerida por cada configuración tomando el valor mayor de cada intervalo de temperatura, luego se multiplica cada valor de potencia por la duración de su respectivo intervalo. Para estimar la duración de cada intervalo, se toma la frecuencia de cada intervalo y se multiplica por el periodo de muestreo, que es el lapso de tiempo que transcurre entre cada medición. El periodo de muestreo se calcula dividiendo el tiempo total del año en minutos (525.600 [minutos/año]) entre el número de datos registrados o tamaño de la muestra (44.292) (Ver tabla 12). Los resultados se presentan en las tablas 13,14 y 15.

Tabla 12*Periodo de Muestreo de las Temperaturas Registradas en Bucaramanga en el Año 2023*

Parámetro	Valor
Horas/Año	8.760
Minutos/Año	525.600
Número de datos registrados	44.292
Periodo de muestreo [min/dato]	11.867

Tabla 13*Consumo Energético Anual del Sistema Tipo Booster Convencional*

Sistema tipo Booster Convencional				
T_{amb} [°C]	\dot{W}_{Total} [kW]	Nº Datos	Horas/Año	Consumo Energético [kWh]
19	56,37	31	6,13	345,61
20	57,55	615	121,63	60999,41
21	58,69	1.898	375,38	22.030,87
22	59,8	4.711	931,73	55.714,89
23	60,87	6.800	1.344,89	81.859,60
24	61,89	6.487	1.282,98	79.409,28
25	62,88	5.458	1.079,47	67.874,11
26	63,81	4.359	862,11	55.012,48
27	67,21	3.625	716,94	48.183,83
28	69,84	3.363	665,12	46.454,58
29	72,55	3.150	623,00	45.201,2
30	75,34	2.234	441,83	33.288,43
31	78,21	1.099	217,35	16.998,95
32	81,16	402	79,50	6.452,38
33	84,19	55	10,87	915,74
34	87,3	5	0,99	86,33
Total			8.760	566.827,81 [kWh/Año]

Tabla 14*Consumo Energético Anual del Sistema Booster Paralelo*

Sistema tipo Booster Paralelo				
T_{amb} [°C]	\dot{W}_{Total} [kW]	Nº Datos	Horas/Año	Consumo Energético [kWh]
19	43,36	31	6,131	265,85
20	44,343	615	121,634	5.393,60
21	45,296	1.898	375,383	17.003,36
22	46,216	4.711	931,734	43.061,02
23	47,101	6.800	1.344,893	63.345,80
24	47,948	6.487	1.282,988	61.516,73
25	48,756	5.458	1.079,474	52.630,85
26	49,522	4.359	862,116	42.693,71
27	52,884	3.625	716,947	37.915,01
28	55,128	3.363	665,129	36.667,21
29	57,427	3.150	623,002	35.777,13
30	59,782	2.234	441,837	26.413,89
31	62,194	1.099	217,358	13.518,39
32	64,666	402	79,507	5.141,39
33	67,198	55	10,878	730,97
34	69,794	5	0,989	69,02
		Total	8.760	442.143,93[kWh/Año]

Tabla 15*Consumo Energético Anual del Sistema Tipo Booster con Eyector*

Sistema tipo Booster Con Eyector				
T_{amb} [°C]	\dot{W}_{Total} [kW]	Nº Datos	Horas/Año	Consumo Energético [kWh]
19	49,936	31	6,13	306,16
20	50,785	615	121,63	6.177,17
21	51,602	1.898	375,38	19.370,53
22	52,386	4.711	931,73	48.809,81
23	53,134	6.800	1.344,89	71.459,54
24	53,847	6.487	1.282,99	69.085,07
25	54,521	5.458	1.079,47	58.854,02
26	55,157	4.359	862,12	47.551,73
27	58,048	3.625	716,95	41.617,32
28	59,896	3.363	665,13	39.838,55
29	61,765	3.150	623,00	38.479,71
30	63,655	2.234	441,84	28.125,13
31	65,565	1.099	217,36	14.251,11
32	67,495	402	79,51	5.366,32
33	69,445	55	10,88	755,41
34	71,414	5	0,99	70,62
		Total	8.760	490.118,21 [kWh/Año]

En la tabla 16, se presenta de forma sintetizada el consumo energético anual de cada configuración analizada. Se observa que el sistema tipo booster convencional presenta el mayor consumo de energía anual con una diferencia significativa con respecto a las otras dos configuraciones. Los resultados indican que el sistema booster con compresión paralela presenta el menor consumo de energía anual con una diferencia de 47.975 [kW] en comparación con el sistema booster con eyector.

