



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Título del TFG:

**EVALUACIÓN COMPARATIVA DE UN NUEVO GAS
REFRIGERANTE PATENTADO FRENTE A CUATRO
CONVENCIONALES EN CONDICIONES REALES DE OPERACIÓN
DOMÉSTICAS E INDUSTRIALES.**

Autor:

Liébana Sendino, Víctor

Tutor(es):

**Moreau Ortega, Alejandro
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

**Paredes Méndez, Xavier
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, julio de 2023.



RESUMEN

El impacto medioambiental de los refrigerantes ha obligado a buscar alternativas que no dañen la capa de ozono, regulado desde la Cumbre de Montreal, ni generen altas emisiones de gases de efecto invernadero, regulado por el Protocolo de Kioto. El reto de estos nuevos refrigerantes es conseguir un buen rendimiento generando el mínimo impacto en el medioambiente. Se ha comparado el rendimiento, las propiedades de idoneidad, los parámetros tecno-económicos y el impacto medioambiental de cuatro refrigerantes convencionales que están presentes en el mercado con una nueva mezcla patentada en condiciones de climatización doméstica y de refrigeración industrial, ambos casos en verano e invierno. Los cuatro refrigerantes convencionales que se utilizan como comparación con la nueva mezcla refrigerante son dióxido de carbono y amoníaco como fluidos refrigerantes naturales, y R-1234ze y R-454C como fluidos refrigerantes antropogénicos. Se demuestra que la mezcla patentada es una buena alternativa en climatización doméstica en invierno.

PALABRAS CLAVE

Refrigerantes, operación, ciclos, simulación, comparativa.

ABSTRACT

The environmental impact of refrigerants has forced the search for alternatives that do not damage the ozone layer, regulated since the Montreal Summit, or generate high greenhouse gas emissions, regulated by the Kyoto Protocol. The challenge of these new refrigerants is to achieve good performance while generating the minimum impact on the environment. The performance, suitability properties, techno-economic parameters and environmental impact of four conventional refrigerants currently on the market have been compared with a new proprietary blend under domestic air conditioning and industrial refrigeration conditions, both in summer and winter conditions. The four conventional refrigerants used as a comparison with the new refrigerant blend are carbon dioxide and ammonia as natural refrigerant fluids, and R-1234ze and R-454C as anthropogenic refrigerant fluids. It is shown that the proprietary blend is a good alternative in domestic air conditioning in winter.

KEYWORDS

Refrigerants, operation, cycles, simulation, comparative.



ÍNDICE GENERAL

1-	INTRODUCCIÓN	11
1.1-	Introducción	11
1.2-	Objetivos y descripción del proyecto	14
2-	CLASIFICACIÓN Y DECODIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES	17
2.1-	Clasificación según su Composición Química	17
2.1.1-	Halocarbonos.....	17
2.1.2-	Hidrocarbonos	18
2.1.3-	Compuestos inorgánicos.....	19
2.2-	Clasificación según su toxicidad e inflamabilidad.....	22
2.2.2-	Clasificación según su inflamabilidad.....	22
2.2.3-	Clasificación según su toxicidad	23
2.3-	Prefijos y decodificación de los refrigerantes.....	24
2.3.1-	Prefijos	24
2.3.2-	Decodificación del número	25
2.3.3-	Isómeros.....	26
3-	PROPIEDADES TERMOFÍSICAS, QUÍMICAS Y PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN REFRIGERACIÓN	29
4-	PARÁMETROS REFRIGERACIÓN.....	37
4.1-	Parámetros ambientales.....	37
4.1.1-	Global Warming Potential (GWP).....	37
4.1.2-	Ozone Depletion Potential (ODP).....	41
4.2-	Parámetros Termodinámicos.....	49
4.2.1-	Eficiencia Térmica	49
4.2.2-	COP	49
4.2.3-	Eficiencia volumétrica	50
4.3-	Parámetros económicos.....	51
4.3.1-	Costes de capital (CAPEX).....	51
4.3.2-	Costes de operación (OPEX)	51
5-	COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ...	53
5.1-	Evaporador	53
5.2-	Compresor	53
5.3-	Condensador	56



5.4- Válvula de expansión.....	57
5.5- Restrictor capilar.....	60
5.6- Acumulador	60
5.7- Control de flujo por solenoide para refrigerador o congelador	61
5.8- Funcionamiento de ciclo de refrigeración simple.....	62
6- MATERIALES. REFRIGERANTES CONSIDERADOS EN LA SIMULACIÓN	67
6.1- Dióxido de carbono	67
6.2- Amoniaco.....	71
6.3- R-1234ze.....	73
6.4- R-454C.....	75
7- MÉTODOS. CÁLCULO DEL CICLO EN LA SIMULACIÓN	79
7.1- Simulación del Ciclo en Condiciones de Climatización Doméstica en Verano	80
a) Simulación de Dióxido de Carbono	80
b) Simulación de Amoniaco	81
c) Simulación de R-1234ze	83
d) Simulación de R-454C	84
e) Simulación de mezcla patentada.....	85
f) Comparación de datos simulados	86
7.2- Simulación del Ciclo en Condiciones de Refrigeración Industrial en Verano	88
a) Simulación de Dióxido de Carbono	88
b) Simulación de Amoniaco	89
c) Simulación de R-1234ze	89
d) Simulación de R-454C	90
e) Simulación de mezcla patentada.....	90
f) Comparación de datos simulados	91
7.3- Simulación del Ciclo en Condiciones de Climatización Doméstica en Invierno	93
a) Simulación de Dióxido de Carbono	93
b) Simulación de Amoniaco	94
c) Simulación de R-1234ze	95
d) Simulación de R-454C	97
e) Simulación de mezcla patentada.....	98
f) Comparación de datos simulados	99



7.4- Simulación del Ciclo en Condiciones de Refrigeración Industrial en Invierno	101
.....	101
a) Simulación de Dióxido de Carbono	101
b) Simulación de Amoniaco	102
c) Simulación de R-1234ze	103
d) Simulación de R-454C	104
e) Simulación de mezcla patentada.....	105
f) Comparación de datos simulados	106
7.5- Conclusiones simulación.....	108
8- CONCLUSIÓN.....	109
9- REFERENCIAS	111
10- ANEXO: FIGURAS DE SIMULACIÓN	119



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Normativa Seguridad ASHRAE 34. Modificada de [10]	23
Tabla 2. Clasificación de refrigerantes según composición. Tomado de [3]	24
Tabla 3. Valores GWP de los principales refrigerantes del mercado. Tomado de [13]	40
Tabla 4. Valores de ODP de los refrigerantes clásicos. Tomado de [15]	46
Tabla 5. Valores de ODP de compuestos de vida corta. Tomado de [15]	47
Tabla 6. Principales propiedades termodinámicas de R-134a y dióxido de carbono a 0°C, obtenido a través de REFPROP 10 [82]	67
Tabla 7. Coste de los refrigerantes convencionales y sus reemplazos. Modificado de [64]	70
Tabla 8. Principales propiedades termodinámicas de R-404A y amoniaco a $t_{burbuja}=50^{\circ}\text{C}$. Obtenido a través de REFPROP 10 [82]	71
Tabla 9. Principales propiedades termodinámicas de R1234ze(E) y R134a. Tomado de [70]	74
Tabla 10. Propiedades Termodinámicas del R404A y el R454C a $t_{burbuja}=50^{\circ}\text{C}$. Obtenido a través de REFPROP 10 [82]	76
Tabla 11. Parámetros simulación ciclo refrigerativo	79
Tabla 12. Simulación dióxido de carbono en climatización doméstica en verano	80
Tabla 13. Simulación amoniaco en climatización doméstica en verano	81
Tabla 14. Simulación R-1234ze en climatización doméstica en verano	83
Tabla 15. Simulación R-454C en climatización doméstica en verano	84
Tabla 16. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en verano	85
Tabla 17. Comparación de datos simulados en climatización doméstica en verano	86
Tabla 18. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en verano	88
Tabla 19. Simulación de amoniaco en refrigeración industrial en verano	89
Tabla 20. Simulación de R-454C en refrigeración industrial en verano	90
Tabla 21. Simulación de mezcla patentada en refrigeración industrial en verano	90
Tabla 22. Comparación de datos simulados en refrigeración industrial en verano	91
Tabla 23. Simulación de dióxido de carbono en climatización doméstica en verano	93
Tabla 24. Simulación de amoniaco en climatización doméstica en invierno	94
Tabla 25. Simulación de R-1234ze en climatización doméstica en verano	96
Tabla 26. Simulación de R-454C en climatización doméstica en invierno	97
Tabla 27. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en invierno	98
Tabla 28. Comparación de datos simulados en climatización doméstica en invierno	99
Tabla 29. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en invierno	101



Tabla 30. Simulación de amoniaco en refrigeración industrial en invierno _____	102
Tabla 31. Simulación de R-454C en refrigeración industrial en invierno _____	104
Tabla 32. Simulación de mezcla patentada en refrigeración industrial en invierno _____	105
<hr/>	
Tabla 33. Comparación de datos simulados en refrigeración en invierno _____	106



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Evolución de refrigerantes. Tomada de [3]	13
Figura 2. Ciclo de degradación de fluido refrigerante. Tomada de [15]	43
Figura 3. Diagrama P-V compresor tipo pistón. Tomada de [33]	55
Figura 4. Esquema compresor tipo pistón. Tomada de [31]	55
Figura 6. Esquema funcionamiento de válvula de expansión. Tomada de [44]	58
Figura 7. Esquema válvula de expansión termostática. Tomada de [46]	58
Figura 8. Esquema de ciclo de refrigeración simple. Tomada de [29]	61
Figura 9. Circuito eléctrico para colector por solenoide. Tomada de [29]	61
Figura 10. Diagrama P-h ciclo de refrigeración simple. Modificada de [49]	62
Figura 11. Diagrama T-V R-134a y R-1234ze. Tomada de [70]	73
Figura 12. Diagrama T-d R-134a y R-1234ze. Tomada de [70]	74
Figura 13. Simulación dióxido de carbono en climatización doméstica en verano	120
Figura 14. Simulación amoniaco en climatización doméstica en verano	121
Figura 15. Simulación R-1234ze en climatización doméstica en verano	122
Figura 16. Simulación R-454C en climatización doméstica en verano	123
Figura 17. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en verano	124
Figura 18. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en verano	125
Figura 19. Diagrama de Mollier de R-1234ze	126
Figura 20. Simulación de dióxido de carbono en climatización doméstica en invierno	127
Figura 21. Simulación de amoniaco en climatización doméstica en invierno	128
Figura 22. Simulación de R-1234ze en climatización doméstica en invierno	129
Figura 23. Simulación de R-454C en climatización doméstica en invierno	130
Figura 24. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en invierno	131
Figura 25. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en invierno	132
Figura 26. Simulación de amoniaco en refrigeración industrial en invierno	133
Figura 27. Simulación R-454C en refrigeración industrial en invierno	134
Figura 28. Simulación mezcla patentada en refrigeración industrial invierno	135



1- INTRODUCCIÓN

1.1- Introducción

El sector de refrigeración es uno de los sectores económicos más amplios y un alto consumidor energético consumiendo en torno al 20% de la electricidad generada mundialmente. El sector de la refrigeración está presente desde productos como frigoríficos, pasando por aires acondicionados, neveras, sistemas de preenfriamiento, bombas de calor y refrigeradores. Estos productos utilizan sistemas de refrigeración para obtener la velocidad de enfriamiento necesaria y la temperatura deseadas, donde los refrigerantes actúan como fluidos de trabajo.

El inicio de la refrigeración se remonta a inicios del siglo XVIII, cuando Jacob Perkins, conocido como el padre de la refrigeración, fue el primer diseñador de una máquina de refrigeración y obtuvo la primera patente de trabajo en el sector del enfriamiento. En el siglo XIX, se continuó desarrollando la idea de Perkins y se desarrollaron varias nuevas patentes de unidades de refrigeración que utilizaban el éter etílico (R-610) como primer refrigerante comercial. Fue evidente el efecto de enfriamiento del refrigerante si se dejaba caer el líquido en la mano. A pesar del primer foco otorgado a este refrigerante, se desechó para el enfriamiento comercial debido a su efecto nocivo y al requerimiento de grandes volúmenes de compresión. Otros refrigerantes más apropiados y viables, así como amoníaco (NH_3) (R-717), dóxido de carbono (CO_2) (R-744), cloroetano (R-160), isobutano (C_4H_{10}) (R-600), clorometano (CH_3Cl) (R-40), diclorometano (CH_2Cl_2) (R-30), dióxido de azufre (SO_2) (R-764) y aire (R-729) fueron introducidos para su uso en aplicaciones comerciales. El amoníaco se empezó a utilizar en refrigeradores, frigoríficos; el dióxido de azufre en refrigeradores de gran escala; y el dióxido de carbono en refrigeración en barcos, principalmente.

A inicios de la década de 1930, la introducción de los clorofluocarbonos (CFCs), fue un cambio revolucionario en comparación con las sustancias naturales mencionadas con anterioridad. Estos refrigerantes ofrecían seguridad y durabilidad, combinados con un rendimiento térmico razonablemente alto y una viabilidad debido a su coste razonable en la producción en masa de este tipo de refrigerantes[1]. En 1950, los hidroclorofluorocarbonos entraron en el mercado y mejoraron el rendimiento térmico y energético en muchas aplicaciones HVAC, es decir, climatización [2]. A mayores de sus usos como refrigerantes, tanto para refrigeración, como para aires acondicionados, los CFCs han sido utilizados como agentes espumantes, propulsores de aerosoles, y solventes de limpieza desde inicios de la década de 1950. Los principales argumentos a favor de los CFCs eran su completa seguridad y la ausencia de nocividad para el medio ambiente. Estas afirmaciones fueron



probadas como erróneas más tarde. Era evidente que los CFCs y compuestos relacionados contribuían de gran manera en la destrucción de la capa de ozono estratosférica y al cambio climático, considerados como los problemas medioambientales más significativos. De hecho, los CFCs están listados como gases efecto invernadero (GHGs), que proporcionan una contribución combinada en el incremento del calentamiento global. El gas de efecto invernadero más abundante es el CO_2 , seguido por CH_4 , NO_2 , CFCs, vapor de agua, etc. El efecto de los CFCs en el cambio climático puede variar considerablemente, contribuyendo en un rango entre un 15% y un 20% en comparación con el 50% para el CO_2 . Muchas organizaciones mostraron su preocupación en la utilización de los CFCs debido a su inmediato impacto en la destrucción de la capa de ozono y en el efecto invernadero y pidieron acciones inmediatas para la prohibición de los refrigerantes basados en CFCs.

La capa de ozono actúa como un escudo contra la radiación solar. El primer congreso firmado en marzo de 1985 para la protección de la capa de ozono permitió la financiación a investigaciones sobre los efectos de los CFCs. Se descubrió que el cloro expulsado de los CFCs sintéticos migra a la estratosfera y destruye las moléculas de ozono y por consiguiente la capa de ozono, conocido como uno de los mayores problemas medioambientales. El descubrimiento de un agujero en la Capa de Ozono sobre la Antártida en mayo de 1985 aceleró la necesidad de realizar un tratado que inhabilitara el uso de los CFCs.

Tras muchas reuniones y negociaciones, el Protocolo de Montreal en “Sustancias que Disminuyen la Capa de Ozono” fue acordado y firmado inicialmente por 24 países y la Comunidad Económica Europea el 16 de septiembre de 1987 en la Sede Central de la Organización Internacional de Aviación Civil en Montreal, Canadá. Este protocolo sirve para regular la producción y comercio de sustancias que disminuyen la capa de ozono. Fue un punto de referencia en la historia de la refrigeración para los países en el comienzo de la prohibición de los CFCs a nivel mundial debido a sus efectos nocivos, a pesar del hecho de ser las sustancias químicas más eficientes de las desarrolladas. En 1997 se firma el Protocolo de Kioto, el cual programó la inutilización definitiva de los HCFCs para 2020-2030 y de los HFCs para 2025-2040. Desde entonces, se han realizado multitud de investigaciones para disminuir las medidas de nivel de ozono. Para las mediciones se han utilizado varios tipos de equipos terrestres y aéreos. Actualmente, la tecnología satelital se ha convertido en una técnica dominante para obtener mediciones más precisas sobre los niveles de ozono en las diferentes localizaciones.

Debido a esta problemática, se trabajó en el desarrollo de soluciones potenciales que reemplazaran los CFCs. Los principales productos han sido el HFC-134a como una alternativa al R12 y mezclas no azeotrópicas, principalmente; basadas en los HFSs como el R32, R125, R134, R143a, R152a, y el R290. La mayoría de estos compuestos requieren cambios en la manufactura de los componentes, nuevos materiales de sellado y nuevos lubricantes. Sin embargo, el principal problema es

que la eficiencia de estos compuestos es menor para la mayoría de aplicaciones en comparación con los CFCs y HFCs.



Figura 1. Evolución de refrigerantes. Tomada de [3]

El mayor dilema en la actualidad es el uso de cada vez más nuevos compuestos. En esta situación no parece muy sensato reemplazar los CFCs y HCFCs (hidrofluorocarbonos) por una nueva familia de halocarbonos, igualmente dañinos para el medioambiente, para ser utilizados en cantidades de cientos de miles de toneladas por año.

Es importante adoptar cualquier cambio en la industria de la refrigeración relacionado con el consumo de energía y la protección del medioambiente. En 1991, el impacto total para cualquier sistema de refrigeración se clasifica mediante el cálculo TEWI (Total Equivalent Warming Impact), basado en dos categorías del Global Warming Potential (GWP) denominadas GWP directo y GWP indirecto. En 2015, se han desarrollado índices holísticos adicionales para medir este impacto incluyendo todos los efectos que producen los refrigerantes en la atmósfera durante el ciclo de vida del sistema, las pérdidas anuales y las pérdidas durante la eliminación de la unidad, emisiones del proceso de manufactura, consumo de energía y disposición del sistema.

Los intentos legislativos introducidos por la Unión Europea y los Estados Unidos [4] solo han podido conseguir parcialmente sus objetivos. La Directiva 2006/40 / CE de la UE [5] estableció el límite de GWP en 150 (para aire acondicionado móvil) para fomentar el desarrollo de alternativas a R134a (GWP = 1430) comúnmente utilizado en Europa. Simultáneamente, se introdujo el Reglamento (CE) n. ° 842/2006 con el objetivo de lograr la estabilización de las concentraciones de gases de efecto



invernadero en la atmósfera a un nivel que evite la interferencia antropogénica peligrosa en el sistema climático [6]. Las regulaciones legislativas más recientes son la Regulación EU No. 517/2014, mejor conocida como la Regulación F-gas [7], el Acuerdo Internacional de París (2015) [8], y la Enmienda de Kigali sobre el Protocolo de Montreal (2016) [9].

El mayor objetivo de esta contribución es clasificar los refrigerantes tradicionales y potenciales en varias aplicaciones de refrigeración y discutir su clasificación, categorías, numeración, composición química, criterio de selección, comportamiento de trabajo, impacto medioambiental en la capa de ozono y el calentamiento global.

1.2- Objetivos y descripción del proyecto

El presente trabajo tiene como objetivo principal el estudio y comparación de la idoneidad de una nueva mezcla refrigerante patentada en el ámbito tecnológico y medioambiental. En este estudio se compara la mezcla refrigerante patentada con cuatro refrigerantes presentes en el mercado (dióxido de carbono, amoníaco, R-1234ze y R454C) en condiciones de climatización doméstica y refrigeración industrial, ambos en verano e invierno. El análisis y comparación de los cinco refrigerantes mencionados se realizará mediante la simulación de un sistema de refrigeración simple utilizando el programa NIST REFPROP 10.0. El trabajo se ha dividido en 10 capítulos diferenciados, cada uno con su propio objetivo individual:

- Capítulo 2: Clasificación y decodificación de los refrigerantes. Conocer desde un punto los diferentes tipos de refrigerantes que existen en función de su composición química, inflamabilidad y toxicidad. En este apartado se define la normativa vigente y las restricciones aplicadas a los diferentes refrigerantes en función de su clasificación. A mayores, se describe la nomenclatura utilizada para los diferentes refrigerantes y el conocimiento de la composición química de cada refrigerante a partir de dicha nomenclatura.
- Capítulo 3: Propiedades termofísicas, químicas y parámetros de operación en refrigeración. Descripción de las diferentes propiedades termofísicas y químicas de los refrigerantes y su influencia en los diferentes ciclos de refrigeración. También se describen en este capítulo los parámetros de operación y su influencia en el funcionamiento del ciclo de refrigeración.
- Capítulo 4: Parámetros de refrigeración. Describir y explicar la influencia de los parámetros ambientales, termodinámicos y económicos que sirven como comparación para la elección del refrigerante adecuado en un ciclo de refrigeración concreto.
- Capítulo 5: Componentes y funcionamiento de un sistema de refrigeración. Mostrar el funcionamiento de los diferentes componentes que actúan en un ciclo de refrigeración simple y la función que desempeña cada componente



en el ciclo de refrigeración. A mayores, se detalla el camino que sigue el refrigerante a través del ciclo de refrigeración y se explican las distintas ecuaciones que describen el intercambio de calor que se produce en el ciclo.

- Capítulo 7: Materiales: Refrigerantes a comparar en la simulación. Explicar de forma exhaustiva los refrigerantes que se simulan en este trabajo.
- Capítulo 9: Métodos: Cálculo del ciclo en la simulación. Simular y comprobar un ciclo de refrigeración simple en condiciones de climatización doméstica y refrigeración industrial, ambos casos en condiciones de verano e invierno. Se simulan y comparan 5 refrigerantes con características diferentes: dióxido de carbono, amoníaco, R-1234ze, R-454C y la mezcla patentada. Se busca la aplicación de la mezcla patentada a los diferentes ámbitos de ciclos de refrigeración.
- Capítulo 10: Conclusión. Síntesis de los parámetros de selección de un refrigerante atendiendo a necesidades medioambientales, técnicas y económicas. En adición, se resumen los diferentes ámbitos en los que funciona un ciclo de refrigeración y la mejor elección de refrigerante para cada ámbito concreto.



2-CLASIFICACIÓN Y DECODIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES

Los refrigerantes son conocidos como fluidos que absorben calor durante la evaporación. Estos refrigerantes proporcionan un efecto refrigerativo durante el cambio de fase de líquido a vapor y son normalmente utilizados en refrigeración, acondicionamiento de aire, sistemas de bombas de calor y procesos químicos.

A pesar de que la clasificación de los refrigerantes no es una tarea sencilla, puede haber multitud de agrupaciones diferentes en la literatura, considerando diferentes criterios, según su composición química, según su aplicación, según su funcionalidad, etc.

2.1- Clasificación según su Composición Química

2.1.1- Halocarbonos

Los halocarbonos son una clase de compuestos que contienen uno o más halogenados tales como cloro, flúor, o bromo sobre un esqueleto de carbono y son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración y climatización como refrigerantes. Estos son más conocidos por sus nombres comerciales, así como Freón, Arcton, Genetron, Isotrón, y Uron.

En este grupo, los halocarbonos, compuestos de cloro, flúor y carbono, eran los refrigerantes utilizados más asiduamente (denominados CFCs). Los CFCs han sido utilizados habitualmente como refrigerantes, solventes y agentes espumante. Los CFCs más comunes han sido el R-11, R-12, R-113, R-114, R-115 y R-22.

Su uso disminuyó rápidamente debido a su impacto medioambiental. La eliminación gradual de los CFCs en el sector de la refrigeración se convierte en un objetivo primario así como, técnicamente hablando, un problema más y más difícil. A mayores de la disminución de la capa de ozono, la industria de la refrigeración y climatización encaró otro problema; el aumento del efecto invernadero causados por los gases efectos invernadero que serán explicados más adelante.

Los CFCs son inoloros, no tóxicos y más pesados que el aire, así como peligrosos si no son manejados adecuadamente. Su inhalación en altas concentraciones es indetectable por el ser humano y es considerado fatal debido a la exclusión de oxígeno causado por fugas de CFC en espacios cerrados. Los productos de combustión de los CFCs incluyen fosgeno, fluoruro de hidrógeno y cloruro de

hidrógeno, que son altamente venenosos si son inhalados. A pesar de que estos CFCs no son idénticos en rendimiento y composición, son parte de la misma familia de productos químicos.

En la familia de estos refrigerantes, aparece algún otro compuesto químico, así como halones, tetracloruros de carbono (CCl_4), y perfluorocarbonos (PFC). Los halones son compuestos formados por bromo, flúor y carbono. Los halones (i.e., halón 1301, halón 1211) eran utilizados como agentes extintores de fuego, ambos en sistemas integrados y en extintores de fuego portátiles. La producción de halones fue prohibida en muchos países por su contribución a la disminución de la capa de ozono. Causan tal disminución debido a su contenido en bromo. El bromo es varias veces más perjudicial en la destrucción de la capa de ozono que el cloro. El CCl_4 fue utilizado ampliamente como materia prima en muchos usos industriales, incluyendo la producción de CFCs y su uso como disolvente. Este uso como disolvente terminó cuando fue catalogado como una sustancia cancerígena. Fue también utilizado como catalizador para distribuir los iones de cloro en ciertos procesos. Los PFC son a mayores, un compuesto formado por carbono y flúor. Los PFC tienen un gran impacto en el cambio climático y tienen un largo ciclo de vida. Sin embargo, los PFC no afectan en la disminución de la capa de ozono estratosférica, pero el problema está en su impacto en el calentamiento global.