Tabla 16*Resumen Consumo Energético Anual de cada Configuración*

Sistema	Consumo Energético	Consumo Energético real
	Anual [kWh]	ajustado [kWh]
Booster Convencional	566.827,81	388.238,23
Booster Paralelo	442.143,93	302.838,31
Booster con Eyector	490.118,21	335.697,4

Resulta imperativo subrayar que durante esta investigación se tomaron en consideración las condiciones críticas de operación, particularmente cuando el sistema estuvo operativo las 24 horas del día, los 365 días del año. Sin embargo, en la práctica, este escenario escasamente se materializaba; con frecuencia, el sistema se desactiva al alcanzar las condiciones de diseño preestablecidas, reanudando su funcionamiento solo cuando se somete nuevamente a una carga térmica o cuando se desvía del punto de ajuste configurado. En este sentido, Fazelpour y Morosuk (2014) en su estudio, señalaron que los sistemas de refrigeración de este tipo operaban aproximadamente 6.000 horas al año. Al ajustar estas horas reales de operación a los sistemas evaluados en la presente investigación, se obtuvo un consumo real ajustado (véase Tabla 16). Sin embargo, es crucial destacar que este factor de uso incidió de manera uniforme en todas las configuraciones, garantizando que las tendencias entre ellas se mantuvieran constantes y, por ende, no interfirieran en la identificación del sistema óptimo para la ciudad de Bucaramanga.

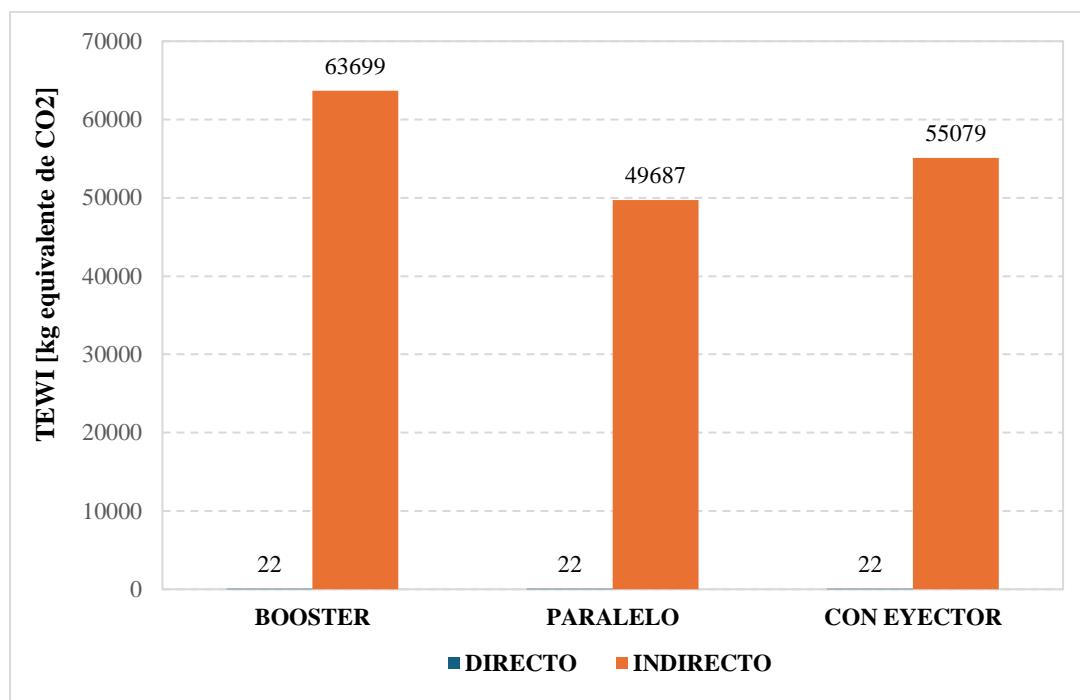
4.5 Evaluación del Impacto Ambiental

En la figura 27 se presenta la contribución total al calentamiento atmosférico producido durante un año de funcionamiento para cada una de las configuraciones evaluadas en este proyecto de investigación. Se evidencia como el sistema booster convencional lidera las contribuciones de

CO₂ en comparación con el sistema booster paralelo y con eyector. Esto concuerda con lo explicado en el apartado 3.12, el sistema booster convencional demandó un mayor consumo energético anual (Ver tabla 16), siendo, por tanto, el sistema que más emisiones indirectas de CO₂ emitió al medio ambiente producto de la generación de energía eléctrica que este requiere para su funcionamiento.

Figura 27

TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada Configuración



Por otro lado, el sistema que sobresale en términos de conservación del medio ambiente es el sistema booster paralelo. Su tasa de emisión de CO₂ es un 10% inferior a la del sistema booster con eyector (el segundo sistema más eficiente). Aunque a primera vista pueda parecer un porcentaje modesto, a gran escala este valor se traduce en la significativa cantidad de 5.392 kg de CO₂ que se están dejando de emitir al medio ambiente anualmente. Cabe resaltar, que las emisiones directas en cada configuración son relativamente insignificantes en comparación con las emisiones

indirectas, esto es coherente con lo considerado en el apartado 3.12, dado que en la simulación de esta investigación se consideró un bajo porcentaje de fuga y que el potencial de calentamiento global del refrigerante R744 es de 1.

5. Conclusiones

Durante este proyecto de grado se desarrolló satisfactoriamente los modelos matemáticos de las configuraciones booster convencional, booster paralelo y booster con eyector, permitiendo estimar el rendimiento técnico y el impacto ambiental de cada configuración bajo las condiciones de la ciudad de Bucaramanga.

Los resultados indican que el sistema booster paralelo presenta el mejor rendimiento y menor impacto ambiental entre las configuraciones evaluadas en este proyecto de grado dentro del espectro de temperaturas comprendido en la ciudad de Bucaramanga. Se observa que el sistema booster paralelo presenta un consumo anual energético aproximado de 442.143 [kW] y un COP promedio entre 2,02 y 2,1 dependiendo del mes del año; esto refleja una disminución del 22% en el consumo energético y una mejora del COP aproximada de 28,7% con respecto al sistema booster convencional. Asimismo, la configuración en paralelo presenta una tasa de emisión 22% inferior en relación al sistema booster convencional. A pesar de sus ventajas técnicas y ambientales, el sistema booster paralelo es una opción poco atractiva debido a la inclusión de un compresor adicional, lo que representa un mayor costo inicial y un aumento en los costos de mantenimiento.

Por otra parte, el sistema booster con eyector presenta un consumo anual energético aproximado de 490.118,21 [kW] y un COP promedio entre 1,82 y 1,87 dependiendo del mes del año; esto refleja una disminución del 13,5% en el consumo energético y una mejora del COP aproximada de 15,6% con respecto al sistema booster convencional. Asimismo, la configuración con eyector presenta una tasa de emisión 15,6% inferior en relación al sistema booster convencional. No obstante, el desempeño de este sistema se ve significativamente afectado por la

eficiencia total del eyector, la cual se asumió de 0,3 de acuerdo a la revisión bibliográfica. Lo anterior se traduce en un menor rendimiento en comparación con el sistema booster paralelo.

La temperatura de descarga del compresor también es un parámetro de interés, dado que una elevada temperatura de descarga requiere de componentes y tuberías más robustos de lo habitual. Los resultados indican que el compresor de alta presión en el sistema booster con eyector presenta la menor temperatura de descarga con respecto a las demás configuraciones dentro del rango de temperatura evaluado. Este es un parámetro a tener en cuenta en el proceso de diseño.

Luego del tratamiento y análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones, se llegó a la conclusión de que el compresor de alta presión es el componente crítico del sistema y, por ende, la variable clave a optimizar es el trabajo realizado por dicho compresor. Las configuraciones en paralelo y con eyector, son modificaciones al ciclo booster convencional diseñadas para alcanzar este objetivo. A pesar de los grandes avances tecnológicos, es necesario continuar con el proceso de optimización del diseño de eyectores, con el fin de mejorar la eficiencia total del dispositivo.

Esta investigación sirve como base para futuras evaluaciones económicas y financieras de las configuraciones aquí analizadas. Además, este proyecto de grado se puede considerar interesante para realizar un estudio comparativo del desempeño de otros sistemas de refrigeración en la ciudad de Bucaramanga, como, por ejemplo, sistema en cascada, sistema multi-eyector, sistema paralelo con eyector, entre otras. Además, la comparación no debe restringirse únicamente a sistemas que empleen CO₂ como refrigerante; por el contrario, es necesario continuar evaluando el rendimiento de otros refrigerantes naturales, como el amoníaco. Todo esto con el objetivo de ofrecer alternativas de refrigeración comercial e industrial sostenibles ecológicamente, sin sacrificar eficiencia y que se puedan implementar a corto plazo, para permanecer a la vanguardia

de las nuevas normativas y regulaciones que buscan mitigar las consecuencias del calentamiento global.