2.1.2- Hidrocarbonos

Los HCs son compuestos químicos formados principalmente por carbono e hidrógeno. Los HCs incluyen metano, etano, propano, ciclopropano, butano y ciclopentano. A pesar de que los HCs son altamente inflamables, ofrecen algunas ventajas como refrigerantes potenciales debido a su bajo coste de producción y a su nulo ODP, bajo GWP, y su baja toxicidad.

- Hidrobromofluorocarbonos (HBFCs): compuestos por hidrogeno, bromo, flúor y carbono.
- Hidroclorofluorocarbonos (HCFCs): compuestos formados por hidrogeno, cloro, flúor y carbono. Originalmente fueron utilizados como una clase de químicos temporales utilizados para reemplazar a los CFCs. Contienen cloro y esto causa algo de daño a la capa de ozono, con mucho menos impacto que los CFCs. El ODP de los HCFCs se encuentra en un rango entre 0,01 y 0,1. La producción de los HCFCs con mayor ODP fue retirada gradualmente, seguido por el resto de HCFCs.
- Hidrofluorocarbonos (HFCs): compuestos formados por hidrogeno, flúor y carbono. Considerados como un reemplazo para los CFCs debido a que no contienen cloro o bromo y no disminuyen la capa de

ozono. Todos los HFCs tienen un ODP de 0. Sin embargo, algunos HFCs tienen altos valores de GWP debido a su contenido en carbono.

- Bromuro de metilo (CH_3Br): Considerado un pesticida efectivo y utilizado para fumigar y como parte de muchos productos agrícolas. Debido a su contenido en bromo, contribuye a la disminución de la capa de ozono con una ODP de 0,6. Su producción fue prohibida en muchos países,
- Cloroformo de metilo (CH_3CCl_3): Utilizado como disolvente. Su ODP es 0,11.

Para aplicaciones de refrigeración, un número de HCs, así como el metano (R-50), etano (R-170), propano (R-290), n-butano (R-600) e isobutano (R-600a) se siguen utilizando como refrigerantes adecuados y empleados para diferentes procesos.

2.1.3- Compuestos inorgánicos

A pesar de la pronta invención de multitud de compuestos inorgánicos, hoy en día se utilizan en muchas aplicaciones de refrigeración, climatización y bombas de calor como refrigerantes. Algunos ejemplos son el amoníaco (NH_3) (R-717), agua (H_2O), aire (R-729), dióxido de carbono (CO_2) (R-744) y dióxido de azufre (SO_2) (R-764). Entre estos compuestos, el amoníaco ha recibido gran atención por su aplicación práctica y a día de hoy sigue siendo un refrigerante de interés.

2.1.3.1- Amoníaco (R-717)

El amoníaco es un gas incoloro de fuerte olor penetrante que puede ser detectado a niveles bajos (e.g., 0,05 ppm). El amoníaco líquido ebulle a presión atmosférica a -33°C . El amoníaco gas presenta mayor volatilidad que el aire y tiene gran solubilidad en agua. A pesar de su alta capacidad como absorbente de calor para proveer enfriamiento, existen varios problemas técnicos y problemas de salud causados por la exposición excesiva:

- El amoníaco gaseoso puede ser irritante y dañino para ojos, garganta, conductos nasales y piel. A pesar de que las personas que trabajan asiduamente con amoníaco pueden desarrollar tolerancia al mismo, unos niveles de exposición en el rango entre 5 y 30 ppm es suficiente para causar irritación ocular.
- Una exposición de niveles de 2500 ppm puede causar daño ocular permanente, dificultades respiratorias, espasmos asmáticos y dolor de pecho.

- El contacto con amoníaco gas a niveles muy altos causa irritación de piel, quemaduras de piel y formación de ampollas.
- Una acumulación potencial de fluido en los pulmones puede desarrollarse unas horas después de la exposición. El envenenamiento puede desarrollarse en bronquitis, neumonía, y trabajo desigual de los pulmones.
- El contacto ocular con el amoníaco líquido puede llevar a ceguera y el contacto dérmico puede generar potencialmente quemaduras químicas.
- Es un gas inflamable y puede generar potencialmente algunas mezclas explosivas con aire, por ejemplo, en el rango de un 16% a un 25% de amoníaco en aire. El amoníaco disuelto en agua no es inflamable.
- Reacciona severamente o puede producir productos explosivos con flúor, cloro, bromo y otros compuestos halogenados.
- Reacciona con ácidos y produce calor a través de reacciones exotérmicas.
- Sus vapores reaccionan con vapores ácidos como el HCl y producen un humo blanco irritante.
- Es necesario transportar, conservar y gestionar el amoníaco y los aceites contaminados de amoníaco y residuos de amoníaco de forma adecuada, es decir, siguiendo las directrices de las agencias reguladoras.

A pesar de que existen varias desventajas como las mencionadas anteriormente, el amoníaco es un refrigerante y fluido de trabajo excepcional. Es importante señalar que los posibles inconvenientes y sus efectos nocivos pueden ser fácilmente eliminados con un diseño y control adecuados del sistema de refrigeración para su aplicación en varios sectores.

2.1.3.2- Dióxido de Carbono (R-744)

El dióxido de carbono es históricamente uno de los refrigerantes inorgánicos más antiguos. Es incoloro, inodoro, no es inflamable y no es explosivo. Puede ser utilizado de manera eficaz en muchas aplicaciones refrigerativas, así como refrigeración en cascada, producción de hielo seco y aplicaciones para la congelación de comida. Debido a las preocupaciones medioambientales, ha habido un aumento de interés en la captura y utilización del CO₂ como un refrigerante potencial. Este compuesto es más benigno como refrigerante que el grupo de refrigerantes HFC. A mayores, tiene un coste reducido, es un compuesto abundante y es un refrigerante menos tóxico, en comparación con la mayoría de los refrigerantes sintéticos. Es importante resaltar que su rendimiento termodinámico no es tan bueno como otros debido a sus propiedades termofísicas.



2.1.3.3- Aire (R-729)

El aire es considerado uno de los refrigerantes más naturales y no causa problemas medioambientales. Es completamente seguro, disponible en cualquier lugar y barato. Es utilizado principalmente en sistemas de refrigeración y acondicionamiento en aviación mediante ciclos de Brayton o ciclos de Joule. No pasa por un cambio de fase y su coeficiente de rendimiento es bajo debido a su bajo peso (densidad). En algunas plantas de refrigeración puede ser utilizado más efectivamente en el enfriamiento rápido de productos alimenticios. A mayores, es muy adaptable a condiciones de aire acondicionado.

2.1.3.4- Mezclas azeotrópicas

Una mezcla refrigerante azeotrópica se define como un compuesto formado por dos o más sustancias con propiedades diferentes, pero que se comporta como una sustancia única. Ambas sustancias no pueden ser separadas mediante destilación. El refrigerante azeotrópico más común es el R-502, compuesto en un 48,8% de R-22 y en un 51,2% de R-115. Su coeficiente de rendimiento es mayor al del R-22 y su menor toxicidad proporciona una oportunidad de uso de este refrigerante en sistemas de refrigeración en hogares y en la industria de la refrigeración de alimentos. Otros ejemplos de mezclas azeotrópicas son los siguientes:

- R-500 (73,8% R-12 + 26,2% R-152a)
- R-503 (59,9% R-13 + 40,1% R-23)
- R-504 (48,2% R-32 + 51,8% R-115)

2.1.3.5- Mezclas no azeotrópicas

Una mezcla no azeotrópica se define como un fluido compuesto por múltiples componentes con diferentes volatilidades que, cuando es utilizado en ciclos refrigerativos, modifica su composición durante la evaporación o condensación. Las mezclas no azeotrópicas son denominadas también como mezclas zeotrópicas o mezclas. Las mezclas no azeotrópicas han sido utilizadas como refrigerantes desde inicios del siglo XX. Se ha mostrado un aumento de interés en este tipo de mezclas, en especial para bombas de calor, debido a que su composición adaptable ofrece una nueva dimensión en la distribución y diseño de sistemas de compresión de vapor. A partir de la crisis de energía de la década de los 70, las mezclas no azeotrópicas fueron todavía más atractivas en la investigación y desarrollo de sistemas avanzados de bombas de calor mediante vapor.

Este tipo de refrigerantes ofrecen ciertas ventajas:

- Mejora en el rendimiento
- Potencial de ahorro de energía
- Fácil control de capacidad
- Adaptación sencilla de los componentes del ciclo en función de los límites de capacidad y aplicación

A pesar de que muchas mezclas no azeotrópicas están bien estudiadas y desarrolladas, la investigación de la década pasada se ha enfocado principalmente en tres mezclas, R-12 + R-114, R-22 + R-114, y R-13B1 + R-152a. Es evidente que el fenómeno de transferencia de calor durante el cambio de fase de las mezclas no azeotrópicas es más complicado que en refrigerantes de un solo componente.

2.2- Clasificación según su toxicidad e inflamabilidad

2.2.2- Clasificación según su inflamabilidad

La normativa internacional ISO 817, la normativa americana ASHRAE 34 y la normativa europea UNE-EN 378, sobre requisitos de seguridad y medioambientales que han de cumplir los sistemas de refrigeración y bombas de calor, clasifican a los refrigerantes, atendiendo a los criterios de inflamabilidad, en cuatro categorías diferenciadas:

- **Clase 1:** Refrigerantes no inflamables. No presentan propagación de llama en aire a una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 60 °C.
- **Clase 2:** Refrigerantes con inflamabilidad y seguridad media. Para una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 23 °C, mezclados con aire en un porcentaje en volumen igual o superior al 3,5%, según normativa ISO 817 y UNE-EN 378; o 0,1 kg/m³ según ASHRAE 34. La velocidad de llama en aire es superior a 0,1 m/s en aire a una presión de 101,3 kPa, una temperatura de 60 °C y un calor de combustión menor a 19 MJ/kg.
- **Clase 2L:** Refrigerantes con inflamabilidad y seguridad media. Para una presión de 101,3 kPa y una temperatura de 23 °C, mezclados con aire en un porcentaje en volumen igual o superior al 3,5%, según normativa ISO 817 y UNE-EN 378; o 0,1 kg/m³ según ASHRAE 34. La velocidad de llama en aire es inferior a 0,1 m/s en aire a una presión de 101,3 kPa, una temperatura de 60 °C y un calor de combustión menor a 19 MJ/kg.

- **Clase 3:** Refrigerantes con alta inflamabilidad y explosivos. Refrigerantes de baja seguridad. Refrigerantes mezclados en un porcentaje de volumen inferior al 3,5%, según normativa ISO 817 y UNE EN-378; o 0,1 kg/m³ según ASHRAE 34. El calor de combustión es superior a 19 MJ/kg.

La composición resultante de múltiples destilaciones en las mezclas refrigerantes tiene que ser tomada en cuenta para su segura clasificación. Aquellos refrigerantes en los que la velocidad de llama no ha sido determinada, pero encajan en los requerimientos de la clase 2L, son clasificados como Clase 2. A pesar de que la inflamabilidad de los refrigerantes es una característica a tener en cuenta, existe multitud de oportunidades para disminuir la posibilidad de explosión en el uso de refrigerantes inflamables mediante un diseño, instalación y servicio apropiados.

2.2.3- Clasificación según su toxicidad

La ASHRAE divide a los refrigerantes en dos grupos diferenciados en función de su toxicidad:

- **Clase A:** Refrigerantes para los cuales no se ha identificado toxicidad a concentraciones inferiores o iguales a cuatrocientas partes por millón.
- **Clase B:** Refrigerantes para los cuales hay evidencia de toxicidad a concentraciones inferiores a cuatrocientas partes por millón.

Tabla 1. Normativa Seguridad ASHRAE 34. Modificada de [10]

ASHRAE estándar 34 Clasificación de seguridad de refrigerantes		No se detecta toxicidad a 400 ppm en volumen	Se detecta toxicidad por debajo de 400 ppm en volumen
		Menor toxicidad	Mayor toxicidad
LFL < 0,00625 lb/ft ³ HOC > 8174 Btu/lb	Mayor inflamabilidad	A3	B3
LFL > 0,00626 lb/ft ³ HOC < 8174 Btu/lb	Menor inflamabilidad	A2	B2
	Sin propagación de llama	A1	B1



2.3- Prefijos y decodificación de los refrigerantes

A pesar de que el sistema de numeración de los refrigerantes pueda parecer confuso, aporta información muy detallada sobre la estructura molecular y a mayores distingue entre varios tipos de químicos. En la práctica, es de gran importancia entender los prefijos de los refrigerantes y sus significados, así como la decodificación para ellos. Este apartado estará dividido en tres secciones: prefijos, decodificación del número e isómeros.

2.3.1- Prefijos

Algunos de los prefijos más habituales en los refrigerantes son CFC, HCFC, HFC, PFC y Halón, respectivamente. En los CFCs y HCFCs, la primera “C” es para el cloro (Cl), y en todos ellos, la “F” es para el flúor (F), la “H” para el hidrógeno (H) y la “C” final es para el carbono (C). PFC es un prefijo específico que se refiere al “perfluorocarbono”. “Per” significa todo, por lo tanto, los PFCs tienen todos sus enlaces ocupados por átomos de flúor. Los halones se definen como un término general para compuestos que contienen carbono, flúor, cloro, hidrógeno y bromo. Los números de los halones son diferentes al de los otros grupos moleculares y se comentarán más adelante. La [Tabla 2](#) resume los prefijos y átomos pertenecientes a cada grupo de refrigerantes.

Los compuestos utilizados como refrigerantes deben ser descritos utilizando el prefijo correcto tal y como aparece en la tabla o con los prefijos “R-” o “Refrigerante”. Por ejemplo, CFC-12 se puede denominar también como R-12 o Refrigerante 12, respectivamente [11].

Las mezclas de refrigerantes reciben números de manera serial, con la primera mezcla zeotrópica numerada R-400 y la primera mezcla azeotrópica numerada R-500. Las mezclas que están formadas por los mismos componentes, pero difieren en sus porcentajes, se diferencian mediante letras mayúsculas. Por ejemplo, el R-401A contiene un 53% de HCFC-22, un 13% de HFC-152a y un 24% de HCFC-124, pero el R-401B contiene un 61% de HCFC-22, un 11% de HFC-152a y un 28% de HCFC-124.

Tabla 2. Clasificación de refrigerantes según composición. Tomado de [3]

Nombre	Prefijos	Átomos contenidos
Clorofluorocarbono	CFC	Cl, F, C
Hidroc fluorocarbono	HCFC	H, Cl, F, C
Hidrobromofluorocarbono	HBFC	H, Br, F, C
Hidrofluorocarbono	HFC	H, F, C
Hidrocarbono	HC	H, C
Perfluorocarbono	PFC	F, C
Haluro	Haluro	Br, Cl (en algunos), F, H (en algunos), C

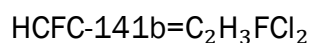


2.3.2- Decodificación del número

El prefijo describe el tipo de átomos en una molécula particular, y el siguiente paso es calcular el número de cada tipo de átomo. La clave en el código es sumar 90 al número. El resultado muestra el número de átomos de carbono, hidrógeno y flúor, respectivamente.

$$141+90=231 \quad 2(\#C) \quad 3(\#H) \quad 1(\#F)$$

Se necesita información a mayores para descifrar el número de átomos de cloro. Todos estos químicos están saturados, por lo tanto, solo contienen enlaces simples. El número de enlaces disponible en una molécula a base de carbón es $2C + 2$. Por consiguiente, para el HCFC-141b, el cual tiene dos átomos de carbono, hay seis enlaces simples. Los átomos de cloro ocupan los enlaces restantes después de introducir los átomos de flúor e hidrógeno. Por lo tanto, el HCFC-141b tiene 2C, 3H, 1F y 2 Cl:

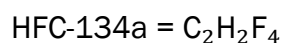


Una vez decodificado el número del HCFC correctamente, la “b” describe cómo estos átomos están enlazados. Diferentes isómeros contienen los mismos átomos, pero están enlazados de distintas formas.

Utilizaremos el HFC-134a como ejemplo:

$$134 + 90 = 224 \quad 2(\#C) \quad 2(\#H) \quad 4(\#F)$$

Observamos que hay seis enlaces. Sin embargo, en este caso, no hay enlaces libres, ya que todos están completos por hidrógeno y flúor, por lo que no aparecen átomos de cloro. Por lo tanto:



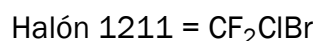
Comprobamos que el prefijo es correcto, debido a que solo contiene átomos de carbono, flúor e hidrógeno, pero no de cloro.

Cualquier molécula con solo un carbono (e.g., CFC-12) tendrá un número de dos dígitos, mientras que aquellas con dos o tres carbonos tendrán un número de tres dígitos.

El número de los halones muestra directamente el número de átomos de carbono, cloro, flúor y bromo. El esquema de numeración no ofrece un número directo de átomos de cloro, pero puede ser calculado. De manera similar, los números de los halones no especifican el número de átomos de hidrógeno directamente y no hay necesidad de añadir nada para decodificar el número.

$$\text{Halón 1211: } 1(\#C) \quad 2(\#F) \quad 1(\#Cl) \quad 1(\#Br)$$

Para esta molécula existen 4 enlaces y todos están ocupados por cloro, flúor y bromo, no dejando espacio para átomos de hidrógeno:





2.3.3- Isómeros

Se definen como sustancias compuestas de moléculas que contienen el mismo número y tipo de átomos, tienen la misma fórmula química, pero difieren en la estructura, por lo que pueden formar materiales cuyas propiedades pueden diferir de manera sustancial. Los polímeros isómeros se forman mediante la polimerización de isomonómeros que se unen de diferentes maneras.

Los compuestos a tratar están basados en cadenas de carbono compuestas de 1 a 3 átomos de carbono enlazados de manera simple, y su sistema está basado en la manera en la que los átomos de H, F, Cl y Br están unidos a esa cadena. Un átomo de carbono solo puede enlazar con otros cuatro átomos de una manera, por lo tanto, no hay isómeros para este tipo de compuestos. Para moléculas compuestas por dos átomos de carbono, una letra minúscula tras el número designa el isómero. Para moléculas compuestas por 3 átomos de carbono, dos letras minúsculas tras el número designan el isómero.

Si se considera una molécula compuesta por dos carbonos, por ejemplo, HCFC-141, HCFC-141a y HCFC-141b; se deduce que todos tienen el mismo número de átomos (2 carbonos, 3 hidrógenos, 1 flúor y 2 cloros), pero están estructurados de manera diferente. Por su parte, para determinar la letra, se suma el peso atómico de todos los átomos unidos a cada carbono. La distribución que proporciona que los pesos atómicos sean lo más igualados, no tiene letra. La siguiente distribución más igualitaria es el isómero “a”, la siguiente el isómero “b”, y así sucesivamente hasta que no haya más isómeros posibles. Un método común en la escritura de isómeros es la agrupación de los átomos en función del átomo de carbono al que están ligados. Por consiguiente, los isómeros de HCFC-141 están definidos de la siguiente manera:

- HCFC-141: $\text{CHFCl} - \text{CH}_2\text{Cl}$ (pesos atómicos en los dos carbonos: 37,5 y 55,5)
- HCFC-141a: $\text{CHCl}_2 - \text{CH}_2\text{F}$ (pesos atómicos en los dos carbonos: 21 y 72)
- HCFC-141b: $\text{CFCl}_2 - \text{CH}_3$ (pesos atómicos en los dos carbonos: 3 y 90)

Para especificar las estructuras químicas de los átomos de cloro, flúor y bromo, utilizamos el número ordinal del carbono al que están unidos y los prefijos numéricos (i.e., 2=di, 3=tri, 4=tetra, 5=penta, etc.) para especificar el número de átomos del mismo tipo. El sufijo referido al nombre molecular depende del número de carbonos. Las moléculas compuestas por un solo carbono terminan con el sufijo “metano”, las moléculas compuestas por 2 carbonos terminan con el sufijo “etano”, y aquellas compuestas por 3 carbonos terminan en “propano”. Se asume que aquellos huecos no ocupados por cloro, flúor o bromo; están ocupados por hidrógenos, por lo tanto, los átomos de hidrógeno no se especifican. En nuestro ejemplo, los isómeros de HCFC- 141 pueden ser escritos de la siguiente forma:



- HCFC-141: $\text{CHFCl} - \text{CH}_2\text{Cl}$ 1,2-dicloro-1-fluoroetano
- HCFC-141a: $\text{CHCl}_2 - \text{CH}_2\text{F}$ 1,1-dicloro-2-fluoroetano
- HCFC-141b: $\text{CFCl}_2 - \text{CH}_3$ 1,1-dicloro-1-fluoroetano

Las moléculas compuestas por tres átomos de carbono son más difíciles de nombrar. La primera letra designa el número de átomos ligados al carbono central, y la segunda letra designa la simetría decreciente en los pesos atómicos de los átomos ligados a los átomos de carbono exteriores.

3- PROPIEDADES TERMOFÍSICAS, QUÍMICAS Y PARÁMETROS DE OPERACIÓN EN REFRIGERACIÓN

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS A COMPARAR

- **Entalpía de vaporización:** La entalpía de vaporización, también conocida como calor latente de vaporización, es una propiedad termodinámica que representa la transferencia de calor de un mol de compuesto a partir de su estado estándar líquido a fase gas a temperatura y presión constantes. Su magnitud da información sobre la interacción intermolecular en fase líquida. Conocer el valor de la entalpía de vaporización permite la determinación de la entalpía de formación en fase gas.

La entalpía de vaporización se expresa en unidades de energía por unidad de masa, como julios por kilogramo (J/kg) o BTU por libra (BTU/lb), varía según la sustancia y depende de factores como la temperatura y la presión.

Se busca un alto valor de la entalpía de vaporización, debido a que un fluido con alto calor latente absorbe más energía desde el ambiente en el evaporador y reduce el caudal necesario, el tamaño de la instalación y el consumo de la bomba (tercera y cuarta referencia).

- **Presión de condensación:** Presión a la cual el refrigerante gaseoso en el sistema de refrigeración se condensa en estado líquido en el condensador. Es una etapa importante del ciclo de refrigeración en la cual el calor absorbido por el refrigerante durante la evaporación se disipa hacia el medio ambiente.

La presión de condensación depende de varios factores, como el diseño del sistema de refrigeración, la carga térmica, el tipo de refrigerante utilizado y las condiciones de funcionamiento. Puede ser influenciada por la temperatura ambiente, el flujo de aire a través del condensador y la eficiencia del condensador.

Es importante controlar y mantener la presión de condensación dentro de los rangos recomendados por el fabricante del sistema de refrigeración. Una presión de condensación demasiado alta puede aumentar la temperatura del refrigerante condensado, lo que puede afectar la eficiencia del sistema y causar problemas como el sobrecalentamiento del compresor. Por otro lado, una presión de condensación demasiado baja puede indicar un rendimiento inadecuado del sistema y una capacidad de enfriamiento reducida. Esta variable es crítica para el diseño y la operación eficiente de un sistema de

refrigeración. Se busca mantenerla en un nivel óptimo para garantizar una transferencia de calor adecuada en el condensador y un rendimiento eficiente en todo el ciclo de refrigeración.

- **Presión de evaporación:** Presión a la cual el refrigerante líquido se evapora y se transforma en estado gaseoso en el evaporador de un sistema de refrigeración. Es una etapa crucial en el ciclo de refrigeración, donde se absorbe calor del entorno a enfriar. Durante el proceso de evaporación, el refrigerante líquido de baja presión y baja temperatura ingresa al evaporador y se calienta mediante la transferencia de calor desde el espacio o el medio que se desea enfriar. Este calor provoca la evaporación del refrigerante, convirtiéndolo en vapor.

La presión de evaporación depende de varios factores, incluyendo el tipo de refrigerante utilizado, las propiedades termodinámicas del refrigerante, la carga térmica del sistema y las condiciones de funcionamiento. Puede ser influenciada por la temperatura del espacio o medio a enfriar, el diseño y eficiencia del evaporador, así como por el flujo y control del refrigerante en el sistema.

Es importante controlar y mantener la presión de evaporación dentro de los rangos adecuados para asegurar un funcionamiento eficiente del sistema de refrigeración. Una presión de evaporación demasiado baja puede resultar en una capacidad de enfriamiento insuficiente y una disminución en el rendimiento del sistema. Por otro lado, una presión de evaporación demasiado alta puede llevar a un sobrecalentamiento del compresor y una reducción en la eficiencia del sistema.

La presión de evaporación es una variable crítica en el diseño y operación de un sistema de refrigeración. Se busca mantenerla en un nivel óptimo para garantizar una adecuada absorción de calor en el evaporador y un rendimiento eficiente en todo el ciclo de refrigeración.

- **Temperatura crítica:** Parámetro que indica la temperatura más alta a la cual un gas puede ser comprimido y existir en estado gaseoso. Por encima de la temperatura crítica, la sustancia no puede existir en estado líquido, sin importar la presión a la que se encuentre. Esto indica que la temperatura crítica es la mínima temperatura en la cual fase líquida y fase gaseosa de una sustancia no pueden coexistir, por tanto, marca un límite para el uso de los refrigerantes en sistemas de refrigeración.

Por encima de la temperatura crítica, el refrigerante se encuentra en un estado supercrítico, donde las propiedades físicas del refrigerante se vuelven diferentes a las del estado líquido o gaseoso convencional. La temperatura

crítica varía según el tipo de refrigerante utilizado. Cada refrigerante tiene su propia temperatura crítica específica, que depende de sus propiedades moleculares y características termodinámicas.

Parámetro clave para decidir el refrigerante a utilizar. La temperatura crítica del fluido en funcionamiento condiciona la utilización de la fuente de calor, la eficiencia del ciclo y la pérdida exergética en el evaporador. A mayores, determina el rango de temperaturas en el cual un refrigerante puede operar de manera efectiva en un sistema de refrigeración. Se busca evitar que el refrigerante alcance o supere su temperatura crítica durante el funcionamiento normal, ya que esto puede resultar en un comportamiento inestable, problemas de compresión y daños en el sistema.

- **Volumen específico:** Se define como volumen ocupado por una unidad de masa de una sustancia. Es una propiedad intensiva, lo que implica que no depende de la cantidad de sustancia presente en un sistema, sino solo de la naturaleza de la sustancia en sí. Está relacionado con la densidad de forma inversa y puede variar en función de la presión y temperatura a la que se encuentre dicha sustancia. Se expresa típicamente en unidades de volumen por unidad de masa, como metros cúbicos por kilogramo (m^3/kg) o pies cúbicos por libra (ft^3/lb).

El volumen específico de un refrigerante depende de factores como la temperatura y la presión. A medida que la temperatura o la presión del refrigerante cambia, su volumen específico también puede variar.

El volumen específico es una propiedad importante en la refrigeración, ya que influye en el diseño y funcionamiento de los componentes del sistema. El volumen específico del refrigerante es relevante en el cálculo de la capacidad del compresor, la selección del tamaño del evaporador y el diseño del sistema de tuberías. A mayores, influye en la eficiencia del ciclo de refrigeración y en el trabajo realizado por el compresor.

- **Temperatura de solidificación:** Temperatura en la que una sustancia pasa de fase líquida a fase sólida. Depende de la naturaleza química de la sustancia y de la presión a la que se encuentra. Aquellas sustancias conformadas por una estructura molecular muy ordenada y por enlaces fuertes tendrán una temperatura de solidificación más alta que aquellas sustancias con estructuras menos ordenadas y con enlaces más débiles.

Es importante tener en cuenta la temperatura de solidificación al seleccionar y utilizar refrigerantes en sistemas de refrigeración. Si la temperatura del entorno o las condiciones de operación hacen que el refrigerante se acerque o caiga por debajo de su temperatura de solidificación, pueden ocurrir

problemas, como el bloqueo de tuberías o componentes debido a la formación de hielo. Esto puede afectar negativamente la eficiencia y el rendimiento del sistema, así como causar daños a los equipos.

En general, se busca utilizar refrigerantes con temperaturas de solidificación lo más bajas posible para evitar problemas de congelación. Sin embargo, en ciertas aplicaciones, como la refrigeración de ultra baja temperatura, puede ser necesario utilizar refrigerantes con temperaturas de solidificación más bajas y tomar medidas adicionales, como la adición de anticongelantes o el diseño de sistemas especiales para evitar el bloqueo o la formación excesiva de hielo.

- **Conductividad térmica:** Se define como una medida de la capacidad de un material para conducir el calor. Se refiere a la cantidad de calor que un material puede transferir a través de él en un periodo de tiempo determinado. Cuanto mayor sea la conductividad térmica de un material, más eficiente será en la transferencia de calor.

En el contexto de la refrigeración, la conductividad térmica es un factor importante a considerar al seleccionar materiales para componentes como tuberías, aislamiento y disipadores de calor. Un material con alta conductividad térmica permitirá una transferencia de calor más rápida y eficiente, lo que es beneficioso para el funcionamiento eficiente de los sistemas de refrigeración.

Por otro lado, el aislamiento térmico utilizado en la refrigeración busca tener una baja conductividad térmica, lo que significa que ofrece resistencia al flujo de calor. Esto ayuda a mantener las temperaturas deseadas y a evitar la transferencia no deseada de calor hacia el entorno circundante.

- **Viscosidad:** Propiedad física de los fluidos que se utiliza para describir su resistencia interna al flujo. Se refiere a la capacidad de un fluido para fluir y su resistencia a la deformación bajo esfuerzo cortante.

En términos más sencillos, la viscosidad es la medida de lo "espeso" o "pegajoso" que es un líquido o gas. Se clasifica en dos tipos principales: viscosidad dinámica y viscosidad cinemática.

- Viscosidad dinámica: También conocida como viscosidad absoluta, es la resistencia de un fluido al flujo cuando se aplica una fuerza externa. Se mide en unidades de poise o pascal · segundo (Pa · s).

En refrigeración, la viscosidad dinámica es importante para determinar el flujo de refrigerante a través de tuberías, válvulas y otros componentes del sistema.

- Viscosidad cinemática: Es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido. Se obtiene dividiendo la viscosidad dinámica por la densidad del fluido y se expresa en unidades de centistokes (cSt) o

metros cuadrados por segundo (m^2/s). La viscosidad cinemática es útil para evaluar la velocidad de flujo y la lubricidad de los fluidos refrigerantes.

La viscosidad en refrigeración es relevante para el diseño y funcionamiento de los sistemas de refrigeración, ya que afecta en la eficiencia de transferencia de calor y de circulación del refrigerante. Cabe señalar que la viscosidad puede variar con la temperatura, por lo que es importante considerarla al seleccionar los fluidos refrigerantes adecuados para una aplicación específica.

- **Inactividad y estabilidad química:** La estabilidad química en refrigeración se refiere a la capacidad de un refrigerante para resistir cambios químicos indeseables o degradación cuando está expuesto a diferentes condiciones de temperatura, presión, humedad u otros factores ambientales durante su uso. Un refrigerante químicamente estable es aquel que conserva sus propiedades físicas y químicas a lo largo del tiempo y bajo las condiciones de operación normales. Esto implica que el refrigerante no se descompone, no reacciona con otros materiales o contaminantes presentes en el sistema y no forma subproductos indeseables que puedan afectar el rendimiento del sistema o causar daños a los componentes.

La estabilidad química del refrigerante es crucial para mantener un funcionamiento eficiente y confiable del sistema de refrigeración. Si un refrigerante experimenta una degradación química, puede provocar la formación de productos corrosivos, obstrucciones, contaminación de aceite, pérdida de eficiencia de transferencia de calor o incluso daños en los componentes del sistema.

Es importante tener en cuenta que la estabilidad química puede depender del tipo de refrigerante utilizado. Los fabricantes de refrigerantes proporcionan información detallada sobre la estabilidad química de sus productos, incluyendo las condiciones óptimas de almacenamiento, vida útil y compatibilidad con los materiales utilizados en los sistemas de refrigeración. Es importante seguir estas recomendaciones para garantizar un rendimiento adecuado y seguro del sistema de refrigeración.

- **Relación de compresión:** Medida que indica la relación entre la presión de descarga y la presión de succión de un compresor en un sistema de refrigeración. Se utiliza para evaluar y describir la eficiencia y el rendimiento del compresor.

La relación de compresión se calcula dividiendo la presión de descarga (presión del refrigerante comprimido en la salida del compresor) por la presión de succión (presión del refrigerante aspirado en la entrada del compresor).

$$r_c = \frac{\textit{Presión de Descarga}}{\textit{Presión de Aspiración}} \quad (1)$$

La relación de compresión es importante porque afecta directamente la eficiencia y la capacidad de enfriamiento del sistema de refrigeración. Una relación de compresión más alta implica que el compresor está comprimiendo el refrigerante a una presión más alta en relación con la presión de aspiración. Esto puede aumentar la temperatura de descarga y, en consecuencia, la temperatura del refrigerante a medida que pasa por el condensador.

Una relación de compresión más alta puede ser deseable en ciertos casos, ya que puede mejorar la eficiencia energética del sistema y la capacidad de enfriamiento. Sin embargo, también puede aumentar la carga térmica y el trabajo del compresor, lo que puede requerir un diseño adecuado y un compresor con capacidad suficiente para manejar la relación de compresión deseada.

La relación de compresión debe estar dentro de los límites recomendados por el fabricante del compresor y del sistema de refrigeración. Superar los límites de relación de compresión puede generar problemas como el sobrecalentamiento del compresor, la disminución de la vida útil del sistema y la reducción de la eficiencia general del sistema.

- **Capacidad frigorífica:** La capacidad frigorífica se refiere a la cantidad de calor que un sistema de refrigeración puede extraer de un espacio o ambiente en un periodo de tiempo determinado. Es una medida de la capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración y se expresa típicamente en unidades de energía, como vatios (W) o unidades de refrigeración (BTU/h).

Se relaciona directamente con la cantidad de calor que puede ser transferida por el sistema de refrigeración desde el espacio a enfriar hacia el medio de disipación y depende de varios factores, tales como el tipo y tamaño del sistema de refrigeración, la temperatura inicial y final deseada del ambiente, la carga térmica del espacio (es decir, la cantidad de calor que ingresa al ambiente desde fuentes externas), y las características del refrigerante utilizado.

Es importante señalar que la capacidad frigorífica de un sistema de refrigeración no es constante, sino que puede variar en función de las condiciones de funcionamiento. Factores como la temperatura ambiente, la temperatura de condensación y evaporación, y el flujo de aire pueden afectar la capacidad frigorífica del sistema.

Este parámetro es fundamental en el diseño, selección y dimensionamiento de los sistemas de refrigeración, ya que determina su capacidad para cumplir con los requerimientos de enfriamiento de un determinado espacio o aplicación.

- **Trabajo específico de compresión:** Medida de la cantidad de trabajo requerido por unidad de masa de refrigerante para comprimirlo desde la presión de aspiración hasta la presión de descarga en un compresor de refrigeración. Se utiliza para evaluar la eficiencia del compresor y la cantidad de energía necesaria para realizar la compresión.

El trabajo específico de compresión se expresa típicamente en unidades de energía por unidad de masa, como as por kilogramo (J/kg) o BTU por libra (BTU/lb). Representa la energía necesaria para aumentar la presión del refrigerante y comprimirlo, superando la resistencia del sistema y la presión de succión.

Un valor más bajo de trabajo específico de compresión indica una mayor eficiencia del compresor, ya que se requiere menos energía para realizar la compresión. Por otro lado, un valor más alto de trabajo específico de compresión indica una menor eficiencia del compresor, lo que significa que se necesita más energía para lograr la misma compresión.

El trabajo específico de compresión depende de varios factores, como el diseño y las características del compresor, la relación de compresión, la temperatura de aspiración y descarga, y las propiedades del refrigerante utilizado. Puede variar entre diferentes modelos y tipos de compresores. Se busca seleccionar compresores con un trabajo específico de compresión más bajo para maximizar la eficiencia energética del sistema de refrigeración y reducir los costos operativos.

- **Temperatura de descarga:** Temperatura del refrigerante comprimido en la salida del compresor. Durante la compresión, el refrigerante experimenta un aumento significativo en su presión y temperatura. La temperatura de descarga es el resultado de este proceso de compresión y depende de varios factores, como el tipo de compresor utilizado, la relación de compresión, la temperatura de aspiración y las propiedades termodinámicas del refrigerante.

La temperatura de descarga es una medida importante en la refrigeración, ya que puede afectar la eficiencia y el rendimiento del sistema. Si la temperatura de descarga es demasiado alta, puede indicar una compresión ineficiente, lo que puede resultar en un mayor consumo de energía, mayor desgaste del compresor y menor capacidad de enfriamiento. El control y la monitorización adecuados de la temperatura de descarga son importantes para garantizar



un funcionamiento óptimo del sistema de refrigeración. Los sistemas de refrigeración están diseñados para mantener la temperatura de descarga dentro de rangos específicos para evitar problemas como el sobrecalentamiento del refrigerante, la degradación del aceite lubricante y la inestabilidad del sistema.

La temperatura de descarga puede variar según las condiciones de operación del sistema, como la carga térmica, la temperatura ambiente y la eficiencia del compresor. Un monitoreo regular y un mantenimiento adecuado del sistema son fundamentales para garantizar una temperatura de descarga óptima y un rendimiento eficiente del sistema de refrigeración.

4- PARÁMETROS REFRIGERACIÓN

4.1- Parámetros ambientales

4.1.1- Global Warming Potential (GWP)

El calentamiento global es posiblemente el problema medioambiental más severo en la actualidad. El riesgo que producen sus efectos ha sido descrito en términos de desastre medioambiental debido a grandes cambios en el clima en el futuro. El calentamiento global se define como el aumento de la temperatura a escala mundial, que produce la fusión de los casquetes polares y el aumento del nivel del mar. Un “efecto invernadero” es causado por un manto de gases en la atmósfera que refleja el calor hacia la superficie de la Tierra o mantiene el calor en la atmósfera. Este efecto es intensificado por la emisión de los denominados como gases invernadero. El gas de efecto invernadero más conocido es el dióxido de carbono (CO_2), el cual una vez emitido a la atmósfera, permanece en ella 500 años, generando una capa de efecto invernadero constante a medida que el tiempo avanza. La influencia concreta de la mano humana en la contribución de la producción del efecto invernadero es incierta, pero en cualquier caso es vital para mantenerla al mínimo y conservar reservas de fueles fósiles.

El Potencial de Calentamiento Global (GWP) se define como la fuerza radiativa integrada (desequilibrio energético atmosférico que conduce al calentamiento global) resultante de una emisión de pulso de un determinado gas de efecto invernadero (GHG), en relación con una emisión de la misma masa de dióxido de carbono (CO_2). El GWP100 toma un periodo de 100 años después de cualquier emisión para comparar la fuerza integrada. El Quinto Informe de Evaluación del Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC) sugiere que el GWP podría interpretarse como un “índice de la energía total añadida al sistema climático por un componente en cuestión en relación con la añadida por el e CO_2 ” [12].

Si se quiere definir de manera numérica, la forma de describir el GWP es la siguiente:

$$\text{GWP}^i = \frac{\int_0^T a_i c_i dt}{\int_0^T a_{\text{CO}_2} c_{\text{CO}_2} dt} \quad (2)$$

Donde a_i es el forzamiento radiativo instantáneo debido a un aumento unitario en la concentración de una traza de gas i , y c_i es la concentración de la traza de gas i que permanece un tiempo t después de la liberación a la atmósfera y T es el número de años durante los cuales se realiza el cálculo, el horizonte temporal [13].

A pesar de esta construcción aparentemente intuitiva y la larga historia del uso del GWP100 como métrica de emisiones, existe una discusión igualmente prolongada sobre sus limitaciones, especialmente en relación con la caracterización de los impactos climáticos de los contaminantes climáticos de vida corta (SCLP) como el CH_4 (referencia). Un desafío fundamental, especialmente en el contexto de los objetivos climáticos generales basados en la temperatura, es que las series temporales de emisiones informadas utilizando el GWP100 no pueden traducirse en resultados de temperatura para diversos puntos en el tiempo.

Dado que el GWP se basa en el impacto de la fuerza radiativa integrada en todo el horizonte temporal utilizado, se pierde el detalle dinámico de cómo cambia la fuerza dentro de ese periodo. En consecuencia, la fuerza o el cambio de temperatura resultante en cualquier momento particular no se puede determinar. Este oscurecimiento de la evolución temporal de los impactos climáticos también impone una barrera fundamental para comprender cómo diferentes secuencias de emisiones contribuyen a los impactos climáticos generales.

Para determinar la contribución actual a la temperatura elevada a partir de cualquier actividad dada o comprender cómo el cambio global de temperatura ha sido impulsado por las emisiones globales totales, necesitamos saber qué gases de efecto invernadero se han emitido previamente y los impactos climáticos ejercidos. Estos impactos disminuyen con el tiempo a tasas específicas de gas según los diversos procesos de eliminación atmosférica que se aplican a cada gas. Los cambios futuros de temperatura dependen de manera similar de los impactos variables en el tiempo de las emisiones pasadas, presentes y futuras.

Para el CO_2 , la persistencia a largo plazo de una fracción significativa de las emisiones, junto con las escalas temporales de la respuesta global de temperatura, significa que las emisiones de CO_2 causan adiciones relativamente estables al calentamiento global general durante al menos siglos, hasta milenios. En consecuencia, se puede pensar que cada emisión de CO_2 eleva las temperaturas de manera sencilla y aditiva, y la contribución al calentamiento de un emisor de CO_2 se puede determinar simplemente sumando todas sus emisiones pasadas de CO_2 hasta la fecha.

Para contaminantes climáticos de vida más corta como CH_4 , sin embargo, las emisiones no ejercen impactos indefinidos y acumulativos en la temperatura. En cambio, su contribución al aumento de la temperatura disminuye con el tiempo después de la emisión, de acuerdo con los procesos naturales de eliminación atmosférica para el gas dado.

Para N_2O , con una vida atmosférica promedio de alrededor de un siglo, la decadencia del impacto en la temperatura sigue siendo bastante lenta, aunque mucho más rápida en comparación con el CO_2 , y las emisiones aún se pueden considerar como una adición acumulativa a la temperatura global durante los marcos temporales dentro de su vida atmosférica. Para CH_4 , con una vida atmosférica promedio de

alrededor de una década, una fracción sustancial de sus impactos en el calentamiento se revierte relativamente poco después de la emisión (4-5 décadas después de su emisión, menos del 2% de la emisión original permanece) y sus impactos no son predominantemente acumulativos.

Un posible método para informar sobre el impacto del calentamiento global de los emisores que puede permitir un vínculo más directo con los resultados climáticos, basado directamente en la dinámica física mencionada anteriormente, es la huella climática de forzamiento radiativo (RF) [13]. La contribución al RF realizada por una organización o industria se determina sumando el RF de las emisiones actuales con el RF de las emisiones históricas que permanecen en la atmósfera, superando así los problemas al intentar utilizar emisiones de pulso aisladas con diferentes impactos dependientes del tiempo para asignar la responsabilidad climática.

Otra alternativa reciente ha sido la aparición de GWP*. Esta nueva métrica climática permite integrar gases de corta duración en marcos de emisión acumulativos [13]. GWP* trata un cambio en la tasa de SLCP como directamente equivalente a una emisión individual de CO₂, a veces llamada equivalencia “paso-pulso”, con el “cambio de paso” en las tasas de emisión SLCP equiparado a un pulso individual de CO₂. Este tipo de equivalencia se produce porque para los gases de corta duración, las tasas de emisión estables conducen a concentraciones estables (donde las emisiones están equilibradas por eliminaciones naturales), reflejando la persistencia atmosférica a largo plazo de una liberación individual de CO₂. A través de este enfoque, GWP* permite evaluaciones simples del calentamiento con el tiempo para diversos gases de efecto invernadero que no son obvias si se utilizan métricas de emisión por pulso, es decir, GWP100. Puede capturar los diferentes impactos temporales y legados de diferentes emisiones y relacionar las trayectorias de emisión más directamente con los resultados climáticos.

Debe tenerse en cuenta que los “equivalentes de calentamiento de CO₂” proporcionados por GWP*, no son la misma cantidad que se informa utilizando métricas típicas de “equivalentes de CO₂” de emisión de pulso, como el GWP100.

Los equivalentes de calentamiento de CO₂ informan una determinada vía de emisiones no CO₂ o multigas como la serie aproximada de emisiones de CO₂ que daría lugar al mismo cambio de temperatura con el tiempo, en relación con un nivel de referencia de calentamiento causado por emisiones anteriores hasta el comienzo de la serie que está evaluando. Por lo tanto, son distintos enfoques convencionales de CO₂-e que proporcionan una ponderación única para indicar el impacto relativo (según lo definido por la métrica específica de CO₂-e utilizada) de emitir o no emitir un determinado gas de efecto invernadero, independientemente de cómo este impacto pueda compararse con respecto al calentamiento causado por emisiones anteriores.

Podemos observar los valores de GWP para los refrigerantes más comunes en la Tabla 3:

Tabla 3. Valores GWP de los principales refrigerantes del mercado. Tomado de [13]

	Composición	Ratio	GWP
1	Butano (R600)	1,0	4,0
2	Éter dimetílico (RE170)	1,0	1,0
3	Etano (R170)	1,0	6,0
4	Propano (R290)	1,0	3,0
5	Propileno (R1270)	1,0	2,0
6	R1234yf	1,0	4,0
7	R1234ze(E)	1,0	7,0
8	R1234ze(Z)	1,0	6,0
9	R1234a	1,0	1430,0
10	R152a	1,0	124,0
11	R161	1,0	12,0
12	R236ea	1,0	1370,0
13	R245fa	1,0	1030,0
14	R32	1,0	675,0
15	R41	1,0	92,0
16	Isopentano (R601a)	1,0	5,0
17	Isobutano (R600a)	1,0	3,0
18	R1123	1,0	<1
19	R1224yd(Z)	1,0	<1
20	R1243zf	1,0	<1
21	RE143a	1,0	756,0
22	RE245cb2	1,0	708,0
23	R1233zd(E)	1,0	4,5
24	R131l	1,0	0,4
25	R22	1,0	1810,0
26	R1234a	1,0	1430,0
27	R407A	1,0	2107,0
28	R407C	1,0	1774,0
29	R410A	1,0	2088,0
30	R422D	1,0	2729,0
31	R454B	1,0	466,0
32	R513A	1,0	631,0
33	R152a	1,0	124,0
34	ISOBUTANO	1,0	20,0
35	R1234zc(E)/R152a	0,1/0,9	112,2
36	ISOBUTANO/R1234ze(Z)	0,9/0,1	18,6
37	ISOBUTANO/R1234ze(Z)/butano	0,8/0,1/0,1	16,9
38	ISOBUTANO/R1234ze(Z)	0,8/0,2	17,2
39	ISOBUTANO/R1233zd(E)	0,9/0,1	25,7
40	ISOBUTANO/R1233zd(E)/R1234ze(Z)	0,8/0,1/0,1	24,3
41	ISOBUTANO/R1234ze(Z)/butano	0,7/0,1/0,2	15,2
42	ISOBUTANO/R1224yd(Z)	0,9/0,1	18,1
43	ISOBUTANO/R1234ze(Z)/R245fa	0,8/0,1/0,1	119,6
44	ISOBUTANO/R1224yd(Z)/R1234ze(Z)	0,8/0,1/0,1	16,7
45	R1243zf/R152a	0,1/0,9	111,7
46	ISOBUTANO/R1233zd(E)	0,8/0,2	31,4

47	ISOBUTANO/R236ea/butano	0,8/0,1/0,1	136,3
48	ISOBUTANO/RE245cb2	0,9/0,1	86,0
49	ISOBUTANO/R236ea	0,9/0,1	138,0
50	R1234ze(E)/R152a	0,2/0,8	100,4
51	ISOBUTANO/R1224yd(Z)/butano	0,8/0,1/0,1	16,4
52	ISOBUTANO/R1234ze(Z)	0,7/0,3	15,8
53	ISOBUTANO/R1234ze(Z)/butano	0,6/0,2/0,2	13,8
54	ISOBUTANO/R1224yd(Z)	0,8/0,2	16,2
55	ISOBUTANO/R236ea/butano	0,7/0,1/0,2	134,6
56	ISOBUTANO/R1224yd(Z)/R1234ze(Z)	0,7/0,1/0,2	15,3
57	ISOBUTANO/R1233zd(E)/R236ea	0,8/0,1/0,1	143,7
58	ISOBUTANO/R1233zd(E)/R1234ze(Z)	0,7/0,1/0,2	22,9
59	R1234yf/R152a	0,1/0,9	112,0
60	ISOBUTANO/R1233zd(E)/RE245cb2	0,8/0,1/0,1	91,7
61	DME/R152a/butano	0,1/0,8/0,1	99,6
62	ISOBUTANO/R245fa	0,9/0,1	121,0
63	ISOBUTAN/R1224yd(Z)/RE245cb2	0,8/0,1/0,1	84,1
64	R1234ze(E)/R1243zf/R152a	0,1/0,1/0,8	99,9
65	R1234ze(E)/R152a	0,3/0,7	88,6
66	R152a/butano	0,8/0,2	99,8
67	ISOBUTANO/R245fa/butano	0,8/0,1/0,1	119,3
68	ISOBUTANO/R1224yd(Z)/R245fa	0,8/0,1/0,1	119,1
69	DME/R152a/butano	0,1/0,7/0,2	87,5
70	ISOBUTANO/R1224yd(Z)	0,7/0,3	14,3
71	R1243zf/R152a	0,2/0,8	99,4
72	R152a/butane	0,9/0,1	111,9

4.1.2- Ozone Depletion Potential (ODP)

El concepto científico de ODP surgió originalmente como un medio simplificado para determinar la capacidad relativa de un producto químico para destruir el ozono [14]. La reducción del potencial de desaparición de ozono (ODP) es una métrica extremadamente útil para consideraciones políticas y análisis científicos para evaluar los efectos relativos de los gases emitidos por el ser humano que afectan el medio ambiente atmosférico global. Los ODP surgieron como un medio simplificado para determinar la capacidad relativa de un producto químico para destruir el ozono estratosférico de una mayor destrucción por las emisiones de halocarbonos. Este concepto de una medida relativa del impacto acumulativo en el ozono estratosférico de las emisiones de gases traza resultó ser particularmente útil para los responsables políticos en sus consideraciones para desarrollar políticas para proteger el ozono estratosférico de una mayor destrucción por las emisiones de clorofluorocarbonos (CFC), haluros y otros halocarbonos relativamente duraderos. [15]



Como resultado, el concepto ODP es una parte integral de las consideraciones nacionales e internacionales sobre políticas de protección del ozono, incluido el Protocolo de Montreal y sus enmiendas internacionales y la Ley del Aire Limpio de EE. UU. La Agencia de Protección Ambiental de EE. UU. y otras organizaciones como el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente ahora requieren evaluaciones de ODP para todos los halocarbonos recién considerados, especialmente para aquellos que se están considerando como compuestos de reemplazo para CFC y haluros y usos como refrigerantes, agentes espumantes, disolventes, retardantes de fuego y otras aplicaciones relevantes donde podrían ocurrir emisiones significativas a la atmósfera.