Referencias Bibliográficas

- Amaris, C., Tsamos, K. M., & Tassou, S. A. (2019). Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. *Energy Procedia*, 161, 259–267. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2019.02.090>
- Arnabat, I. (2018). *Impacto de los refrigerantes en el medio ambiente: pasado, presente y futuro*. <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/impacto-refrigerantes-en-medio-ambiente.html>
- Banasiak, K., Palacz, M., Hafner, A., Buliński, Z., Smołka, J., Nowak, A. J., & Fic, A. (2014). A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration*, 40, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002>
- Bansal, P. (2012). A review – Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. *Applied Thermal Engineering*, 41, 18–29. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006>
- Belman, J., & Pérez, V. (2013). CO₂ como refrigerante: del pasado al futuro CO₂ as refrigerant: from the past to future. *Acta universitaria*, 23(2), 19–26.
- Beshr, M., Aute, V., Sharma, V., Abdelaziz, O., Fricke, B., & Radermacher, R. (2015). A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 56, 154–164. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.025>

- Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., & Torrella, E. (2008). Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, 28(13), 1596–1604. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>
- Catalán, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Cabello, R. (2017). *Evaluación Energética de Sistemas Booster con CO₂*. https://www.caloryfrio.com/phocadownload/ponencias/Tecnofrio-2017/Evaluacion_energetica_sistemas_booster_co2.pdf
- Cecchinato, L., Corradi, M., & Minetto, S. (2012). Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems working with natural refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 48, 378–391. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.049>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinamica* (7th ed.). Mc Graw Hill.
- Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 411–422. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>
- Fang Liu. (2014). *Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems*.
- Fazelpour, F., & Morosuk, T. (2014). Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 38, 128–139. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016>
- García, D. (2017). *Estudio de Mejoras en Ciclos de Compresión de Doble Etapa Transcríticos Y Subcríticos Con CO₂*. 10.13140/RG.2.2.28628.30089
- Gómez, S. (2016). *El CO₂ en un sistema de refrigeración de doble etapa de compresión como alternativa en refrigeración comercial*.

https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/99144/TFG_Sara_Gomez_Gonzalez_MEMORIA

Guerrero, A. (2018). *Desarrollo e Implementación de una Metodología Para Orientar a Usuarios de Sistemas de Aire Acondicionado en la Elección de la Mejor Opción Basado en Criterios Económicos y Ambientales, en la Empresa Aire Acondicionado y Ventilación S.A.S.* [Universidad Tecnológica de Pereira].
<https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/78327fc2-c7c0-45ad-b902-9f1c7ea96718/content>

Gullo, P., Birkelund, M., Kriezi, E. E., & Kærn, M. R. (2023). Comprehensive experimental performance study on a small-capacity transcritical R744 vapour-compression refrigeration unit equipped with an innovative ejector. *International Journal of Refrigeration*, 152, 192–203. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.05.007>

Gullo, P., Hafner, A., & Banasiak, K. (2018). Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *International Journal of Refrigeration*, 93, 269–310. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2018.07.001>

Gutiérrez, M. (2021). *Análisis de Funcionamiento de Eyectores en Sistemas de Refrigeración* [Universitat Politècnica de València]. <http://hdl.handle.net/10251/175282>

Intarcon. (2023). *Refrigeración con CO₂ transcrito - INTARCON*. <https://www.intarcon.com/refrigeracion-co2-transcritico/>

Köhler, J., Richter, C., Tegethoff, W., & Tischendorf, C. (2007). Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle. *Vortrag, VDA Winter Meeting, Saalfelden*.

Memmert. (2019). *Climate-friendly refrigerant CO₂ (R744)*. <https://www.memmert.be/en/why-memmert/innovation-leader/climate-friendly-refrigerant-co2-r744/>

- Pardiñas, Á., Selvnes, H., Banasiak, K., & Hafner, A. (2023). Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates. *International Journal of Refrigeration*, *148*, 168–178. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2022.10.027>
- Purohit, N., Gupta, D. K., & Dasgupta, M. S. (2017). Energetic and economic analysis of transcritical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition. *International Journal of Refrigeration*, *80*, 182–196. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.023>
- Sánchez, A. (2018). *Refrigeración con CO₂ en aplicaciones comerciales*. <https://oa.upm.es/52029/>
- Sanguinetti, E. (2020). *CO₂ subcrítico y transcrito*. <https://www.acrlatinoamerica.com/202006128825/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/co2-subcritico-y-transcritico.html>
- Sengupta, A., & Sankar Dasgupta, M. (2023). Energy and advanced exergoeconomic analysis of a novel ejector-based CO₂ refrigeration system and its optimization for supermarket application in warm climates. *Thermal Science and Engineering Progress*, *44*, 102056. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102056>
- Singh, S., Maiya, P. M., Hafner, A., Banasiak, K., & Neksa, P. (2020). Energy efficient multiejector CO₂ cooling system for high ambient temperature. *Thermal Science and Engineering Progress*, *19*, 100590. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100590>
- Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. N. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *16*(7), 4927–4937. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>
- Tsamou, K. M., Ge, Y. T., Santosa, Id., Tassou, S. A., Bianchi, G., & Mylona, Z. (2017). Energy analysis of alternative CO₂ 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>