Las emisiones de gases que contienen cloro, bromo o yodo pueden afectar particularmente el ozono estratosférico (pero no las emisiones de gases solubles en agua como HCl que probablemente serían lavados por la atmósfera y no llegarían a la estratosfera). El cloro, el bromo y el yodo reaccionan extremadamente eficientemente con el ozono en procesos catalíticos, y estos átomos pueden destruir miles de moléculas de ozono si llegan a la estratosfera. Si un compuesto no contiene cloro, bromo o yodo, entonces es menos probable que afecte la estratosfera. Podrían ocurrir excepciones si el compuesto puede lograr un uso significativo que se convertiría en una fuente de óxidos nitrosos estratosféricos, óxidos de hidrógeno o partículas sulfúricas.

CONCEPTO DE ODP

El ODP de un gas se define como el cambio integrado en el ozono total por unidad de emisión de masa del gas, en relación con el cambio en el ozono total por unidad de emisión de masa del CFC-11, uno de los gases que más preocupa en la destrucción de ozono. Alternativamente, el ODP se puede derivar utilizando una emisión constante calculada en estado estacionario en relación con la misma para el CFC-11. Numéricamente, los dos enfoques son equivalentes. Por lo tanto, el ODP del gas X se define por:

$$\text{ODP}(X) = \frac{\Delta O_3(X, E)}{\Delta O_3(\text{CFC-11}, E)} \quad (3)$$

Donde $\Delta O_3(X, E)$ es el cambio porcentual en estado estacionario en la carga de ozono estratosférico debido a la emisión en la superficie terrestre de la especie X en E (kg/año). Como medida relativa, los ODP están sujetos a menos incertidumbres que las estimaciones del porcentaje absoluto de agotamiento del ozono causado por diferentes gases.

Los ODP utilizados en las evaluaciones científicas internacionales sobre el ozono estratosférico patrocinadas por la Organización Meteorológica Mundial (por ejemplo, [16]) se determinan generalmente por dos medios diferentes: cálculos a partir de modelos, principalmente de modelos de química y física atmosférica global, y un enfoque semiempírico desarrollado por Susan Solomon y sus colaboradores [17].

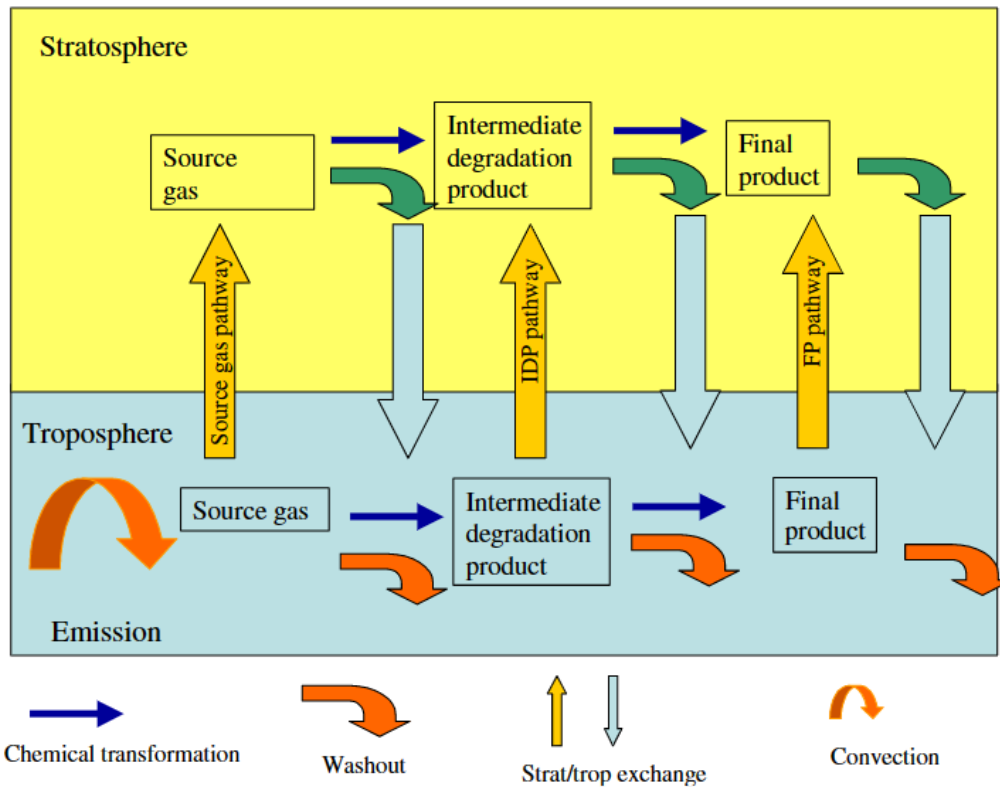


Figura 2. Ciclo de degradación de fluido refrigerante. Tomada de [15]

Los dos enfoques dan resultados similares. Hasta aproximadamente el año 2000, se utilizaron modelos bidimensionales promediados zonalmente de la atmósfera global en la determinación del modelo de ODP. Los modelos tridimensionales más intensivos computacionalmente, que representan variaciones con longitud y latitud y altitud y que representan más plenamente la física y química de la atmósfera, se utilizan ahora para tales estudios y son las herramientas de modelado elegidas para determinar los ODP. Los modelos numéricos utilizados en tales estudios intentan tener en cuenta los procesos químicos y físicos conocidos que afectan a las especies químicas en la troposfera y estratosfera.

Se asume que los compuestos entran en la atmósfera a nivel de suelo, son transportados en la atmósfera por procesos dinámicos y reaccionan mediante fotólisis o a través de la reacción con otros constituyentes atmosféricos. La reactividad del compuesto particular depende de su estructura molecular. En general, los compuestos de interés probablemente se someterán a una descomposición fotolítica por luz ultravioleta (UV) o cercana a luz UV, reaccionarán con OH en la troposfera y estratosfera o reaccionarán con oxígeno atómico. Hay varios caminos para entregar los productos finales de interés, como el cloro o el bromo, a la estratosfera, como se muestra en la [Figura 2](#).



El compuesto original, el gas fuente, puede ser transportado directamente a la estratosfera, donde reacciona para formar productos de degradación intermedios que luego reaccionan para liberar los átomos de halógeno o, para algunas reacciones, liberar los átomos de halógeno directamente que pueden reaccionar con el ozono. Los gases de larga duración que están bien mezclados en la troposfera, aquellos con vidas atmosféricas mayores de aproximadamente 1 año, tienen casi toda su liberación de átomos de halógeno en la estratosfera. Para los gases de corta duración, aquellos con vidas atmosféricas menores de 1 año, generalmente hay suficiente reactividad en la troposfera para que los productos intermedios y los productos finales se produzcan a menudo en la troposfera. Si los productos son solubles en agua, entonces una fracción alta puede ser eliminada por procesos de lavado, especialmente si los productos se producen en la baja troposfera. Sin embargo, algunos de estos productos pueden ser transportados a la estratosfera, lo que permite que los átomos de halógeno estén disponibles para reacciones con el ozono. Varios estudios de investigación indican que, para algunos compuestos, una fracción alta del halógeno que llega a la estratosfera lo hace en forma de productos de reacción o como átomos de halógeno [18–23].

La Figura 2 muestra algunas de las consideraciones importantes en la modelización de los procesos químicos y físicos relevantes para determinar la reducción del ozono estratosférico a partir de la emisión de un compuesto halogenado. Los procesos en el cuadro grande punteado no son importantes para los gases de larga duración, pero pueden ser extremadamente importantes para los gases de corta duración.

Una gran incertidumbre en los modelos es la cantidad de hidroxilo troposférico, OH. Dado que hay pocas mediciones confiables de OH disponibles, la distribución global no se ha medido directamente. Como resultado, dada la importancia de la vida atmosférica en la determinación del ODP para una sustancia, aquellos gases donde la reacción con OH troposférico es el mecanismo de pérdida primario, como lo es para muchos de los compuestos de reemplazo, a menudo se utiliza una escala a la vida parcial de CH_3CCl_3 debido a su reacción con el OH troposférico. Esta escala generalmente no es necesaria en los modelos tridimensionales actuales. Como se discute a continuación, los compuestos de corta duración, aquellos con una vida atmosférica menor a aproximadamente medio año, requieren especial consideración.

El enfoque semiempírico para determinar los ODP se basa en mediciones directas de halocarbonos seleccionados y otras especies traza en la estratosfera. Por lo tanto, relaciona los valores ODP con cantidades medidas que también se pueden usar para evaluar la validez de los resultados calculados por el modelo. La derivación semiempírica requiere conocer las propiedades físicas del compuesto halogenado, su vida útil total (incluida la pérdida en el océano o en el suelo además de la reactividad en la atmósfera), un factor que representa la distribución del halógeno inorgánico liberado en la estratosfera obtenido a partir de observaciones del compuesto u otros compuestos con reactividad similar y un análisis de la eficiencia

catalítica para la destrucción del ozono, determinada en relación con el cloro. La definición del ODP del compuesto X utilizando el enfoque semiempírico es:

$$ODP_{semi-emp}(X) = (\text{factor fraccional de emisión}) \times \frac{\mu_{CFC-11}}{\mu_X} \times \frac{\tau_X}{\tau_{CFC-11}} \times \frac{n_X}{n_{CFC-11}} \times \alpha \quad (4)$$

Se debe tener en cuenta que el enfoque semiempírico solo funciona para gases de larga vida útil porque no tiene en cuenta el halógeno que puede llegar a la estratosfera como reacción intermedia o producto final. Por lo tanto, este enfoque tendrá errores para compuestos halogenados de vida corta.

En el enfoque semiempírico, se utiliza la fracción observada de disociación para determinar la cantidad de cloro y bromo (o yodo) liberados, y luego se compara con la distribución de pérdida de ozono derivada de observaciones, con la suposición de que la pérdida de ozono se debe únicamente a la química de halógenos. La correlación entre diferentes compuestos se determina en función de su reactividad relativa en la troposfera y estratosfera. Este método semiempírico evita algunos de los exigentes requisitos de simulación numérica precisa de las distribuciones de gases de origen (es decir, de los CFC, HCFC y otros compuestos) y de la destrucción resultante de ozono. Sin embargo, el enfoque semiempírico también depende de la precisión de las mediciones utilizadas en este método. Como se mencionó anteriormente, los resultados para los gases de larga vida de los modelos actuales se comparan bien con la derivación semiempírica de los ODP.

Dado que los ODP se definen en términos del cambio de ozono en estado estacionario (o alternativamente como el efecto acumulativo integrado sobre el ozono de emisiones constantes), no son representativos de los efectos relativos y transitorios esperados para los compuestos durante los primeros años de emisión. Para los cálculos del modelo que suponen emisiones constantes, también se pueden definir ODP dependientes del tiempo, donde los cambios en el ozono para el compuesto y para el CFC-11 se calculan como función del tiempo sobre una base de masa emitida por unidad. Estos ODP dependientes del tiempo proporcionan información sobre los efectos a corto plazo de un compuesto sobre el ozono [24]. En los primeros años después de la emisión, el ODP dependiente del tiempo para un compuesto, a menudo puede ser mayor que el valor de estado estacionario eventual. Sin embargo, generalmente se prefieren valores de estado estacionario y se utilizan en consideraciones regulatorias.

ODP DERIVADOS

Por definición, el ODP para el CFC-11 es 1,0. Los ODP calculados para otros CFC son todos mayores que 0,4. Los ODP para los halones son todos extremadamente grandes, mucho mayores que 1,0, lo que refleja la alta reactividad del bromo con el ozono. Los ODP para los HCFC que se están utilizando o considerando como sustitutos de los CFC o halones son todos pequeños, con valores entre 0,01 y 0,05 y

en ocasiones inferiores. El efecto sobre el ozono de una emisión de masa unitaria de uno de estos HCFC sería correspondientemente menor que una centésima parte del efecto sobre el ozono que los CFC o halones que reemplazarían. Los ODP para todos los hidrofluorocarbonos (HFC), perfluorocarbonos (PFC) y el hexafluoruro de azufre son cercanos a cero, debido a la baja reactividad de sus productos de disociación con el ozono. La Tabla 4 muestra los ODP para varios de los gases de mayor preocupación para el ozono.

Tabla 4. Valores de ODP de los refrigerantes clásicos. Tomado de [15]

Gas	Fórmula Química	ODP
CFCs		
CFC-11	CCL_3F	1,0
CFC-12	CCl_2F_2	0,82
CFC-113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	0,85
CFC-114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	0,58
CFC-115	CF_3CClF_2	0,57
Bromocarbonos		
Bromuro de metilo	CH_3Br	0,66
Halón-1301	CF_3Br	15,9
Halón-1211	CF_2ClBr	7,9
HCFCs		
HCFC-22	CHClF_2	0,04
HCFC-123	CF_3CHCl_2	0,01
HCFC-124	CF_3CHClF	0,02
HCFC-141b	$\text{CH}_3\text{CCl}_2\text{F}$	0,12
HCFC-142b	CH_3CClF_2	0,06
HCFC-225ca	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CHCl}_2$	0,02
HCFC-225cb	$\text{CClF}_2\text{CF}_2\text{CHClF}$	0,03
Otros		
Tetracloruro de carbono	CCl_4	0,82
Metilcloroformo	CH_3CCl_3	0,16
Cloruro de metilo	CH_3Cl	0,02

COMPUESTOS DE VIDA CORTA: CONSIDERACIÓN ESPECIAL

Como se comentó anteriormente, el concepto de ODP se desarrolló originalmente para los CFC y otros halocarbonos cuya vida útil atmosférica es suficientemente larga (>1 año) para que sus relaciones de mezcla sean uniformes en la troposfera. Sin embargo, una serie de compuestos que se están utilizando o se están proponiendo como sustitutos de las sustancias controladas por el Protocolo de Montreal tienen vidas útiles atmosféricas extremadamente cortas, del orden de días a unos pocos meses. Las emisiones de estos compuestos, generalmente denominados sustancias muy poco persistentes (VLSL \equiv very short-lived substances), presentan problemas especiales para determinar los ODP. La mayoría de los usos de estos compuestos son en las latitudes medias del norte, en los Estados Unidos y Canadá, Europa o Asia. Después de la emisión, estos compuestos deben ser transportados a los trópicos donde pueden ser transportados a la estratosfera. Por otro lado, las emisiones desde lugares en los trópicos podrían tener una probabilidad mucho mayor de llegar a la estratosfera. Como resultado, para los compuestos muy poco persistentes, los ODP se definen como una función de la ubicación (latitud, longitud) y a veces el tiempo (generalmente la estación) de emisión. No es adecuado tratar estos productos químicos como si fueran emitidos uniformemente en todas las latitudes y longitudes como normalmente se hace para los gases de larga duración. Por lo tanto, para los VLSL no hay un solo valor ODP, sino que debería haber una matriz de valores dependiente de la ubicación y quizás del tiempo si hay una variación estacional en el uso y emisión del compuesto.

Tabla 5. Valores de ODP de compuestos de vida corta. Tomado de [15]

Gas	Latitudes de Emisión	Tiempo de vida (días)	ODP
C_3H_7Br (nPB)	60° S-70° N	19,6	0,011
	30-60° N	24,7	0,0049
C_2Cl_4 (PCE)	30-60° N	111	0,0060
C_2HCl_3 (TCE)	30-60° N	13	0,00035
$C_3H_2F_3Br$ (BTP)	60° S-60° N	4,3	0,0052
	30-60° N	7,0	0,0028
CH_3I	30-60° N	13,6	0,017
CF_3I	30-60° N	5,0	0,008

Los ODP para una serie de compuestos de corta duración se han derivado (ver [Tabla 5](#)). Un ejemplo importante de un VLSL es el bromuro de n-propilo (también conocido como 1-bromopropano, $CH_2BrCH_2CH_3$ o simplificado como $1-C_3H_7Br$ o nPB). Este compuesto, útil como disolvente, se ha estimado que tiene una vida útil atmosférica de unos 20 días promedio anual para las emisiones a nivel mundial y 25 días para las emisiones de 30 a 60° N debido a su reacción con el hidroxilo, OH. Debido a que el nPB contiene bromo, cualquier cantidad que llegue a la estratosfera tiene el



potencial de afectar las concentraciones de ozono estratosférico. Varios estudios [20–26] han señalado que la idea de una sola vida útil es errónea para los compuestos muy poco persistentes: las relaciones de mezcla del nPB que llegan a la troposfera superior tropical dependen fuertemente de la latitud y la estación de las emisiones. Estos estudios encontraron que las emisiones tropicales tenían el doble de probabilidades de entrar en la estratosfera que las emisiones de alta latitud. Wuebbles D et al. [22] mostraron que hasta el 0,5% del Br emitido como nPB en la superficie entró en la estratosfera, con solo el 20-30% del Br en forma de nPB. El resto estaba en forma de productos de reacción o bromo inorgánico. Estos estudios también enfatizan la importancia de conocer los productos degradados para cuantificar su contribución a la carga de halógenos en la estratosfera.

Después de la emisión, generalmente sobre los continentes en las latitudes medias del hemisferio norte, no se espera que los productos químicos de corta duración como el nPB tengan concentraciones bien mezcladas en la troposfera. Los vientos y otros procesos de mezcla en la atmósfera transportarían gradualmente estos gases a los trópicos donde pueden ser transportados de manera más efectiva a la estratosfera inferior. Al mismo tiempo, debido a la corta vida útil, la reacción con OH y otros procesos de pérdida química convertiría una fracción significativa del producto químico emitido en sus productos degradados. Los procesos que afectan a los productos degradados resultantes podrían ser bastante importantes ya que podrían actuar como vehículos para transportar cloro o bromo a la estratosfera inferior. Los compuestos inorgánicos de bromo producidos a partir de la degradación del nPB troposférico, si no se eliminan suficientemente por deposición húmeda, podrían contribuir aún más al bromo estratosférico. La cuestión de cuánto halógeno estaría disponible para afectar el ozono estratosférico depende en gran medida de los complejos efectos de los procesos de transporte y químicos en la troposfera. Se necesitan evaluaciones de ODP para compuestos de corta duración con modelos tridimensionales de transporte químico de la troposfera y estratosfera para tales gases de corta duración. En teoría, estos modelos deberían ser capaces de determinar efectivamente la cantidad de compuestos químicos de corta duración y sus productos degradados que llegan a la estratosfera y los posibles efectos resultantes sobre el ozono. Los modelos que tienen representaciones completas de los procesos químicos y físicos estratosféricos son intensivos en computación.

La [Tabla 5](#) compara los valores de ODP derivados para varios productos químicos con vidas atmosféricas cortas utilizando modelos tridimensionales con representación completa de los procesos troposféricos y estratosféricos. En general, los ODP para tales compuestos de corta duración tienden a ser mucho más pequeños que los ODP y sus reemplazos de primera generación, los HCFC (como se ve al comparar con la [Tabla 4](#)). Con el uso de CFC y HCFC ahora en gran parte prohibido debido a las preocupaciones sobre el ozono estratosférico, es necesario encontrar reemplazos para esos compuestos. Dado que sus vidas útiles son muy cortas, los efectos directos sobre el clima de tales compuestos de corta duración también son muy pequeños. Como resultado, es probable que la industria recurra a la

consideración de tales compuestos de muy corta duración para los diversos usos como refrigerantes, agentes espumantes, disolventes, retardantes de llama y otras aplicaciones relevantes.

4.2- Parámetros Termodinámicos

4.2.1- Eficiencia Térmica

La eficiencia termodinámica es el índice principal para evaluar los ciclos, y la pérdida de disponibilidad termodinámica (llamada irreversibilidad) se detalla por la contribución de cada componente en el ciclo.

4.2.2- COP

Se conoce como coeficiente de rendimiento (COP) a la relación entre el calor absorbido en el espacio refrigerado y la energía térmica equivalente suministrada al compresor (trabajo realizado).

$$COP = \frac{\text{calor extraído del ciclo / absorbido por el aire}}{\text{trabajo realizado}} = \frac{Q_f}{W} \quad (5)$$

El calor absorbido por el aire puede ser calculado de acuerdo a la capacidad de salida de aire frío.

$$Q_f = m_f c_p (T_e - T_f) = Q_{evap} \quad (6)$$

Por tanto, el COP indica la relación entre la capacidad y el consumo de los sistemas de refrigeración. Aquellos equipos con un COP bajo, presentarán un consumo elevado en relación con su rendimiento.

Podemos diferenciar diferentes COP:

- **Coeficiente de eficiencia energética indicado (COP_{ind})**

COP más utilizado para análisis comparativos.

$$COP_{ind} = \frac{Q_f}{W_{compresor}} \quad (7)$$

- **Coeficiente de eficiencia energética mecánico (COP_{mec})**

$$COP_{mec} = \frac{Q_f}{W_{mecánico}} \quad (8)$$

- Coeficiente de eficiencia energética eléctrico (COP_{elec})

$$COP_{elec} = \frac{Q_f}{W_{elec} + W_{vent\ evap} + W_{vent\ cond}} \quad (9)$$

4.2.3- Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica es una medida que indica qué tan bien un compresor de refrigeración realiza su función de comprimir el refrigerante en relación con su capacidad de desplazamiento o volumen teórico. Se utiliza para evaluar la eficiencia con la cual el compresor puede manejar y comprimir una cierta cantidad de refrigerante en un volumen determinado.

La eficiencia volumétrica se expresa como la relación entre el volumen real de refrigerante desplazado por el compresor (volumen efectivo) y el volumen teórico ideal que debería desplazar en condiciones ideales. Se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$Eficiencia\ volumétrica = \frac{Volumen\ efectivo}{Volumen\ teórico} \quad (10)$$

El volumen efectivo indica el volumen real de refrigerante que es desplazado por el compresor durante una revolución o ciclo completo de funcionamiento. Se ve influenciado por factores como el diseño y la geometría del compresor, el desgaste de los componentes internos y las condiciones de funcionamiento.

El volumen teórico se refiere al volumen de refrigerante que debería desplazar el compresor en condiciones ideales. Se calcula multiplicando el desplazamiento del pistón o el rotor del compresor por la velocidad de rotación.

Una alta eficiencia volumétrica indica que el compresor está comprimiendo una mayor cantidad de refrigerante en comparación con su volumen teórico. Esto implica una mayor capacidad de enfriamiento y una mayor eficiencia energética, ya que se requiere menos energía para comprimir una mayor cantidad de refrigerante.

Por otro lado, una baja eficiencia volumétrica puede indicar problemas como fugas internas, desgaste de los componentes o ineficiencias en el diseño del compresor. Esto puede resultar en un menor rendimiento del sistema y una menor capacidad de enfriamiento.



4.3- Parámetros económicos

4.3.1- Costes de capital (CAPEX)

El CAPEX se refiere a la inversión en activos fijos. Estos activos fijos son amortizables a lo largo de su vida económica. Las inversiones de capital son necesarias si se quiere hacer una ampliación del sistema o de los servicios prestados por el operador [27].

En sistemas refrigerativos el coste de capital corresponde principalmente a los parámetros de diseño de los intercambiadores de calor [28]. El tamaño de los diferentes equipos de refrigeración depende de las condiciones de trabajo del sistema de refrigeración de manera directa. A mayor exigencia de enfriamiento, condensador y evaporador requerirán tamaños más grandes. A mayor diferencia de presiones requerida entre el condensador y el evaporador, se requerirá de un compresor más grande. A mayores, si el fluido refrigerante utilizado es corrosivo, las tuberías requerirán un material especial. Todos estos ejemplos provocan que el CAPEX aumente en función de las condiciones de trabajo y el tipo de refrigerante utilizado.

4.3.2- Costes de operación (OPEX)

El OPEX se refiere a los gastos que no contribuyen a ampliar los activos fijos y, en consecuencia, no están sujetos a depreciación. Incluyen las operaciones técnicas, comerciales y administrativas [27].

Cada gasto consta de factores individuales que influyen en el coste total del dispositivo de refrigeración. El consumo de energía es el principal factor que afecta en los costes de operación. El coste unitario del refrigerante y la cantidad de refrigerante necesaria para una función de refrigeración específica también influye en los costes de operación.

CAPEX y OPEX están relacionados. Si la función de refrigeración es muy específica, pueden requerirse equipos especiales o fluidos con propiedades específicas que provocan que el coste total aumente. Por otro lado, el consumo de energía de los equipos está relacionado con las dimensiones de los mismos.

Se busca que estos parámetros económicos sean lo más reducidos posibles, generando el sistema el mayor rendimiento posible con el mínimo coste posible.



5-COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

5.1- Evaporador

Componente esencial en un sistema de refrigeración. Es responsable de absorber calor del entorno circundante y facilitar el cambio de fase del refrigerante de un estado líquido a un estado gaseoso. La función principal del evaporador es eliminar el calor del espacio o la sustancia que se está enfriando.

Un evaporador consta de una red de bobinas o tubos, aletas y una placa colectora. La placa colectora (distribuidor de refrigerante hacia los tubos, ubicado entre la válvula de expansión y el evaporador) es una tubería más grande conectada a todos los circuitos de un evaporador para suministrar una cierta cantidad de refrigerante a cada circuito. El refrigerante fluye dentro de los tubos con aletas, mientras que el aire fluye por fuera sobre las superficies de los tubos y las aletas [29]. Las aletas aumentan la superficie total de transferencia de calor de los evaporadores para mejorar la transferencia de calor desde el aire hacia el refrigerante en ebullición en los tubos del evaporador. Por lo general, un gran número de tubos, que pueden tener una sección transversal redonda u ovalada, atraviesan láminas planas de aletas rectangulares en un arreglo en línea o escalonado. A medida que el aire cálido o la sustancia entran en contacto con las bobinas frías del evaporador, se transfiere calor del aire o la sustancia al refrigerante. Esto provoca que el refrigerante se evapore, absorbiendo la energía calorífica en el proceso.

Durante el proceso de evaporación, el refrigerante absorbe calor y experimenta un cambio de fase, transformándose de un líquido de baja presión a un gas de baja presión. El evaporador opera a baja temperatura y baja presión para facilitar una transferencia de calor y enfriamiento eficientes.

Los evaporadores suelen construirse completamente en acero galvanizado, aluminio o acero inoxidable, aunque también son posibles combinaciones de tubos de acero inoxidable o cobre con aletas de aluminio [30].

5.2- Compresor

El compresor es el componente encargado de aumentar la presión y la temperatura del refrigerante gaseoso proveniente del evaporador. Para producir este fenómeno, se realiza trabajo sobre el gas por parte de un agente externo, tal como un motor eléctrico o un motor de combustión interna, utilizando transmisión directa e indirecta. De la energía recibida por el compresor, parte se absorbe al superar la

fricción, parte se pierde por radiación, parte se pierde al enfriar el fluido utilizado para enfriar el compresor y entregar el gas a alta presión [31].

El compresor aspira el refrigerante en estado gaseoso y lo comprime, reduciendo su volumen y aumentando su presión. Al comprimir el refrigerante, se incrementa su energía y temperatura, transformándolo en un gas de alta presión y alta temperatura.

Esta acción del compresor es esencial para mantener el flujo del refrigerante a través del sistema y para generar el ciclo de refrigeración. El refrigerante en estado gaseoso y de alta presión se dirige hacia el condensador, donde liberará el calor absorbido en el evaporador al entorno [32].

En refrigeración, se utilizan principalmente dos tipos de compresores: los compresores de pistón (también conocidos como compresores de desplazamiento positivo) y los compresores de tipo scroll. Cada uno tiene características particulares que los hacen adecuados para diferentes aplicaciones:

- **Compresores de pistón:** Los compresores de pistón, también conocidos como alternativos, son los más comunes en sistemas de refrigeración doméstica y comercial. Un compresor alternativo es un compresor de aire de desplazamiento positivo que convierte la energía en potencia en forma de aire comprimido utilizando motores eléctricos, motores diésel o de gasolina, entre otros, como su motor principal. Utiliza un pistón impulsado por un cigüeñal para entregar fluido (gases o aire) a alta presión. El aire atmosférico de admisión ingresa a través de la válvula de succión y luego fluye hacia la cámara de compresión, donde es comprimido por un pistón que se mueve en un movimiento alternativo gracias al cigüeñal. El aire comprimido se almacena en el tanque hasta que se requiere su uso. Durante el proceso de entrega, el aire comprimido que se encontraba en el tanque se descarga a alta presión a través de una válvula de descarga, lo que provoca la despresurización del tanque. Es importante destacar que la función principal de un compresor es tomar una cantidad definida de fluido (normalmente gas, y con mayor frecuencia aire) y entregarlo a una presión requerida [31], [33]. Estos compresores son robustos, confiables y pueden manejar una amplia gama de capacidades de enfriamiento. Son adecuados para sistemas de tamaño mediano a grande, y se utilizan en refrigeradores, congeladores y sistemas de aire acondicionado [34].

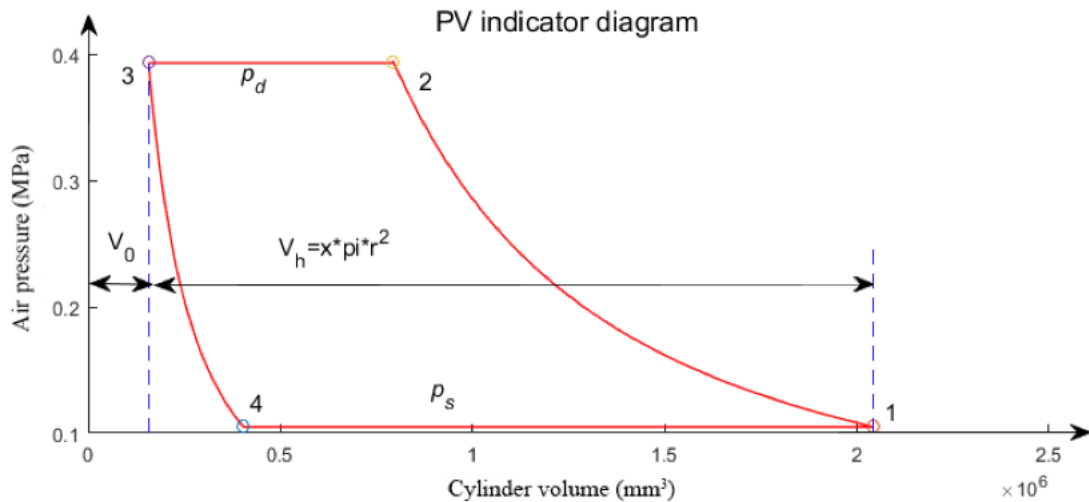


Figura 3. Diagrama P-V compresor tipo pistón. Tomada de [33]

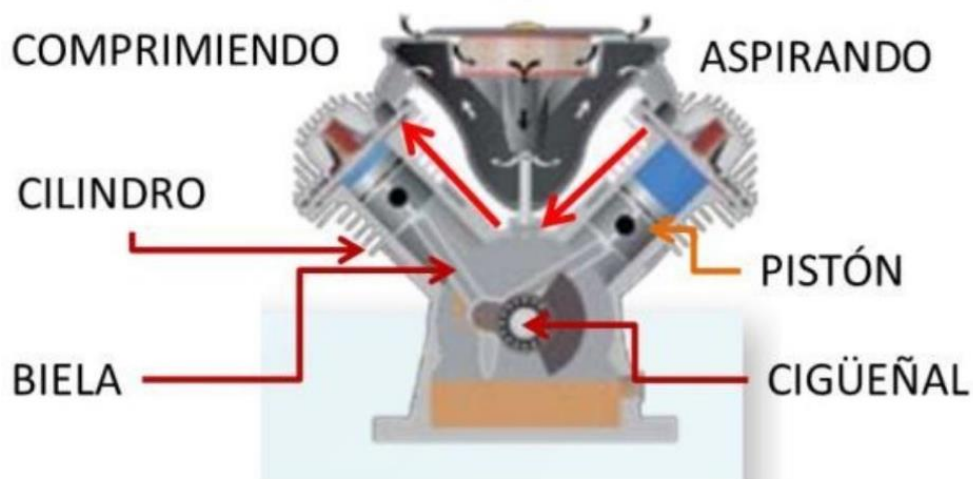


Figura 4. Esquema compresor tipo pistón. Tomada de [31]

- **Compresores de tipo scroll:** El compresor scroll es un tipo de compresor de desplazamiento, y en comparación con el compresor de pistón tradicional, tiene menos piezas y mayor confiabilidad. Sin la limitación de piezas complejas, el compresor de tipo scroll elimina la colisión violenta entre la placa de válvula y el gas comprimido de alta presión, lo que significa que tiene las características de baja vibración, bajo ruido y alta eficiencia [35–37]. Por lo tanto, se utiliza ampliamente en refrigeración de aire acondicionado, sobrealimentación de motores y otros campos [38–40]. Los componentes principales del compresor de scroll están compuestos por el scroll fijo y el

scroll móvil, que realizan el trabajo de succión, compresión y escape a través del engrane mutuo, e ingresan o entregan energía mecánica a través del cigüeñal. Las características del perfil y los movimientos del scroll móvil afectan directamente el rendimiento del compresor de scroll [41, 42]. Durante el funcionamiento del compresor de scroll, el scroll móvil se mueve horizontalmente alrededor del scroll fijo, y su posición de engrane cambia con el ángulo del cigüeñal [43].



Figura 5. Esquema compresor tipo scroll. Tomado de [43]

La elección del tipo de compresor depende de varios factores, como la capacidad requerida, el espacio disponible, el nivel de ruido deseado, la eficiencia energética y el costo. Los compresores de pistón son más versátiles y se adaptan a una variedad de aplicaciones, mientras que los compresores de tipo scroll son más eficientes y silenciosos, pero pueden tener una capacidad limitada en comparación. El uso de los compresores tipo scroll ha aumentado considerablemente en los últimos años debido a la mejora de su capacidad.

5.3- Condensador

El condensador es un tipo de dispositivo intercambiador de calor, donde las sustancias gaseosas se comprimen a un estado líquido utilizando un agente de enfriamiento y, luego, se libera calor latente en el entorno.

Todos los condensadores funcionan eliminando calor del gas o vapor; una vez que se elimina suficiente calor, ocurre la licuefacción. Para algunas aplicaciones, todo lo que es necesario es hacer pasar el gas a través de un tubo largo (generalmente dispuesto en una bobina u otra forma compacta) para permitir que el calor escape al aire circundante. Un metal conductor de calor, como el cobre, se utiliza comúnmente para transportar el vapor. La eficiencia de un condensador a menudo se mejora al agregar aletas (es decir, láminas planas de metal conductor) al tubo

para acelerar la eliminación de calor. Comúnmente, estos condensadores utilizan ventiladores para forzar el paso del aire a través de las aletas y llevarse el calor. En muchos casos, los condensadores grandes para aplicaciones industriales utilizan agua u otro líquido en lugar de aire para lograr la eliminación de calor.

5.4- Válvula de expansión

Componente regulador en el ciclo de refrigeración, ubicado entre el condensador y el evaporador. Una válvula de expansión es un pequeño orificio que regula el flujo del refrigerante líquido que es bombeado desde el condensador hacia el evaporador; la salida inmediata de la restricción del orificio se produce en forma de un refrigerante en expansión rápida, es decir, el refrigerante que sale del orificio ahora es un flujo continuo de líquido-vapor a baja presión. El propósito de la válvula termostática es controlar la velocidad a la que el refrigerante pasa de la línea de líquido al evaporador y mantener la diferencia de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema de refrigeración[44]. Si un sistema pudiera operar siempre en condiciones fijas, correctamente cargado, una restricción simple cumpliría con el requisito. En la práctica esto no se cumple, y se necesita una regulación [45]. La válvula de expansión tiene tres funciones principales:

- Mantener una diferencia de presión requerida entre el condensador y el evaporador.
- Regular el flujo de refrigerante al evaporador a la misma velocidad a la que es succionado por el compresor (idealmente).
- Proteger al compresor de la ingestión de líquido al mantener un grado aceptable de sobrecalentamiento en la línea de succión; normalmente ajustado entre 5°C y 10°C .

La mayoría de los sistemas de refrigeración comercial utilizan una válvula de expansión termostática (VET) para regular el flujo de refrigerante entre el condensador y el evaporador de manera que el refrigerante esté sobrecalentado en la entrada del compresor. De esta manera, se protege al compresor de daños por ingestión de líquido y se optimiza el rendimiento de transferencia de calor del evaporador [46].

La válvula de expansión termostática consta de una válvula operada por diafragma. Uno de los lados del diafragma está conectado a una válvula cónica/esférica cargada por resorte, mientras que el otro lado del diafragma está expuesto a un refrigerante que también ocupa el espacio interno del bulbo sensor remoto, el cual está conectado a las paredes del tubo de la línea de succión en el lado de salida del evaporador. Si la temperatura saturada/sobrecalentada de la línea de succión disminuye, la presión en el bulbo sensor remoto y en la cámara externa del diafragma también disminuye. En consecuencia, la fuerza del resorte de control de la válvula cerrará parcialmente la válvula cónica/esférica (ver [Figura 5](#)). Como resultado, el flujo

reducido de refrigerante se sobrecalentará fácilmente al salir del evaporador. En contraste, si la temperatura sobrecalentada aumenta, la presión del bulbo sensor remoto y la cámara externa del diafragma también aumentarán, empujando así la válvula hacia una mayor apertura para que una mayor cantidad de refrigerante fluya hacia el evaporador, ver Figura 5. La cantidad adicional de refrigerante en el evaporador significa que se produce menos sobrecalentamiento en la salida del evaporador. Este ciclo de eventos es un proceso continuo en el que el control constante de la temperatura sobrecalentada en la línea de succión mantiene el suministro de refrigerante deseado al evaporador [47].

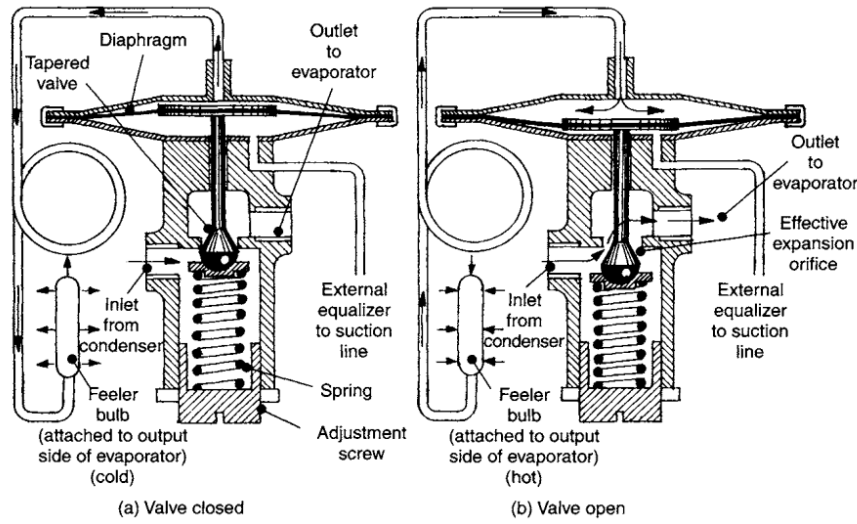


Figura 5. Esquema funcionamiento de válvula de expansión. Tomada de [44]

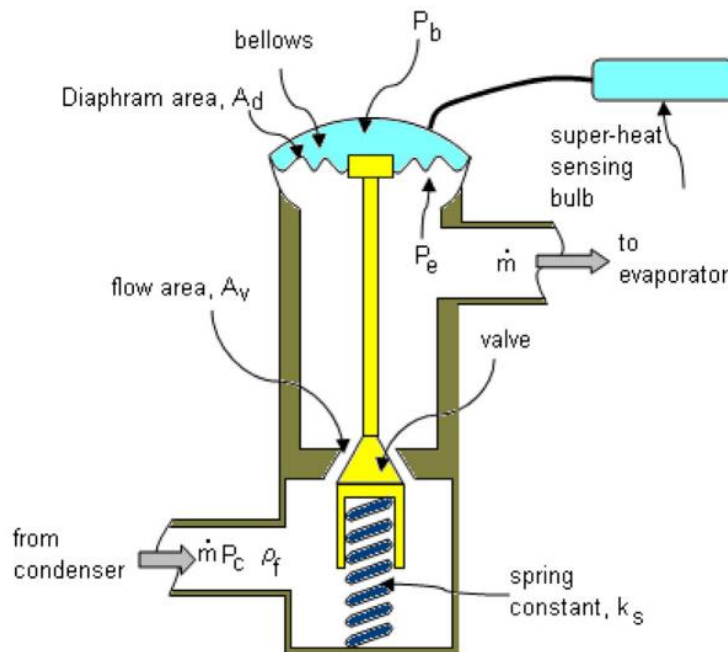


Figura 6. Esquema válvula de expansión termostática. Tomada de [46]

La capacidad de la válvula de expansión viene definida por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_e = C_o \sqrt{\rho_{c,f}(P_c - P_e)} [h_{e,g} - h_{c,f}] \quad (11)$$

Donde C_o es una constante dependiente de la geometría de la válvula. Las válvulas que utilizan el mismo refrigerante en su bulbo sensor que el utilizado en el refrigerador se denominan "cargadas directamente". En la práctica, es común cargar un bulbo sensor con un refrigerante o una mezcla de refrigerantes que tenga una presión de saturación más alta que el refrigerante en el evaporador del refrigerador a una temperatura de saturación más baja. Esto evita un sobrecalentamiento excesivo del vapor de aspiración del compresor a bajas temperaturas del evaporador. Las válvulas que utilizan un refrigerante diferente al del sistema del refrigerador se conocen como "cargadas cruzadas".

Las válvulas de carga cruzada proporcionan el beneficio adicional de limitar la presión de operación máxima (MOP) en el evaporador. Esto puede ayudar a proteger los motores de accionamiento del compresor de una sobrecarga durante el arranque al evitar que se aspire vapor excesivamente denso del evaporador cuando el aire que ingresa al evaporador pueda ser significativamente más cálido que la condición de diseño.

El caudal de refrigerante a través de la válvula de expansión es:

$$\dot{m} = C_1 \sqrt{\rho_{c,f}(P_c - P_e)} \quad (12)$$

Referido a la [Figura 6](#), las constantes de proporcionalidad C_o y C_1 son funciones del área de flujo (A_v). Para determinar la naturaleza de esta función, se aplica un equilibrio de fuerzas al sistema de resorte y fuelle:

$$(P_b - P_e)A_d = k_s(x_o - x) \quad (13)$$

Donde,

x_o = longitud del muelle completamente extendido

x = longitud del muelle comprimido

En el equilibrio de fuerzas anterior, se asume que el efecto de la diferencia de presión a través del puerto de la válvula es insignificante en comparación con el del fuelle.

Denominando Δx a la diferencia ($x_o - x$), cuando la válvula está cerrada, la fuerza de reacción sobre el asiento de la válvula es igual a $k_s \Delta x_o$. La 'o' denota que los valores son para el instante de apertura de la válvula.

Para la válvula abierta,

$$(P_b - P_e)A_d > k_s \Delta x_o \quad (14)$$

Por lo tanto, para la válvula en el instante de apertura,

$$(P_b - P_e)A_d = k_s \Delta x_o \quad (15)$$

La presión en el bulbo en el instante que la válvula comienza a abrirse se puede ajustar tensionando el resorte de control. Esto tiene el efecto de establecer el grado mínimo de sobrecalentamiento en la línea de aspiración del compresor donde se encuentra el bulbo sensor, como se muestra en la Fig. 1. La temperatura de sobrecalentamiento requerida para que la válvula comience a abrirse se conoce como "ajuste de sobrecalentamiento estático" (SSS, por sus siglas en inglés).

Por tanto, cuando $(P_b - P_e)A_d > k_s \Delta x_o$, se cumple que $k_s \Delta x > k_s \Delta x_o$.

Entonces,

$$(\Delta x - \Delta x_o) = [(P_b - P_e) - (P_b - P_e)] \quad (16)$$

5.5- Restrictor capilar

Los refrigeradores y congeladores domésticos no utilizan un dispositivo mecánico como control de flujo del refrigerante. En su lugar, un restrictor capilar dosifica líquido refrigerante hacia el evaporador y mantiene una diferencia de presión mientras el compresor está en funcionamiento.

Básicamente, el restrictor capilar es un tubo pequeño. La tasa de flujo del refrigerante está determinada por la longitud del tubo y el diámetro interno del orificio. El refrigerante seguirá fluyendo a través del capilar cuando el compresor se detiene hasta que las presiones en el sistema (alta presión y baja presión) se igualen.

El capilar generalmente se encuentra después del filtro secador; a veces se enrolla en espiral alrededor de la línea de succión. El restrictor capilar pasa por dentro de la línea de succión hasta el evaporador, proporcionando así una característica de intercambio de calor que mejora el rendimiento del compresor [48].

5.6- Acumulador

Se emplean acumuladores de línea de succión para evitar la formación de escarcha a lo largo de la línea de succión después de los ciclos de apagado. Esto se debe a que las cargas de refrigerante relativamente pequeñas en los refrigeradores y congeladores modernos son difíciles de controlar con precisión, y se produce un desbordamiento del evaporador cuando el compresor se detiene [48].

5.7- Control de flujo por solenoide para refrigerador o congelador

La [Figura 7](#) muestra el sistema de refrigeración y la [Figura 8](#) el circuito eléctrico para el control de flujo por solenoide.

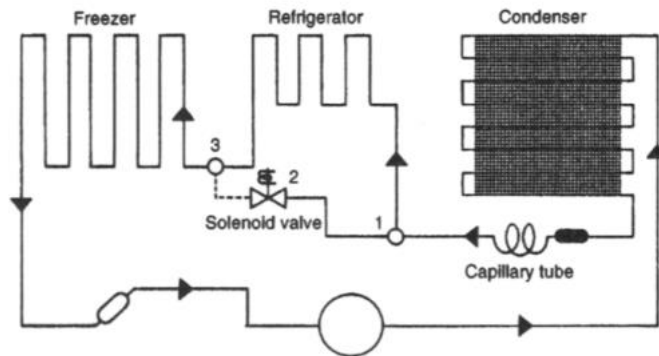


Figura 7. Esquema de ciclo de refrigeración simple. Tomada de [29]

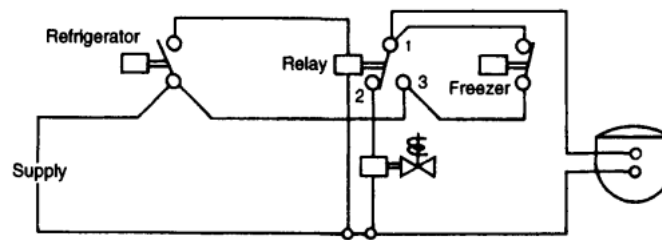


Figura 8. Circuito eléctrico para colector por solenoide. Tomada de [29]

Cuando se activa el termostato del refrigerador y el termostato del congelador está en circuito abierto, el relé se energiza a través de los contactos 1 y 3. El compresor funciona pero el solenoide no se activa, y el refrigerante fluye a través del evaporador del refrigerador y del evaporador del congelador. Cuando se activa el termostato del congelador y el termostato del refrigerador está en circuito abierto, el compresor funciona y el solenoide se activa a través de los contactos 1 y 2. El evaporador del refrigerador se omite [29].

Cuando el termostato del refrigerador se activa mientras el compresor está funcionando, el relé se energiza. Esto abre los contactos 1 y 2, y el refrigerante volverá a fluir hacia el evaporador del refrigerador, así como hacia el evaporador del congelador.

5.8- Funcionamiento de ciclo de refrigeración simple

El funcionamiento de un ciclo de refrigeración simple se basa en la transferencia de calor desde una zona a baja presión y temperatura hacia una zona a alta presión y temperatura. El refrigerante se evapora, se comprime en fase vapor, se condensa y finalmente se expande de manera cíclica y continua. El calor fluye desde una zona de alta temperatura a una de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo. El proceso inverso no sucede por si solo (principio de la segunda ley de la termodinámica). El calor fluye de manera espontánea desde la zona de alta temperatura hasta la zona de baja temperatura. Para transferir calor desde una zona de baja temperatura a una de alta sin violar la Segunda Ley se requiere de dispositivos especiales conocidos como refrigeradores. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo empleados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.

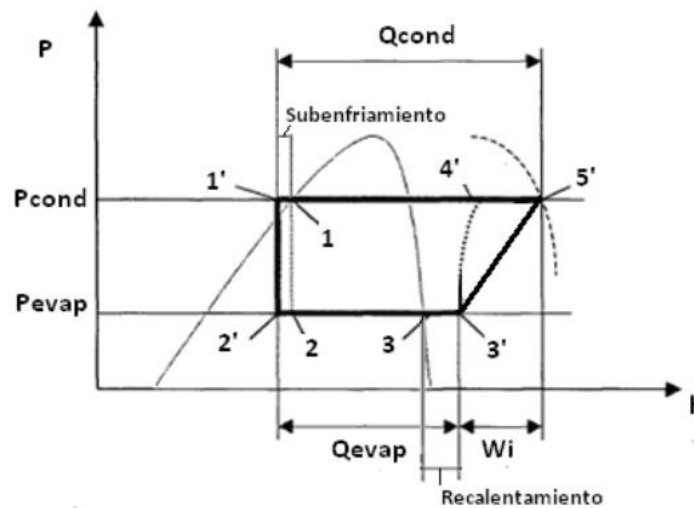


Figura 9. Diagrama P-h ciclo de refrigeración simple. Modificada de [49]

Se determina la Temperatura de Evaporación (T_{evap}) a partir de la temperatura del interior, considerando una diferencia de temperatura $\Delta T_{evap}=5^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C}$ inferior a la temperatura interior, tanto para cámaras de congelación, como para sistemas de climatización.

$$T_{evap}=T_{int} - \Delta T_{evap} \quad (17)$$

Se determina la Temperatura de Condensación (T_{cond}) a partir de la temperatura ambiente, considerando una diferencia de temperatura $\Delta T_{cond}=10^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}$ superior a la temperatura ambiente.

$$T_{cond}=T_{ambiente} + \Delta T_{cond} \quad (18)$$

Si se introducen las temperaturas de evaporación y condensación en el diagrama P-h del refrigerante seleccionado se obtienen la Presión de Evaporación (P_{evap}) y la Presión de Condensación (P_{cond}).

Debido a la circulación del refrigerante a través del ciclo de refrigeración, se producen pérdidas de carga. Éstas se acentúan en el evaporador y en el condensador. Por este motivo, se realizan las siguientes consideraciones:

- Se considera la presión en la aspiración del compresor un 10% inferior a la presión del evaporador:

$$P_{aspiración} = 0,9 \cdot P_{evap} \quad (19)$$

- Se considera la presión de descarga del compresor un 5% superior a la presión del condensador:

$$P_{descarga} = 1,05 \cdot P_{cond} \quad (20)$$

Esto indica que la pérdida de carga en ambos componentes es:

$$\Delta P_{evap} = P_{evap} - P_{aspiración} \quad (21)$$

$$\Delta P_{cond} = P_{descarga} - P_{cond} \quad (22)$$

La relación de compresión (r_c) se define como la relación entre la presión de descarga y la presión de aspiración:

$$r_c = \frac{P_{descarga}}{P_{aspiración}} \quad (23)$$

A continuación, se detalla el proceso que tiene lugar entre cada uno de los puntos marcados en el ciclo de compresión de vapor de la [Figura 9](#):

❖ EVAPORADOR (proceso 2'-3')

El proceso que tiene lugar en el evaporador viene definido por la línea $2' \rightarrow 3'$.

Esta línea es horizontal, esto implica que la presión en el evaporador se mantiene constante, es decir es una línea isóbara. El punto 2' marca la entrada de refrigerante al evaporador. El refrigerante llega al evaporador como una mezcla de refrigerante líquido y vapor, procedente de la válvula de expansión. Esta mezcla refrigerante llega a presión baja y temperatura baja.

El proceso $2' \rightarrow 3$ representa la ebullición de refrigerante líquido. El líquido se vaporiza, absorbiendo calor latente del habitáculo que se desea enfriar. Teóricamente, presión y temperatura permanecen constantes durante este proceso. La temperatura permanece constante debido a que el cambio de fase de un fluido se realiza a temperatura constante.

En el Punto 3, el fluido refrigerante se encuentra como vapor saturado. El proceso 3 → 3' se denomina recalentamiento. El objetivo del recalentamiento es evitar la entrada de líquido al compresor, el cual puede dañarse debido a la incompresibilidad de los fluidos líquidos. Este proceso de recalentamiento suele variar entre 2°C y 10°C, realizándose a presión constante.

Los valores principales que se obtienen en el evaporador a partir del Diagrama de Mollier son los siguientes:

Calor específico absorbido en el evaporador: Indica el frío producido por un kilogramos de refrigerante. Este se calcula como la diferencia de entalpía entre la entrada y salida del evaporador.

$$\dot{q}_{evaporador} = h_{3'} - h_{2'} [=] \frac{kJ}{kg} \quad (24)$$

Flujo másico de refrigerante: Se calcula como la relación entre la potencia del evaporador (Q_{evap}) y el calor específico absorbido en el evaporador.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{q}_{evaporador}} [=] \frac{kg}{s} \quad (25)$$

Potencia del evaporador (kW): Determina la carga térmica máxima.

❖ COMPRESOR (3' - 5')

El proceso que tiene lugar en el compresor viene definido por la línea 3' → 5'.

Si se considera el comportamiento del compresor como ideal, el proceso es isentrópico, es decir, es reversible y adiabático (no intercambia calor con su entorno). Esta es una buena aproximación, sin embargo, en la realidad siempre se produce un ligero aumento de entropía en el compresor.

Durante el proceso de compresión, el refrigerante aumenta su presión y, por consiguiente, la temperatura del mismo también aumenta, permaneciendo el fluido refrigerante como vapor sobrecalentado.

❖ CONDENSADOR (5' -1')

El proceso que tiene lugar en el compresor viene definido por la línea 5' → 1.

Esta línea es horizontal, esto implica que la presión en el condensador se mantiene constante, es decir es una línea isóbara. El punto 5' marca la entrada de refrigerante al condensador. El refrigerante llega al condensador como vapor sobrecalentado, procedente del compresor. Esta mezcla refrigerante llega a presión alta y temperatura alta.

Entre el Punto 5' y el Punto 4 el vapor se enfría, cediendo calor al exterior, permaneciendo en estado vapor. En el Punto 4, se alcanza la temperatura de rocío del refrigerante a la presión del condensador, es decir, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado. A partir de este instante, entre el Punto 4 y el Punto 1, el fluido refrigerante cede calor al exterior mientras pasa a estado líquido, es decir, condensándose. A medida que el refrigerante avanza en el condensador, el porcentaje de líquido, mientras que el porcentaje de vapor disminuye. En este proceso, la temperatura y presión permanecen constantes (proceso isotermo e isóbaro).

En el Punto 1, el fluido refrigerante se encuentra como líquido saturado, esto implica que el proceso de condensación termina. Sin embargo, el líquido refrigerante se encuentra a mayor temperatura que el ambiente, y entre el Punto 1 y el Punto 1', se produce un subenfriamiento. Este subenfriamiento es de entre 5°C y 10°C .

El subenfriamiento produce efectos positivos en el ciclo de refrigeración. Mejora la producción frigorífica específica y aumenta la proporción de líquido a la salida de la válvula de expansión.

Los valores más importantes que se pueden obtener a partir del Diagrama de Mollier en el condensador son los siguientes:

Calor específico de condensación: Se define como el calor que es necesario extraer para saturar, condensar y subenfriar un kilogramo de refrigerante:

$$\dot{q}_{condensación} = h_5 - h_{1'} [=] \frac{kJ}{kg} \quad (26)$$

Potencia necesaria en el condensador: Se define como la potencia necesaria a absorber por el ambiente:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensación} \quad (27)$$

❖ VÁLVULA DE EXPANSIÓN (1' - 2)

El refrigerante sale del condensador a la presión del condensador y llega al evaporador y entra al evaporador a la presión del evaporador. Esto se consigue mediante un proceso denominado "laminación isoentálpica" ($h_{1'} = h_2$). Este proceso se representa en el Diagrama de Mollier como un segmento vertical desde el Punto 1' hasta el Punto 2.

La "laminación isoentálpica" consiste en hacer pasar el refrigerante a través de un "accidente". Éste provoca la pérdida de presión, siguiendo el mismo principio que el orificio estrecho de una válvula o un tubo largo y de muy pequeño diámetro como el tubo capilar. Durante este proceso, la entalpía permanece constante, y presión y temperatura disminuyen, como consecuencia de la formación de una fracción de vapor refrigerante.

6-MATERIALES. REFRIGERANTES CONSIDERADOS EN LA SIMULACIÓN

En este capítulo, se detalla la composición, propiedades y condiciones de funcionamiento de los refrigerantes considerados en la simulación de manera independiente, realizando la simulación y su comparación en el Capítulo 7.

6.1- Dióxido de carbono

A pesar de ser uno de los seis gases de efecto invernadero focalizados en el Protocolo de Kioto, el CO₂ es una sustancia natural y no presenta problemas de inflamabilidad ni toxicidad. Tiene el potencial mínimo de calentamiento global, es decir, sirve como referencia para el cálculo del potencial de calentamiento global de otras especies refrigerantes en relación con el del CO₂. También se caracteriza por unas buenas propiedades de transporte y termofísicas [50].

Tabla 6. Principales propiedades termodinámicas de R-134a y dióxido de carbono a 0°C, obtenido a través de REFPROP 10 [82]

	R-134a	Dióxido de carbono
Clasificación ASHRAE	A1	A2L
GWP	1300	1
Deslizamiento de Temperatura (°C)	0	0
Presión de Saturación (kPa)	292,8	3485,1
Calor latente de vaporización (kJ/kg)	198,6	230,89
Densidad de líquido (kg/m ³)	1294,8	927,43
Densidad de vapor (kg/m ³)	14,428	97,647
Viscosidad de líquido × 10 ⁶ (kg/(m·s))	266,53	100,4
Viscosidad de vapor × 10 ⁶ (kg/(m·s))	10,726	14,561
Conductividad de líquido × 10 ³ (W/(m·K))	92,013	109,15
Tensión superficial × 10 ³ (N/m)	11,427	4,48

El dióxido de carbono presenta una temperatura crítica cercana a la temperatura ambiente ($31.1\text{ }^{\circ}\text{C}$) y una presión crítica media-alta (7.5 MPa), la refrigeración utilizando dióxido de carbono como refrigerante, funcione en un ciclo transcrito. El rango de presión de operación en el lado más alto conlleva mayor irreversibilidad en la válvula y, por lo tanto, una COP notablemente inferior [51]. Para compensar esta pérdida, los investigadores han introducido expansores, eyectores, válvulas de estrangulación, etc. en los sistemas que operan con R744, adoptando finalmente intercambiadores de calor internos (IHX), subenfriamiento mecánico (MS) y subenfriamiento termoeléctrico (TE).

El dióxido de carbono presenta una conductividad térmica en estado líquido a 0°C de $0,1104\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. Este valor es superior en comparación con los fluidos antropogénicos más utilizados en la actualidad: $0,0947$ (R22), $0,102$ (R407C), $0,092$ (R134a), $0,1099$ (R410a) y $0,074$ (R404a) [52].

En las mismas condiciones de operación, el dióxido de carbono muestra una densidad de vapor de $97,65\text{ kg}/\text{m}^3$. Este valor es muy superior en comparación con los refrigerantes antropogénicos mencionados anteriormente: $21,23$ (R22), $21,88$ (R407C), $14,43$ (R134a), $30,63$ (R410a) y $30,72$ (R404a) [52]. La densidad del aire es $1,29\text{ kg}/\text{m}^3$. Esto implica que en caso de fugas, esto riesgos debido a la alta densidad del dióxido de carbono, manteniéndose el refrigerante cercano al suelo. A día de hoy no se emplea en climatización doméstica para evitar el contacto humano.

R744, un refrigerante basado en CO_2 , ya ha encontrado amplias aplicaciones, de las cuales solo algunas se han utilizado comercialmente. Desde bombas de calor de agua para hoteles, hospitales y la industria alimentaria, hasta refrigeración comercial en máquinas generadoras de hielo, enfriadores/calefactores de botellas y máquinas expendedoras de supermercados, hasta aire acondicionado residencial y aire acondicionado móvil, los sistemas de refrigeración con R744 son utilizados en todas partes. La asimilación de dichos sistemas es capaz de producir simultáneamente congelación a $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, aire acondicionado, calentamiento de espacios y agua caliente sanitaria [53]. La pareja de refrigerantes R717/R744 ha demostrado ser una opción muy interesante según varios investigadores [54]. Los principales usos de refrigerantes en el mundo son para aire acondicionado móvil (31%) y la refrigeración comercial (28%), lo que representa una parte importante del problema de emisiones a nivel mundial.

Los países europeos están introduciendo gradualmente los sistemas de aire acondicionado móviles con R744 para vehículos híbridos o eléctricos. La alta temperatura de rechazo de calor de los sistemas de R744 se puede reutilizar para el sistema de calefacción en invierno y partes esenciales del vehículo, como el líquido del motor, en los vehículos tecnológicamente avanzados [55].

Ciertas modificaciones en el sistema en cuestión, como la introducción de eyectores como dispositivo de expansión, intercambiador de calor interno y subenfriador externo, instalación de compresores en paralelo, pueden resultar ventajosas para la operación transcrito [56, 57].

Varios estudios reportan un aumento en el COP en un ciclo de refrigeración de una sola etapa mediante la introducción de un intercambiador de calor interno en un refrigerador transcrito de CO_2 . Aumenta el COP en un 10% [58], 12% [59], 13% [60] y 20-30% [61]. A pesar del aumento tan progresivo, se observa una disminución en la eficacia del compresor debido al aumento de la temperatura de aspiración y descarga. Del mismo modo, cuando se añaden subenfriadores termoeléctricos, con el fin de reducir la temperatura del CO_2 que sale del enfriador de gas, se observa un aumento en el rendimiento energético.

Otro enfoque novedoso en el uso de CO_2 es la refrigeración por oscilación de presión (PSA). Básicamente, esto implica la adsorción y desorción recurrente del gas adsorbido (por ejemplo, CO_2) sobre un material adsorbente adecuado mediante presurización y luego extracción del frío generado durante la despresurización adiabática. Al utilizar un adsorbente compuesto de carbón activado-dióxido de carbono en un sistema de refrigeración de PSA, se ha logrado una caída de temperatura tan baja como $4\text{ }^\circ\text{C}$ o menos, y se ha informado un COP de 3.014 [62] y 4.315 [63] con una ligera mejora del material adsorbente en un sistema de refrigeración de PSA de una sola etapa, lo cual es tan bueno como los sistemas convencionales. El mismo sistema también se ha examinado utilizando nitrógeno como adsorbente en lugar de dióxido de carbono para una producción de frío efectiva, y se ha observado que la compatibilidad del carbón activado es mejor con el dióxido de carbono que con el nitrógeno. La facilidad de construcción y la disponibilidad del par adsorbente y adsorbato en el sistema con un coste bajo elevan el nivel de este sistema. La producción continua de frío con un mejor rendimiento aún se encuentra en fase de diseño.

Aunque consideramos que el R744 es un refrigerante seguro, solo es tolerable hasta cierto límite de concentración. Según se obtiene de la literatura [52], el R744 es seguro para los humanos solo hasta una concentración del 0.1%. Cuando la concentración de R744 aumenta al 0,5 - 5%, la frecuencia respiratoria de los seres humanos comienza a aumentar del 50% al 300% y una salida rápida del lugar se vuelve necesaria para evitar problemas de salud irreversibles. A partir del 8% hasta el 18% de concentración, se observan dolores de cabeza intensos, mareos, mareo por movimiento, calambres y pérdida de conciencia después de unos pocos minutos de exposición. La exposición a concentraciones del 18% al 30% puede resultar mortal. Debido a su propiedad incolora e inodora, se debe instalar detectores adecuados cerca del nivel del suelo y una ventilación adecuada cerca del equipo. También se requiere precaución ante explosiones como resultado de la presión operativa o la explosión de vapor de líquido en ebullición (BLEVE) en equipos con R744. Se debe prestar especial atención para verificar la presencia de una válvula de seguridad de sobrepresión en ambos lados (alta y baja presión), así como el examen de resistencia a la presión y temperatura máximas de cada componente del sistema, incluida la consideración de otros factores como la fatiga debido a ciclos de presión, vibración, corrosión en presencia de agua y deformación, para resistir las limitaciones operativas.

El coste del refrigerante es un aspecto esencial. Después de verificar con expertos de varias industrias eminentes como Godrej, Daikin India, Whirlpool India, Subros India, Tata Motors y algunos otros aportes de UNEP/TEAP, ISHRAE, etc. [64], Purohit ha informado del precio de ciertos refrigerantes convencionales y alternativos.

Tabla 7. Coste de los refrigerantes convencionales y sus reemplazos. Modificado de [64]

Refrigerante	Coste por kg (€)*
R 744	1,6
Amoniaco	1,6
R 134a	5,2
R 290, R600a	6
R 32, R 410A, R 404A	7,1
R 1234ze	40
R 1234yf	41,7

*Considerando 1 Euro equivalente a 80 INR en el cambio de moneda

En la actualidad, los sectores de aire acondicionado residencial en India y China se han inclinado mayormente hacia el R290, que es una opción menos nociva para el medioambiente aunque como contrapartida es más costosa que el R134a. Los estudios también revelan que, incluso en el sector de aire acondicionado móvil, teniendo en cuenta el precio de mercado de los refrigerantes, el R744 es la opción más económica. En la actualidad, varios supermercados de Alemania utilizan sistemas de aire acondicionado operados con CO₂, y el gobierno alemán también fomenta dichos sistemas mediante subsidios. Se venden millones de sistemas de bomba de calor "Eco cute" que funcionan con R744 a un precio subsidiado en Japón. Incluso los países europeos reciben subvenciones y rebajas fiscales al invertir en sistemas de refrigeración y aire acondicionado operados con refrigerantes naturales [55]. Roy y Halder han informado sobre la creciente demanda de CO₂ para grandes capacidades de enfriamiento y refrigeración industrial, y se espera que la cantidad de sistemas utilizados en los países europeos aumente de aproximadamente 9000 en 2017 a 55000 para el año 2050 [65]. Sin embargo, es crucial contar con una fuerza laboral más capacitada que conozca el manejo del CO₂ dentro de la organización para poder difundirlo en todo el planeta

6.2- Amoniaco

El amoníaco (R-717) es uno de los refrigerantes naturales más antiguos conocidos y ofrece tres ventajas distintas sobre los refrigerantes industriales HFC.

- En primer lugar, el R-717 es una sustancia de origen natural que es respetuosa con el medio ambiente y no contribuye en la destrucción de la capa de ozono ni contribuye en el calentamiento global.
- En segundo lugar, el R-717 tiene cualidades termodinámicas superiores: requiere una sexta parte del flujo de refrigerante en comparación con el R-404A, por lo que necesita un compresor de menor tamaño. Además, es intrínsecamente más eficiente energéticamente en un ciclo termodinámico, con una mejora del 9 al 17 %. La eficiencia energética global del sistema varía entre el 20 % y el 25 % una vez que se incluyen características como un motor eficiente, una válvula de expansión electrónica y un compresor de capacidad variable [66].
- En tercer lugar, aunque el R-717 es una sustancia peligrosa (su olor reconocible es su mayor ventaja en términos de seguridad), a diferencia de la mayoría de los otros refrigerantes industriales inodoros, la refrigeración con amoníaco tiene un historial de seguridad comprobado porque las fugas no suelen pasar desapercibidas.

Tabla 8. Principales propiedades termodinámicas de R-404A y amoníaco a $t_{\text{burbuja}}=50^{\circ}\text{C}$. Obtenido a través de REFPROP 10 [82]

	R-404A	Amoniaco
Clasificación ASHRAE	A1	B2
GWP	3943	0
Deslizamiento de Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	0,3	0
Presión de Saturación (kPa)	2296	2033
Calor latente de vaporización (kJ/kg)	103	1050,96
Densidad de líquido (kg/m^3)	899	562,99
Densidad de vapor (kg/m^3)	138	15,775
Viscosidad de líquido $\times 10^6$ ($\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$)	86,5	100,15
Viscosidad de vapor $\times 10^6$ ($\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$)	14,5	10,711
Conductividad de líquido $\times 10^3$ ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	52,7	412,92
Tensión superficial $\times 10^3$ (N/m)	1,7	14,911



El amoníaco presenta varias propiedades termodinámicas que resultan de interés para varias aplicaciones. Su temperatura de congelación es muy baja ($-77,9^{\circ}\text{C}$) y por consiguiente puede utilizarse en aplicaciones de refrigeración y congelación extrema. El punto crítico del refrigerante se encuentra a $132,4^{\circ}\text{C}$ y $11,35\text{ MPa}$. La ventaja de su elevado punto crítico es que puede utilizarse en aplicaciones que requieren una temperatura de condensador elevada en condiciones subcríticas. Estas condiciones de congelación y de punto crítico son solo comparables con refrigerantes que están compuestos por cloro, refrigerantes con alto ODP y GWP [67].

Como contrapartida, el uso del R-717 en procesos de refrigeración se ve obstaculizado por muchas limitaciones, como posibles fugas y manipulación especial debido a su clasificación como refrigerante B2L.

La norma ASHRAE 34 clasifica la clase B2L como refrigerantes con mayor toxicidad y menor inflamabilidad. La mayoría de los sistemas de refrigeración tradicionales basados en amoníaco también requieren grandes cantidades de amoníaco, normalmente una carga de amoníaco entre $2,56$ y $3,87\text{ kg/kW}$ [68]. Esto requiere planes especiales de manipulación y gestión, lo que limita severamente la aplicación de esta tecnología. Si bien los avances en la industria han visto la introducción de enfriadores de amoníaco de baja carga, que reducen la carga de amoníaco necesario a entre $0,65$ y $1,28\text{ kg/kW}$, estas cantidades aún están sujetas a regulaciones rigurosas. Además, estos sistemas pueden ser enfriados por agua o evaporativos, ambos consumidores de agua, lo que puede ser un recurso limitado en regiones áridas o secas.

El R-717 está sujeto a restricciones. En particular, la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA) tiene diferentes regulaciones que se aplican a la descarga o derrame de amoníaco en aguas residuales de 500 libras y 10000 libras (230 kg y 4500 kg), requiriendo notificación de liberación a la EPA. También se requiere notificación de emergencia en caso de fugas que superen las 100 libras (45 kg) en un periodo de 24 horas. Del mismo modo, la Administración de Seguridad y Salud Ocupacional (OSHA) aplica restricciones a las instalaciones que trabajan con amoníaco, con requisitos adicionales cuando se supera el límite de 10000 libras (4500 kg) [69].

Se requieren inspecciones e informes a intervalos regulares, y también se deben realizar auditorías de cumplimiento periódicamente. También pueden aplicarse restricciones adicionales a nivel local, especialmente para los sistemas de R-717 en áreas altamente pobladas. Por estas razones, la reducción de la carga de R-717 se ha convertido en un tema cada vez más importante en la industria, ya que la mayoría de las regulaciones fueron diseñadas para lidiar con sistemas de carga grande. Actualmente se están realizando esfuerzos para desarrollar regulaciones específicas para sistemas de baja carga que puedan aprovechar la alta eficiencia del amoníaco al tiempo que se minimiza el riesgo de daños debido a fugas [66].

6.3- R-1234ze

Aunque el R1234ze(E) ha sido desarrollado recientemente, se han realizado muchos estudios para caracterizar sus propiedades y, por lo tanto, el comportamiento térmico y energético del fluido. Las propiedades termofísicas precisas son necesarias para diseñar y construir componentes (y sistemas) eficientes de refrigeración y aire acondicionado. Estos estudios pueden informar sobre propiedades individuales, medidas en equipos de prueba específicos o pueden analizar la precisión de diferentes ecuaciones de estado (EOS) (incluso modificándolas para mejorar su precisión).

El R1234ze(E) es un refrigerante de presión media propuesto como alternativa al R134a en sistemas de nuevo diseño. No se recomienda su uso directo o su adaptación al R134a debido a las diferencias en sus propiedades termofísicas. La presión de vapor del R1234ze(E) es entre un 28% y un 24% menor en comparación con el R134a (Figura 10), por lo que los compresores pueden funcionar con el R1234ze(E) a presiones más bajas. La densidad de la fase líquida del R1234ze(E) es entre un 4.7% y un 1% menor en comparación con el R134a (Figura 11). La carga de refrigerante necesaria para el R-1234ze también es inferior en comparación con el R134a. En el caso de la densidad de vapor, esta es aproximadamente un 20% menor para el R1234ze(E).

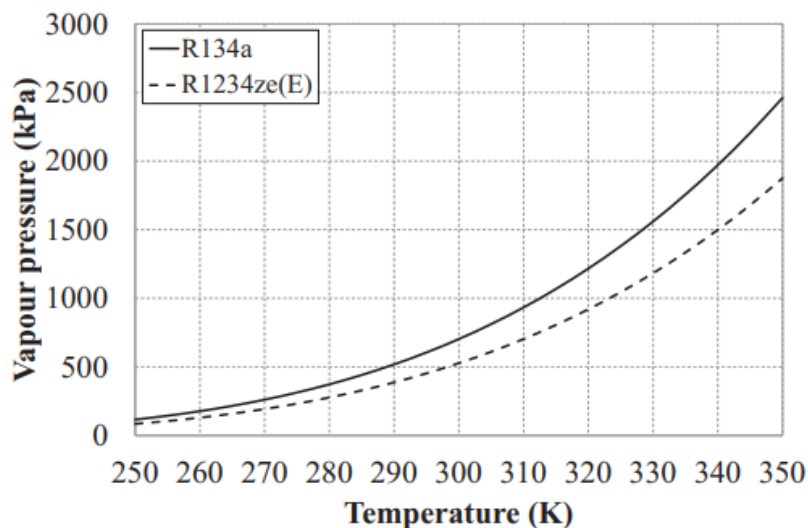


Figura 10. Diagrama T-V R-134a y R-1234ze. Tomada de [70]

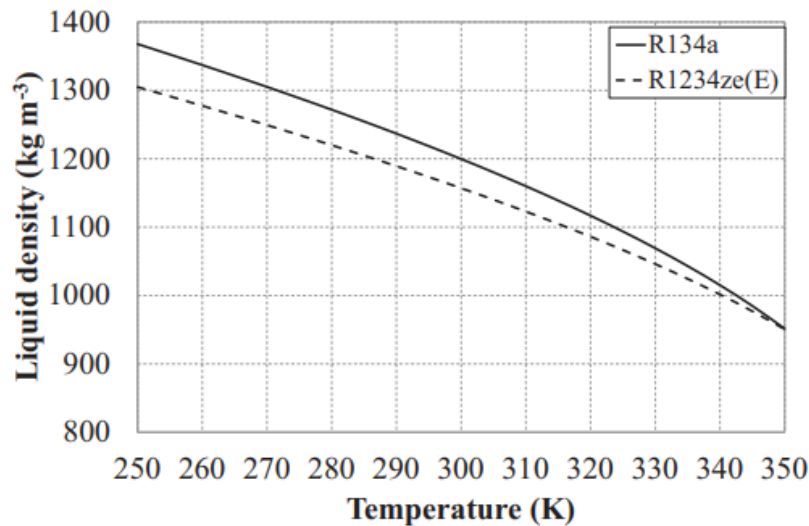


Figura 11. Diagrama T-d R-134a y R-1234ze. Tomada de [70]

La viscosidad líquida del R1234ze(E) es ligeramente menor a bajas temperaturas, pero un 7.37% mayor a 343 K. Esto implicará una menor pérdida de carga en tuberías y componentes para el HFO. También se muestra un resumen de diferentes propiedades en la [Tabla 9](#). Además de lo discutido anteriormente, destaca una gran reducción del valor GWP (1300 frente a 4), y la baja inflamabilidad del R1234ze(E).

Tabla 9. Principales propiedades termodinámicas de R1234ze(E) y R134a. Tomado de [70]

	R134a	R1234ze(E)
Clasificación de seguridad ASHRAE	A1	A2L
ODP	0	0
GWP100	1300	4
Temperatura Crítica (K)	374,21	382,51
Presión Crítica (kPa)	4059,28	3634,90
NBP (K)	247,08	253,88
Densidad Líquida (kg/m ³)	1295,27	1240,56
Densidad Vapor (kg/m ³)	14,35	11,65
Cp Líquido (kJ/(kg · K))	1,34	1,32
Cp Vapor (kJ/(kg · K))	0,90	0,88
Calor latente de vaporización (kJ/(kg · K))	198,72	184,28
Conductividad Térmica Líquido (W/(m · K))	92,08 · 10 ⁻³	83,11 · 10 ⁻³
Conductividad Térmica Vapor (W/(m · K))	11,50 · 10 ⁻³	11,57 · 10 ⁻³
Viscosidad Líquido (Pa/s)	267,04 · 10 ⁻⁶	269,44 · 10 ⁻⁶
Viscosidad Vapor (Pa/s)	10,72 · 10 ⁻⁶	11,19 · 10 ⁻⁶

* Valores calculados a 273K



El R1234ze(E) se clasifica como un refrigerante de baja inflamabilidad (A2L) según ASHRAE 34, aunque es ligeramente menos inflamable que el R1234yf. El LFT (Límite de Fluidéz de Ignición) del R1234ze(E) se vuelve bastante bajo cuando aumenta la humedad [71] y no es inflamable si la humedad del aire es igual o inferior al 10%, a temperatura ambiente [71]. Para sistemas de bombas de calor, se ha demostrado que los refrigerantes no representan un riesgo de ignición durante el funcionamiento normal [27]. En caso de una fuga en la unidad exterior, los riesgos relacionados con el R1234ze(E) son iguales a los calculados para el R1234yf y cuatro veces menores que el R32 (y mucho más bajos que el riesgo general de incendios domésticos por cualquier causa).

Además, el R1234ze(E) es compatible con los materiales y lubricantes utilizados en los HFC. Estos estudios se encuentran recogidos en la literatura [72].

6.4- R-454C

El refrigerante R-454C es una mezcla zeotrópica HFO/HFC, propuesta como reemplazo de refrigerantes como el R-404A y el R-22 en sistemas de refrigeración comerciales e industriales de media temperatura. R454C es una mezcla binaria de R32 (HFC) y R1234yf (HFO) con una composición de 21,5% y 78,5% en peso, respectivamente. Tiene un deslizamiento de temperatura de aproximadamente 6.5 K en condiciones típicas de condensador y ha sido clasificado como una mezcla de refrigerante inflamable de grado A2L (ligeramente inflamable) por ASHRAE. Mitigar los riesgos de inflamabilidad asociados con los refrigerantes HFO es una consideración de diseño importante que requiere un estudio adicional en paralelo con las investigaciones de transferencia de calor [81]. La [Tabla 10](#) muestra una comparación de las propiedades termodinámicas de R404A y R454C a una temperatura de punto de rocío igual a 50 °C, según REFPROP 10 [82]. Debido a su mayor calor latente de vaporización, mayor conductividad térmica de la fase líquida y aproximadamente un 96% menor GWP, el R-454C es un candidato ideal para reemplazar el R-404A. [83]

Tabla 10. Propiedades Termodinámicas del R404A y el R454C a $t_{\text{burbuja}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
Obtenido a través de REFPROP 10 [82]

	R-404A	R-454C
Clasificación ASHRAE	A1	A2L
GWP	3943	148
Deslizamiento de Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	0,3	6,5
Presión de Saturación (kPa)	2296	1870
Calor latente de vaporización (kJ/kg)	103	133
Densidad de líquido (kg/m^3)	899	924
Densidad de vapor (kg/m^3)	138	91
Viscosidad de líquido $\times 10^6$ ($\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$)	86,5	92,8
Viscosidad de vapor $\times 10^6$ ($\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$)	14,5	13,8
Conductividad de líquido $\times 10^3$ ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	52,7	65,7
Tensión superficial $\times 10^3$ (N/m)	1,7	2,6

Debido a su GWP, el refrigerante R-454C no está penalizado con los impuestos que algunos países han aplicado a los gases de efecto invernadero. La clasificación de seguridad de este refrigerantes antropogénico es A2L, según normativa ASHRAE. Este carácter inflamable equilibra sus ventajas medioambientales, que es una característica común de la mayoría de los refrigerantes actualmente disponibles, aparte del R744. Por esta razón, están sujetos a regulaciones de seguridad que afectan a los equipos de refrigeración, como EN378, EN60335, ISO 5149 e IEC 60335. Estas regulaciones están revisando sus estándares para aumentar los límites de carga de refrigerante inflamable, lo que permitirá una carga más alta y hará posible el uso de refrigerantes A2L y A3 en una gama más amplia de aplicaciones [84].

Si se compara el peso molecular del R-454C con el de R-404A, el R-454C es un refrigerante "más ligero", alrededor de un 5.5% a 10%. Esto es preferible para reducir las pérdidas de energía del compresor a través de las válvulas [85] y obtener mayores entalpías de vaporización. La temperatura crítica y la presión del R-454C es mayor que las del R-404A. Esto supone que el ciclo de compresión de vapor funcionará a temperaturas y presiones reducidas más bajas y generalmente resulta en eficiencias más altas pero una capacidad de enfriamiento volumétrico (VCC) más baja. Por otro lado, implica la necesidad de un equipo físicamente más grande, especialmente la capacidad de desplazamiento del compresor o su tiempo de funcionamiento, dependiendo del tipo de regulación [86].

El punto de ebullición normal (NBP) de todos los refrigerantes utilizados en este trabajo es lo suficientemente bajo como para garantizar el funcionamiento del ciclo



por encima de la presión atmosférica, evitando la posibilidad de entrada de aire en el circuito sellado con la consiguiente degradación del rendimiento del lubricante y los intercambiadores de calor, así como la generación de un peligro de explosión interna en caso de refrigerantes inflamables.

El valor de deslizamiento muestra que el fluido refrigerante R-454C presenta un valor mucho mayor en comparación con el del R-404A en todo el rango de saturación. Por lo tanto, en este refrigerante, si se diseña el ciclo para un punto adecuado de saturación en el rango de deslizamiento, el valor de deslizamiento más alto podría ser una ventaja para mejorar la transferencia de calor en el evaporador y el condensador, y podría resultar en un mejor rendimiento energético del ciclo [87]-[89]].

7-MÉTODOS. CÁLCULO DEL CICLO EN LA SIMULACIÓN

En este capítulo se compara el funcionamiento de la mezcla refrigerante patentada con el funcionamiento de los cuatro refrigerantes convencionales mencionados anteriormente: dióxido de carbono, amoníaco, R-1234ze y R-454C.

La comparación se realizará para dos casos diferenciados. Por un lado, se analizará el comportamiento del fluido refrigerante patentado para climatización doméstica, y por otro lado se analizará su comportamiento para refrigeración industrial en comparación con los otros cuatro refrigerantes. Esto implica una diferencia de temperatura en el condensador, debido a las necesidades de enfriamiento.

Por otra parte, se estudiará para cada caso el funcionamiento del ciclo de refrigeración para verano e invierno. Esto implica que la temperatura del condensador será diferente en ambas opciones por su dependencia de la temperatura ambiente.

Se tomarán las siguientes condiciones iniciales para realizar la simulación comparativa:

Tabla 11. Parámetros simulación ciclo refrigerativo

Parámetros	Nomenclatura	Datos
Temperatura exterior verano	t_{ext}	35°C
Temperatura exterior invierno	t_{ext}	-2°C
Temperatura interior climatización	t_{int}	20°C
Temperatura interior refrigeración industrial	t_{int}	-32°C
Temperatura evaporador	t_{evap}	$T_{int} - \Delta T_{evap}$
Temperatura condensador	t_{cond}	$T_{ext} + \Delta T_{cond}$
Temperatura sobrecalentamiento	t_{rec}	10°C
Temperatura subenfriamiento	t_{sub}	6°C
Rendimiento compresor isentrópico	η_s	Variable
Rendimiento compresor volumétrico	η_v	Variable
Relación de compresión	r_c	Variable

*Consideraremos la $\Delta T_{evap} = 8^\circ C$ y la $\Delta T_{cond} = 10^\circ C$

7.1- Simulación del Ciclo en Condiciones de Climatización Doméstica en Verano

En esta simulación, compararemos los cinco refrigerantes a una temperatura exterior de 35°C y una temperatura interior deseada de 20°C. Se considera que la temperatura en el condensador es 10°C superior a la temperatura exterior. Se considera que la temperatura en el evaporador es 8°C inferior a la temperatura interior. Esto implica que la temperatura del condensador debe ser 45°C y la temperatura del evaporador 12°C.

a) Simulación de Dióxido de Carbono

Tabla 12. Simulación dióxido de carbono en climatización doméstica en verano

Dióxido de Carbono				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	4,730	12,0	420,6	1,771
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	4,730	22,0	442,5	1,847
2s: Fluido Supercrítico – Punto de descarga isoentrópico	10,000	81,6	473,7	1,847
2: Fluido Supercrítico – Punto de descarga compresor	10,000	89,3	487,1	1,884
3: Fluido Supercrítico – Entrada válvula expansión	10,000	39,0	307,6	1,339
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	4,730	12,0	307,6	1,375

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 12](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 134,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = \frac{3500 \text{ W}}{134,9 \text{ kJ/kg}} = 0,0259 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 2,11$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 2,11 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 487,12 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,93 para una relación de compresión de 2,11 según [90]

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 1,242 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 179,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,649 \text{ kW}$$

b) Simulación de Amoniaco

Tabla 13. Simulación amoniaco en climatización doméstica en verano

Amoniaco				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,658	12,0	1636,8	5,586
1: Vapor Sobrecalentado - Entrada Compresor	0,658	22,0	1647,3	6,0493
2s: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga isoentrópico	1,782	96,9	1795,2	6,0493
2: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga compresor	1,782	120,7	1858,6	6,215
3s: Líquido Saturado	1,782	45,0	561,0	2,205
3: Líquido Subenfriado - Entrada válvula expansión	1,782	39,0	531,2	2,111
4: Líquido+Vapor - Salida válvula expansión	0,658	12,0	531,2	2,137

El diagrama P-h de esta simulación se muestra en el Anexo en la Figura 13.

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 1116,06 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 3500 \text{ W} / 1116,06 \text{ kJ/kg} = 0,00314 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 2,71$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 2,71 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 1858,6 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,9 para una relación de compresión de 2,71 según [90]

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 0,737 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 1233,96 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 3,875 \text{ kW}$$

c) Simulación de R-1234ze

Tabla 14. Simulación R-1234ze en climatización doméstica en verano

R-1234ze				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,111	12,0	428,5	1,802
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,111	22,0	437,08	1,832
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,338	55,6	460,7	1,832
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,338	66,0	470,8	1,862
3s: Líquido Saturado	0,338	45,0	257,2	1,193
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,338	39,0	249,2	1,168
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,111	12,0	249,2	1,174

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 14](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 187,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = 3500 \text{ W} / 187,86 \text{ kJ/kg} = 0,0186 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 3,051$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 3,051 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 470,79 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,9 para una relación de compresión de 3,051 según [90]

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V} = 0,697 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 221,57 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,121 \text{ kW}$$

d) Simulación de R-454C

Tabla 15. Simulación R-454C en climatización doméstica en verano

R-454C				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,667	12,0	395,6	1,696
1: Vapor Sobrecalentado - Entrada Compresor	0,667	22,0	405,9	1,731
2s: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga isoentrópico	1,935	66,5	431,08	1,731
2: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga compresor	1,935	75,1	441,9	1,763
3s: Líquido Saturado	1,935	45,0	268,7	1,228
3: Líquido Subenfriado - Entrada válvula expansión	1,935	39,0	258,6	1,196
4: Líquido+Vapor - Salida válvula expansión	0,667	11,7	258,6	1,211

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 15](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 147,29 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = \frac{3500 \text{ W}}{147,29 \text{ kJ/kg}} = 0,0238 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 2,900$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 2,900 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 441,87 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,9 para una relación de compresión de 2,900 según [90]

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 0,951 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 183,25 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,361 \text{ kW}$$

e) Simulación de mezcla patentada

Tabla 16. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en verano

Mezcla Patentada				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,5	12	406,67	1,7125
1: Vapor Sobrecalentado - Entrada Compresor	0,5	22	414,44	1,7667
2s: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga isoentrópico	1,3143	62	440	1,7667
2: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga compresor	1,3143	80	450,954	1,825
3s: Líquido Saturado	1,3143	45	262	1,2667
3: Líquido Subenfriado - Entrada válvula expansión	1,3143	39	256	1,1857
4: Líquido+Vapor - Salida válvula expansión	0,5	7	256	1,1857

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 16](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 158,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 3500 \text{ W} / 158,44 \text{ kJ/kg} = 0,0221 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 2,63$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 2,63 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 450,954 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,9 para una relación de compresión de 2,63 según [90]

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 0,897 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 194,954 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 4,308 \text{ kW}$$

f) Comparación de datos simulados

Tabla 17. Comparación de datos simulados en climatización doméstica en verano

Refrigerante	$\dot{q}_{\text{evaporador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_F (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/s)	r_c	W_{comp} (kW)	$\dot{q}_{\text{condensador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_{cond} (kW)
CO ₂	134,9	3,5	0,0259	2,11	1,242	179,5	4,649
NH ₃	1116,06	3,5	0,00314	2,71	0,737	1233,96	3,875
R-1234ze	187,86	3,5	0,0186	3,051	0,697	221,57	4,121
R-454C	147,29	3,5	0,0238	2,900	0,951	183,25	4,361
Mezcla patentada	158,44	3,5	0,0221	2,63	0,897	194,954	4,308



Una vez obtenidos los resultados, se observa que el amoníaco es el fluido refrigerante que más calor de evaporación presenta con mucha diferencia. Esto permite que la cantidad de refrigerante necesaria en el circuito sea mucho menor utilizando el amoníaco como refrigerante que con cualquier otra opción escogida. A mayor flujo de refrigerante, mayor gasto. Si la comparación se basa en la cantidad de refrigerante, la correcta elección sería el uso de amoníaco como fluido refrigerante para esta aplicación.

El coste unitario de los refrigerantes naturales (dióxido de carbono y amoníaco) es mucho menor que el coste unitario de cualquier refrigerante sintético, por lo que, si la comparación se basa en el coste unitario, la mejor elección sería la utilización de un refrigerante natural.

El trabajo de compresión y la relación de compresión influyen en la elección del compresor necesario para el correcto funcionamiento del ciclo de refrigeración simple. En esta simulación obtenemos un valor de compresión bajo para el dióxido de carbono. Sin embargo, este fluido se encuentra en estado transcrito durante la simulación. El compresor tendrá un mayor coste, para poder cumplir los requisitos del CO_2 transcrito. El CO_2 no es una buena elección como refrigerante. Las relaciones de compresión de NH_3 , R-1234ze, R-454C y de la mezcla patentada son similares. El trabajo de compresión del R-1234ze como fluido refrigerante es menor que el resto de refrigerantes, por lo que es la elección idónea, basándonos en la elección del compresor.

El coste del equipo de refrigeración utilizando CO_2 o NH_3 es muy elevado para sistemas de climatización domésticos, debido a que la potencia de frío es relativamente baja. Este coste no compensa el resto de costes de operación en su funcionamiento.

En conclusión, por rendimiento, las opciones más interesantes son el, R-1234ze y el amoníaco, pero este último requiere un alto coste de instalación y es tóxico en altas concentraciones. Se concluye que la elección idónea para dispositivos domésticos de climatización en verano es el uso de R-1234ze como fluido refrigerante.

7.2- Simulación del Ciclo en Condiciones de Refrigeración Industrial en Verano

En esta simulación, compararemos los cinco refrigerantes a una temperatura exterior de 35°C y una temperatura interior deseada de -32°C. Se considera que la temperatura en el condensador es 10°C superior a la temperatura exterior. Se considera que la temperatura en el evaporador es 8°C inferior a la temperatura interior. Esto implica que la temperatura del condensador debe ser 45°C y la temperatura del evaporador -40°C.

a) Simulación de Dióxido de Carbono

Tabla 18. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en verano

Dióxido de Carbono				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	1,0045	-40,0	435,3	2,0485
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	1,0045	-30,0	445,4	2,0909
2s: Fluido Supercrítico – Punto de descarga isoentrópico	10,000	146,6	567,7	2,0909
2: Fluido Supercrítico – Punto de descarga compresor	10,000	313,2	763,5	2,485
3: Fluido Supercrítico – Entrada válvula expansión	10,000	39,0	307,6	1,339
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	1,0045	-40,0	307,6	1,501

El diagrama P - h de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 17](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 137,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = 53 \text{ kW} / 137,8 \text{ kJ/kg} = 0,385 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 9,955$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,42 para una relación de compresión de 9,955 según [90]

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 763,47 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,74 para una relación de compresión de 9,955 según [90]

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 165,472 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 455,85 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 175,502 \text{ kW}$$

b) Simulación de Amoniaco

Tabla 19. Simulación de amoniaco en refrigeración industrial en verano

Amoniaco		
Componente	Temperatura (°C)	Presión (MPa)
Evaporador	-45,0	0,0544
Condensador	40,0	1,555

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 28,560$$

c) Simulación de R-1234ze

Observamos en el Diagrama de Mollier del R-1234ze ([Figura 18](#)), que el Punto Triple se encuentra a una temperatura de -35°C. Queremos trabajar en el condensador a una temperatura de refrigerante de -40°C. Por lo tanto, no se puede trabajar con este fluido en condiciones de refrigeración en invierno, ya que el fluido sufre un proceso de sublimación inversa, es decir, entra al evaporador en estado sólido, se alcanza el punto de congelación. Este resultado de la simulación concuerda con la bibliografía

teórica mencionada del refrigerante R-1234ze, que propone este refrigerante como una muy buena opción para sistemas de climatización debido tanto a sus prestaciones, como a su muy bajo impacto medioambiental; no así en refrigeración industrial.

d) Simulación de R-454C

Tabla 20. Simulación de R-454C en refrigeración industrial en verano

R-454C		
Componente	Temperatura (°C)	Presión (MPa)
Evaporador	-45,0	0,131
Condensador	40,0	1,935

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 14,791$$

e) Simulación de mezcla patentada

Tabla 21. Simulación de mezcla patentada en refrigeración industrial en verano

Amoniaco		
Componente	Temperatura (°C)	Presión (MPa)
Evaporador	-45,0	0,075
Condensador	40,0	1,314

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 17,524$$

f) Comparación de datos simulados

Tabla 22. Comparación de datos simulados en refrigeración industrial en verano

Refrigerante	$\dot{q}_{\text{evaporador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_F (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/s)	r_c	W_{comp} (kW)	$\dot{q}_{\text{condensador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_{cond} (kW)
CO ₂	137,8	53	0,385	9,955	165,472	455,85	175,502
NH ₃	NO SIRVE PARA ESTA APLICACIÓN						
R-1234ze	NO SIRVE PARA ESTA APLICACIÓN						
R-454C	NO SIRVE PARA ESTA APLICACIÓN						
Mezcla patentada	NO SIRVE PARA ESTA APLICACIÓN						

El R-1234ze no es un fluido refrigerante apto para aplicaciones de refrigeración, tanto industrial, como doméstica. Por debajo de una temperatura de -35°C , el refrigerante se encuentra por debajo del punto triple, es decir, pasa de estado sólido a estado vapor y viceversa sin pasar por estado líquido (sublimación). La solidificación del refrigerante implica, estancamiento del mismo y la rotura del equipo de refrigeración. Un refrigerante que no cumple la función de refrigerar y estropea el equipo de refrigeración, no es apto como elección.

El amoníaco, R-454C y la mezcla patentada no son fluidos refrigerantes aptos en refrigeración industrial en condiciones de verano. La relación de compresión en los mismos es 28,560, 14,791 y 17,524. Según [90], los compresores tipo scroll no son útiles para relaciones de compresión superiores a 12, debido a que su eficiencia es extremadamente baja. Si estudiáramos otro tipo de ciclos de compresión, estos refrigerantes podrían ser útiles; sin embargo, en esta simulación solo se estudia el ciclo de refrigeración simple.

El único refrigerante capaz de cumplir con las especificaciones necesarias es el dióxido de carbono. El equipo necesario para trabajar con el CO₂ es elevado. Su coste es aún mayor si trabaja en condiciones transcíticas, como es el caso de la simulación. Sin embargo, como se simula en refrigeración industrial, el coste de los equipos se compensa con los costes de operación, por lo que podría ser asumible con una buena relación de compresión. En este caso, la relación de compresión es alta y provoca que la eficiencia isentrópica y volumétrica del compresor scroll sean bajas. Esto hace que el trabajo de compresión sea elevado y por tanto, el compresor necesite mayor tamaño y por consiguiente, sea más caro.

En conclusión, si se requiere refrigeración industrial en verano con un ciclo de refrigeración simple, la única opción viable es el uso de dióxido de carbono como fluido refrigerante. Sin embargo, para refrigeración industrial, a vista de los



resultados, otros ciclos de refrigeración alternativos con compresiones intermedias o refrigeraciones en cascada pueden ser más interesantes que el uso de ciclos de refrigeración simples

7.3- Simulación del Ciclo en Condiciones de Climatización Doméstica en Invierno

En esta simulación, compararemos los cinco refrigerantes a una temperatura exterior de -2°C y una temperatura interior deseada de 20°C . Esto implica que la temperatura del condensador debe ser 8°C y la temperatura del evaporador 12°C .

El evaporador siempre tiene que encontrarse a menor temperatura que el condensador, por lo que, si el ciclo termodinámico no es reversible, no funciona en condiciones de climatización en invierno.

Se considera que la bomba de calor es reversible y, por tanto, el condensador en el exterior actuará como evaporador y viceversa. Se considera que la temperatura en el condensador es 10°C superior a la temperatura exterior. Se considera que la temperatura en el evaporador es 8°C inferior a la temperatura interior. Por tanto, la temperatura del evaporador, ubicado en el exterior, es de -10°C , mientras que la temperatura del condensador, ubicado en el interior, es de 30°C .

a) Simulación de Dióxido de Carbono

Tabla 23. Simulación de dióxido de carbono en climatización doméstica en verano

Dióxido de Carbono				
Estado del refrigerante	$P(\text{MPa})$	$t(^{\circ}\text{C})$	$h(\text{kJ/kg})$	$s(\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$
1s: Vapor Saturado	2,649	-10,0	435,1	1,899
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	2,649	0,0	449,08	1,951
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	7,214	76,7	494,6	1,951
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	7,214	90,9	514,07	2,0051
3s: Líquido Saturado	7,214	30,0	304,6	1,344
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	7,214	24,0	263,3	1,207
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	2,649	-10,0	263,3	1,246

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 19](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 185,77 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 3500 \text{ W} / 185,77 \text{ kJ/kg} = 0,0188 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 2,723$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,7 para una relación de compresión de 2,723 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 514,07 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,9 para una relación de compresión de 2,723 según [90].

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 1,358 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 250,76 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 4,714 \text{ kW}$$

b) Simulación de Amoniaco

Tabla 24. Simulación de amoniaco en climatización doméstica en invierno

Amoniaco				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,291	-10,0	1595,9	6,239
1: Vapor Sobrecalentado - Entrada Compresor	0,291	0,0	1621,0	6,332
2s: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga isoentrópico	1,167	101,9	1828,8	6,332

2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	1,167	143,1	1931,1	6,591
3s: Líquido Saturado	1,167	30,0	487,3	1,971
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	1,167	24,0	458,5	1,875
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,291	-10,0	458,5	1,916

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 20](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 1162,53 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 3500 \text{ W} / 1162,53 \text{ kJ/kg} = 0,0030 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 4,014$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,67 para una relación de compresión de 4,014 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 1931,1 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_V) del compresor scroll es 0,88 para una relación de compresión de 4,014 según [90].

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V} = 1,057 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 1472,63 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 4,418 \text{ kW}$$

c) Simulación de R-1234ze

Tabla 25. Simulación de R-1234ze en climatización doméstica en verano

R-1234ze				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,0439	-10,0	413,6	1,812
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,0439	0,0	421,5	1,842
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,210	44,369	453,7	1,842
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,210	63,026	471,1	1,895
3s: Líquido Saturado	0,210	30,000	237,5	1,130
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,210	24,000	229,8	1,104
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,0439	-10,000	229,8	1,114

El diagrama P - h de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 21](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 191,71 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = \frac{3500 \text{ W}}{191,71 \text{ kJ/kg}} = 0,0183 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 4,787$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,65 para una relación de compresión de 4,787 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 471,11 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,87 para una relación de compresión de 4,787 según [90].

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 1,044 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 241,33 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,416 \text{ kW}$$

d) Simulación de R-454C

Tabla 26. Simulación de R-454C en climatización doméstica en invierno

R-454C				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,319	-10,0	383,4	1,711
1: Vapor Sobrecalentado - Entrada Compresor	0,319	0,0	392,7	1,745
2s: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga isoentrópico	1,352	54,1	427,1	1,745
2: Vapor Sobrecalentado - Punto de descarga compresor	1,352	69,2	444,1	1,796
3s: Líquido Saturado	1,352	30,0	244,6	1,152
3: Líquido Subenfriado - Entrada válvula expansión	1,352	24,0	235,1	1,121
4: Líquido+Vapor - Salida válvula expansión	0,319	-15,9	235,1	1,141

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 22](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 157,51 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = \frac{3500 \text{ W}}{157,51 \text{ kJ/kg}} = 0,0222 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 4,234$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,67 para una relación de compresión de 4,234 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 444,11 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,87 para una relación de compresión de 4,234 según [90].

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 1,313 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 208,97 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,639 \text{ kW}$$

e) Simulación de mezcla patentada

Tabla 27. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en invierno

Mezcla Patentada				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,211	-10,0	392,0	1,750
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,211	0,0	405,0	1,783
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,867	49,0	435,0	1,783
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,867	64,0	449,8	1,829
3s: Líquido Saturado	0,867	30,0	242,0	1,143
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,867	24,0	234,0	1,114
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,211	-14,4	234,0	1,114

El diagrama P-h de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 23](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 171 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = \frac{3500 \text{ W}}{171 \text{ kJ/kg}} = 0,0205 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 4,109$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,67 para una relación de compresión de 4,109 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 449,776 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_V) del compresor scroll es 0,87 para una relación de compresión de 4,109 según [90].

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V} = 1,055 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 215,776 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 4,423 \text{ kW}$$

f) Comparación de datos simulados

Tabla 28. Comparación de datos simulados en climatización doméstica en invierno

Refrigerante	$\dot{q}_{evaporador}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_F (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/s)	r_c	W_{comp} (kW)	$\dot{q}_{condensador}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_{cond} (kW)
CO ₂	185,77	3,5	0,0188	2,723	1,358	250,76	4,714
NH ₃	1162,53	3,5	0,0030	4,014	1,057	1472,63	4,418
R-1234ze	191,71	3,5	0,0183	4,787	1,044	241,33	4,416
R-454C	157,51	3,5	0,0222	4,234	1,313	208,97	4,639
Mezcla patentada	171	3,5	0,0205	4,109	1,055	215,776	4,423

Una vez obtenidos los resultados, se observa que el amoníaco es el fluido refrigerante que más calor de evaporación presenta con mucha diferencia. Esto permite que la cantidad de refrigerante necesaria en el circuito sea mucho menor



utilizando el amoníaco como refrigerante que con cualquier otra opción escogida. A mayor flujo de refrigerante, mayor gasto. Si la comparación se basa en la cantidad de refrigerante, la correcta elección sería el uso de amoníaco como fluido refrigerante para esta aplicación.

El coste unitario de los refrigerantes naturales (dióxido de carbono y amoníaco) es mucho menor que el coste unitario de cualquier refrigerante sintético, por lo que, si la comparación se basa en el coste unitario, la mejor elección sería la utilización de un refrigerante natural.

El trabajo de compresión y la relación de compresión influyen en la elección del compresor necesario para el correcto funcionamiento del ciclo de refrigeración simple. En esta simulación obtenemos un valor de compresión bajo para el dióxido de carbono. Sin embargo, el trabajo que realiza el compresor es más alto para el CO_2 en comparación con otras alternativas. La relación de compresión de NH_3 , R-1234ze, y la mezcla patentada son similares, siendo algo superior la relación de compresión para el R-454C.

El coste del equipo de refrigeración utilizando CO_2 o NH_3 , es muy elevado, y para sistemas de climatización domésticos, debido a que la potencia de frío es relativamente baja, este coste no compensa el resto de costes de operación en su funcionamiento.

En conclusión, basándose en el rendimiento en conjunto con el coste del sistema, la elección óptima es el uso de R-1234ze como fluido refrigerante para esta aplicación. El R-1234ze presenta la relación de compresión más baja a excepción del CO_2 , y el trabajo de compresión mínimo. A mayores, el circuito requiere menor cantidad de refrigerante utilizando el R-1234ze en comparación con el R-454C y la mezcla patentada. Se observa que la mezcla patentada ofrece un trabajo en el compresor algo inferior que el R-1234ze y un caudal de refrigerante algo superior. A mayores su valor de GWP es mayor, por lo que medioambientalmente tampoco sería una alternativa válida.

7.4- Simulación del Ciclo en Condiciones de Refrigeración Industrial en Invierno

En esta simulación, compararemos los cinco refrigerantes a una temperatura exterior de -2°C y una temperatura interior deseada de -32°C . Se considera que la temperatura en el condensador es 10°C superior a la temperatura exterior. Se considera que la temperatura en el evaporador es 8°C inferior a la temperatura interior. Esto implica que la temperatura del condensador debe ser 8°C y la temperatura del evaporador -40°C .

a) Simulación de Dióxido de Carbono

Tabla 29. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en invierno

Dióxido de Carbono				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t($^{\circ}\text{C}$)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	1,005	-40,0	435,3	2,0485
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	4,283	-30,0	445,4	2,0909
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	4,283	72,1	515,4	2,0909
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	4,283	103,2	549,9	2,187
3s: Líquido Saturado	4,283	8,0	220,3	1,070
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	1,005	2,0	204,2	1,0121
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	1,005	-40,0	204,2	1,0572

El diagrama P - h de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 24](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 241,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 53 \text{ kW} / 241,23 \text{ kJ/kg} = 0,220 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 4,264$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,65 para una relación de compresión de 4,264 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 549,88 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,88 para una relación de compresión de 4,264 según [90].

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 26,115 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 345,69 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 76,0518 \text{ kW}$$

b) Simulación de Amoniaco

Tabla 30. Simulación de amoniaco en refrigeración industrial en invierno

Amoniaco				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,0716	-40,0	1553,8	6,728
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,573	-30,0	1575,9	6,821
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,573	119,1	1887,6	6,821
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,573	247,0	2199,3	7,507
3s: Líquido Saturado	0,573	8,0	382,82	1,617
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,0716	2,0	355,00	1,517
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,0716	-40,0	355,00	1,586

El diagrama P - h de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 25](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 1220,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 53 \text{ kW} / 1220,9 \text{ kJ/kg} = 0,0434 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 8,006$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,5 para una relación de compresión de 8,006 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 2199,3 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,8 para una relación de compresión de 8,006 según [90].

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 33,819 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 1844,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 80,0426 \text{ kW}$$

c) Simulación de R-1234ze

Observamos en el Diagrama de Mollier ([Figura 18](#)), que el Punto Triple se encuentra a una temperatura de -35°C . Queremos trabajar en el condensador a una temperatura de refrigerante de -40°C . Por lo tanto, no se puede trabajar con este fluido en condiciones de refrigeración en invierno, ya que el fluido sufre un proceso de sublimación inversa, es decir, entra al evaporador en estado sólido, se alcanza el punto de congelación. Este resultado de la simulación concuerda con la bibliografía teórica mencionada del refrigerante R-1234ze, que propone este refrigerante como una muy buena opción para sistemas de climatización debido tanto a sus

prestaciones, como a su muy bajo impacto medioambiental; no así en refrigeración industrial.

d) Simulación de R-454C

Tabla 31. Simulación de R-454C en refrigeración industrial en invierno

R-454C				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,0910	-40,0	365,02	1,744
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,0910	-30,0	373,09	1,778
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,744	40,02	422,8	1,778
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,744	88,3	472,5	1,926
3s: Líquido Saturado	0,744	8,0	211,4	1,041
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,744	2,0	202,9	1,0099
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,0910	-45,9	202,9	1,0399

El diagrama *P-h* de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 26](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{evaporador} = h_1 - h_4 = 170,24 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{evaporador}} = 53 \text{ kW} / 170,24 \text{ kJ/kg} = 0,311 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = 8,176$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,5 para una relación de compresión de 8,176 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 472,47 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_V) del compresor scroll es 0,8 para una relación de compresión de 8,176 según [90].

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_V} = 38,634 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{condensador} = h_3 - h_2 = 269,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{q}_{condensador} = 83,852 \text{ kW}$$

e) Simulación de mezcla patentada

Tabla 32. Simulación de mezcla patentada en refrigeración industrial en invierno

Mezcla Patentada				
Estado del refrigerante	P(MPa)	t(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg · K)
1s: Vapor Saturado	0,048	-40,0	377,0	1,800
1: Vapor Sobrecalentado – Entrada Compresor	0,048	-30,0	387,0	1,830
2s: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga isoentrópico	0,49	45,0	438,0	1,830
2: Vapor Sobrecalentado – Punto de descarga compresor	0,49	117,0	508,4	2,0286
3s: Líquido Saturado	0,49	8,0	212,0	1,0357
3: Líquido Subenfriado – Entrada válvula expansión	0,49	2,0	204,0	1,0143
4: Líquido+Vapor – Salida válvula expansión	0,048	-46,7	204,0	1,0145

El diagrama $P-h$ de esta simulación se muestra en el Anexo en la [Figura 27](#).

RESULTADOS EN EL EVAPORADOR

$$\dot{q}_{\text{evaporador}} = h_1 - h_4 = 183 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{q}_{\text{evaporador}}} = 53 \text{ kW} / 183 \text{ kJ/kg} = 0,2896 \text{ kg/s}$$

RESULTADOS EN EL COMPRESOR

$$r_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} = 10,21$$

El valor del rendimiento isentrópico (η_s) del compresor scroll es 0,42 para una relación de compresión de 10,21 según [90].

Se ha utilizado la siguiente ecuación en el cálculo del Punto de Descarga del compresor:

$$h_2 = h_{2s} + \frac{h_2 - h_{2s}}{\eta_s} = 508,429 \text{ kJ/s}$$

El valor del rendimiento volumétrico (η_v) del compresor scroll es 0,74 para una relación de compresión de 10,21 según [90].

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_v} = 47,521 \text{ kW}$$

RESULTADOS EN EL CONDENSADOR

$$\dot{q}_{\text{condensador}} = h_3 - h_2 = 304,429 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{q}_{\text{condensador}} = 88,163 \text{ kW}$$

f) Comparación de datos simulados

Tabla 33. Comparación de datos simulados en refrigeración en invierno

Refrigerante	$\dot{q}_{\text{evaporador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_F (kW)	\dot{m}_{ref} (kg/s)	r_c	W_{comp} (kW)	$\dot{q}_{\text{condensador}}$ (kJ/kg)	\dot{Q}_{cond} (kW)
CO ₂	241,23	53	0,220	4,264	26,115	345,69	76,0518
NH ₃	1220,9	53	0,0434	8,006	33,819	1844,3	80,0426
R-1234ze	NO SIRVE PARA ESTA APLICACIÓN						
R-454C	170,24	53	0,311	8,176	38,634	269,62	83,852
Mezcla patentada	183	53	0,2896	10,21	47,521	304,429	88,163



El R-1234ze no es un fluido refrigerante apto para aplicaciones de refrigeración, tanto industrial, como doméstica. Por debajo de una temperatura de -35°C , el refrigerante se encuentra por debajo del punto triple, es decir, pasa de estado sólido a estado vapor y viceversa sin pasar por estado líquido (sublimación). La solidificación del refrigerante implica, estancamiento de este y la rotura del equipo de refrigeración. Un refrigerante que no cumple la función de refrigerar y estropea el equipo de refrigeración, no es apto como elección.

Si la comparación se basa en la cantidad de refrigerante necesaria para cumplir el requerimiento de potencia fría especificada, el amoníaco presenta mucho mejores resultados que cualquier otro refrigerante. La cantidad de refrigerante necesaria gana importancia en sistemas de refrigeración industrial en comparación con sistemas domésticos simulados en capítulos anteriores, debido a las dimensiones de los ciclos de refrigeración industriales.

Si el estudio se basa en la relación de compresión necesaria, el dióxido de carbono presenta mejores resultados con una mejora en la eficiencia en el compresor del 87,76%, 91,75% y 139,45% con respecto al amoníaco, R-454C y la mezcla patentada, respectivamente. Esta diferencia provoca que el trabajo de compresión necesario para el dióxido de carbono sea mucho menor que en el resto de refrigerantes.

Se observa que el trabajo de compresión necesario para los refrigerantes naturales es menor en comparación con los refrigerantes antropogénicos. El riesgo que presenta el dióxido de carbono es que se acumula en el suelo debido a su mayor densidad en comparación con el aire y que es inodoro, pudiendo provocar problemas de detección. El riesgo del amoníaco es su toxicidad en altas concentraciones y su condición de corrosivo para tuberías de cobre. Si se resuelven estas desventajas, a pesar de que el coste de los equipos resulta más elevado que en el caso de los refrigerantes antropogénicos, esta elección es la adecuada.

Si se compara la mezcla patentada con el refrigerante R-454C, refrigerante antropogénico utilizado en refrigeración, los resultados de rendimiento del compresor son algo inferiores. La cantidad de refrigerante necesaria en la mezcla patentada en el sistema es menor que la necesaria en el caso del R-454C, disminuyendo los costes de operación y el tamaño del compresor. Por lo tanto, en caso de no cumplir las necesidades de seguridad del dióxido de carbono y/o amoníaco, la mezcla patentada es una alternativa competitiva entre los refrigerantes sintéticos que se encuentran actualmente en el mercado.

7.5- Conclusiones simulación

Cuatro condiciones de simulación han sido comparadas y analizadas: climatización doméstica en verano, refrigeración industrial en verano, climatización doméstica en invierno y refrigeración industrial en invierno. La mezcla patentada es un refrigerante con rango de adaptabilidad a varias de las aplicaciones. No es la mejor opción en ninguna de las aplicaciones, pero ofrece buenas soluciones en varias de las condiciones de simulación.

- En el caso de climatización doméstica en verano, la mejor solución con gran diferencia es el uso de R-1234ze como fluido refrigerante, teniendo en cuenta los costes de capital (CAPEX), el trabajo del compresor, la relación de compresión y el flujo de refrigerante necesarios. Es importante resaltar que este fluido es uno de los refrigerantes más utilizados en el sector de la climatización actualmente. Sin embargo, la mezcla patentada ofrece mejores resultados de rendimiento que el R-454C, refrigerante destinado a refrigeración. También es una mejor solución que el uso de dióxido de carbono y de amoníaco debido a los costes de capital.
- En condiciones de refrigeración industrial en verano, la única opción disponible es el uso de dióxido de carbono, debido a las altas relaciones de compresión de los fluidos restantes. Sin embargo, si se emplea un ciclo de refrigeración doble, por ejemplo, el fluido que mejor resultado ofrece es la mezcla patentada. Su relación de compresión es algo superior a la relación de compresión del R-454C, pero requiere menos refrigerante y el trabajo del compresor es menor.
- En condiciones de climatización doméstica en invierno, el R-1234ze ofrece los mejores resultados. Sin embargo, estos resultados no son muy superiores a los mostrados por la mezcla patentada. Si el precio unitario de la mezcla patentada es inferior al del fluido refrigerante R-1234ze, puede ser una mejor solución que el mismo, considerando que los costes de capital son similares en ambos casos.
- En condiciones de refrigeración industrial en invierno, la mezcla patentada presenta peores resultados que dióxido de carbono, amoníaco y R-454C. Por lo tanto, se deduce que no es una buena elección para esta aplicación.

La mezcla patentada es una alternativa interesante como fluido refrigerante utilizado en refrigeración, pero en temperaturas no extremas. Su rendimiento baja considerablemente por debajo de -30°C . Esto quiere decir que no es una buena elección para aplicaciones como cámaras de congelación, pero es una alternativa interesante en otras aplicaciones como refrigeradores domésticos, gabinetes de helados o enfriadores de bebidas.

8- CONCLUSIÓN

El uso extensivo de fluidos refrigerantes en cada vez más aplicaciones ha generado un gran impacto ambiental en las últimas décadas. Con el objetivo de mitigar los efectos que produce el sector de la refrigeración en la capa de ozono y en el calentamiento global, se han desarrollado normativas a nivel nacional e internacional que exigen un GWP <150 y un ODP=0 para la fabricación y distribución de los nuevos refrigerantes en el mercado. El objetivo de los fabricantes es conseguir mezclas refrigerantes que produzcan bajo impacto medioambiental dentro de la normativa vigente sin menoscabo de unos costes y rendimientos comparables con los refrigerantes utilizados en el pasado. Esto provoca la imposibilidad de utilizar HCFCs y CFCs como alternativas refrigerantes en la actualidad.

El objetivo de todo refrigerante que se busca patentar es presentar un GWP y un ODP iguales a cero, es decir, ser considerado medioambientalmente neutro. Este refrigerante debe requerir la mínima potencia eléctrica, la mínima relación de compresión y el mínimo flujo de refrigerante posible para una determinada potencia de frío necesaria. A mayores, no debe presentar toxicidad, inflamabilidad ni corrosión. Este objetivo no es realista actualmente y por ello se emplean diferentes mezclas refrigerantes en función de las presiones y temperaturas requeridas para cada aplicación específica. En aplicaciones como cámaras de congelación, se busca un punto triple bajo, evitando posibles congelaciones y estancamientos del refrigerante a lo largo del ciclo. En climatización se buscan refrigerantes con un punto crítico alto y una entalpía de vaporización elevada a temperaturas altas. Cualquier refrigerante en condiciones supercríticas presenta imposibilidad de condensación y requiere de equipos especiales que aumentan el coste de capital del equipo (CAPEX).

Para aplicaciones de climatización doméstica, los refrigerantes naturales no resultan beneficiosos. El dióxido de carbono trabaja en condiciones supercríticas y por ello requiere de equipos especiales que aumentan mucho la inversión en capital. El amoníaco es un refrigerante tóxico, por lo que en aplicaciones domésticas está prohibido y a mayores es corrosivo frente a tuberías de cobre. La selección de otro tipo de tuberías provoca que el coste del equipo aumente considerablemente. Los refrigerantes antropogénicos presentan mejores resultados y el coste de los equipos para este tipo de refrigerantes es menor. En el caso de climatización doméstica en verano la mejor opción es el R-1234ze y en el caso de climatización doméstica en invierno es preferible utilizar el R-454C como fluido refrigerante.

Para aplicaciones de refrigeración industrial, los refrigerantes naturales pueden ser una alternativa interesante. En el caso de refrigeración industrial en verano, el dióxido de carbono presenta los mejores resultados debido a la baja relación de compresión necesaria entre evaporador y condensador. En este caso, el tamaño de la instalación es mayor. Esto hace que la cantidad de dióxido de carbono necesaria



y el menor tamaño del compresor palien el inconveniente de trabajar con un fluido supercrítico. En el caso de refrigeración industrial en invierno, el amoniaco presenta el mejor resultado: la cantidad de refrigerante necesaria es de un orden de magnitud menor en comparación con el resto de refrigerantes y la relación de compresión es pequeña. En este caso, la toxicidad no es un inconveniente en principio, debido a que no existe contacto humano y a pesar del mayor coste en los conductos de refrigeración, se compensa ya que el coste en el resto de equipos es menor.

La mezcla patentada no es la mejor solución para ninguno de los casos estudiados individualmente, pero ofrece buenas soluciones en varias de las condiciones de simulación. Su rendimiento mejora cuando no se busca una temperatura en el evaporador menor de -30°C , en condiciones de refrigeración no tan extremas. Sin embargo, atendiendo a su impacto ambiental no es mejor alternativa que ninguna de las estudiadas.

9- REFERENCIAS

- [1] T. Halon, B. Gil, and B. Zajaczkowski, “Comparative investigation of low-GWP binary and ternary blends as potential replacements of HFC refrigerants for air conditioning systems,” *Appl Therm Eng*, vol. 210, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118354.
- [2] Y. Heredia-Aricapa, J. M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, and J. J. García-Pabón, “Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 111. Elsevier Ltd, pp. 113–123, Mar. 01, 2020. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012.
- [3] I. Dincer, “Refrigerants,” in *Comprehensive Energy Systems*, Elsevier Inc., 2018, pp. 435–474. doi: 10.1016/B978-0-12-809597-3.00232-7.
- [4] J. M. Calm, “The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 7. pp. 1123–1133, Nov. 2008. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
- [5] “relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC (Text with EEA relevance),” 2006. [Online]. Available: <http://www.ipcc.ch/pub/>
- [6] “I,” 2006. [Online]. Available: <http://www.ipcc.ch/pub/>
- [7] “CELEX_32014R0517_EN_TXT”.
- [8] “Ch_XXVII-7-d”.
- [9] “Ch_XXVII_02_ap”.
- [10] B. Steve Kujak and M. Ashrae, “TECHNICAL FEATURE Flammability and New Refrigerant Options.” [Online]. Available: www.ashrae.org.
- [11] “INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION Classification of refrigerants.” [Online]. Available: www.iifir.org
- [12] T. Halon, B. Gil, and B. Zajaczkowski, “Comparative investigation of low-GWP binary and ternary blends as potential replacements of HFC refrigerants for air conditioning systems,” *Appl Therm Eng*, vol. 210, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118354.
- [13] R. G. Derwent, S. R. Utembe, M. E. Jenkin, M. A. H. Khan, and D. E. Shallcross, “Investigating the role of organic compounds in intercontinental ozone



- transport: Reactivity scales and Global Warming Potentials (GWPs),” *Atmos Environ*, p. 119817, Apr. 2023, doi: 10.1016/j.atmosenv.2023.119817.
- [14] D. J. Wuebbles, “Chlorocarbon emission scenarios: potential impact on stratospheric ozone,” *J Geophys Res*, vol. 88, no. C2, 1983, doi: 10.1029/JC088iC02p01433.
- [15] D. J. Wuebbles, “Ozone Depletion and Related Topics: Ozone Depletion Potentials,” in *Encyclopedia of Atmospheric Sciences: Second Edition*, Elsevier Inc., 2015, pp. 364–369. doi: 10.1016/B978-0-12-382225-3.00293-0.
- [16] P. A. Chile *et al.*, “list of international Authors, contributors, and reviewers Assessment Coauthors Chapters and Coordinating Lead Authors Scientific Review and Advisory Group Coordinating Editor Authors, Contributors, and Reviewers.”
- [17] S. Solomon, M. Mills, L. E. Heidt, W. H. Pollock, and A. F. Tuck, “On the evaluation of ozone depletion potentials,” *J Geophys Res*, vol. 97, no. D1, 1992, doi: 10.1029/91JD02613.
- [18] M. K. W. Ko, N. D. Sze, C. J. Scott, and D. K. Weisenstein, “On the relation between stratospheric chlorine/bromine loading and short-lived tropospheric source gases,” *Journal of Geophysical Research Atmospheres*, vol. 102, no. 21, 1997, doi: 10.1029/97jd02431.
- [19] D. Youn, K. O. Patten, D. J. Wuebbles, H. Lee, and C. W. So, “Potential impact of iodinated replacement compounds CF₃I and CH₃I on atmospheric ozone: A three-dimensional modeling study,” *Atmos Chem Phys*, vol. 10, no. 20, 2010, doi: 10.5194/acp-10-10129-2010.
- [20] K. O. Patten and D. J. Wuebbles, “Atmospheric lifetimes and Ozone Depletion Potentials of trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropylene and trans-1,2-dichloroethylene in a three-dimensional model,” *Atmos Chem Phys*, vol. 10, no. 22, 2010, doi: 10.5194/acp-10-10867-2010.
- [21] K. O. Patten, V. G. Khamaganov, V. L. Orkin, S. L. Baughcum, and D. J. Wuebbles, “Correction to ‘OH reaction rate constant, IR absorption spectrum, ozone depletion potentials and global warming potentials of 2-bromo-3,3,3-trifluoropropene,’” *Journal of Geophysical Research: Atmospheres*, vol. 117, no. D22, 2012, doi: 10.1029/2012jd019051.
- [22] D. J. Wuebbles, K. O. Patten, M. T. Johnson, and R. Kotamarthi, “New methodology for Ozone Depletion Potentials of short-lived compounds: n-Propyl bromide as an example,” *Journal of Geophysical Research Atmospheres*, vol. 106, no. D13, 2001, doi: 10.1029/2001JD900008.
- [23] D. J. Wuebbles, D. Youn, K. Patten, D. Wang, and M. Martínez-Avilés, “Metrics for ozone and climate: Three-dimensional modeling studies of ozone depletion potentials and indirect global warming potentials,” in *Twenty Years of Ozone*

- Decline - Proceedings of the Symposium for the 20th Anniversary of the Montreal Protocol*, 2009. doi: 10.1007/978-90-481-2469-5_23.
- [24] S. C. Olsen, B. J. Hannegan, X. Zhu, and M. J. Prather, "Evaluating ozone depletion from very short-lived halo carbons," *Geophys Res Lett*, vol. 27, no. 10, 2000, doi: 10.1029/1999GL011040.
- [25] C. H. Bridgeman, J. A. Pyle, and D. E. Shallcross, "A three-dimensional model calculation of the ozone depletion potential of 1-bromopropane (1-C₃H₇Br)," *Journal of Geophysical Research Atmospheres*, vol. 105, no. D21, 2000, doi: 10.1029/2000JD900293.
- [26] D. J. Wuebbles, K. O. Patten, D. Wang, D. Youn, M. Martínez-Avilés, and J. S. Francisco, "Three-dimensional model evaluation of the Ozone Depletion Potentials for n-propyl bromide, trichloroethylene and perchloroethylene," *Atmos Chem Phys*, vol. 11, no. 5, 2011, doi: 10.5194/acp-11-2371-2011.
- [27] Nairobi and Kenya, "October 8th Lecture NP-3.5-slide 1 ITU / BDT ITU / BDT-COE COE workshop workshop Network Planning Network Planning."
- [28] M. Wang, R. Khalilpour, and A. Abbas, "Thermodynamic and economic optimization of LNG mixed refrigerant processes," *Energy Convers Manag*, vol. 88, pp. 947–961, Dec. 2014, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2014.09.007.
- [29] R. P. Singh and D. R. Heldman, "Refrigeration," *Food science and technology*, pp. 475–520, Jan. 2014, doi: 10.1016/B978-0-12-398530-9.00006-1.
- [30] F. Moerman and K. Fikiin, "Hygienic Design of Air-Blast Freezing Systems," *Handbook of Hygiene Control in the Food Industry: Second Edition*, pp. 271–316, Jan. 2016, doi: 10.1016/B978-0-08-100155-4.00020-0.
- [31] W. P. Aung and H. Htay Win, "Design and Analysis of Piston for Two Stages Reciprocating Air Compressor," vol. 03, pp. 3252–3258, 2014, [Online]. Available: www.semargroup.org, www.ijsetr.com
- [32] M. Montanez-Morantes, M. Jobson, and N. Zhang, "Operational optimisation of centrifugal compressors in multilevel refrigeration cycles," *Comput Chem Eng*, vol. 85, pp. 188–201, Feb. 2016, doi: 10.1016/J.COMPCHEMENG.2015.11.006.
- [33] "ADVANCED THERMODYNAMICS."
- [34] J. Moore et al., "Compressors and expanders," *Machinery and Energy Systems for the Hydrogen Economy*, pp. 333–424, Jan. 2022, doi: 10.1016/B978-0-323-90394-3.00002-3.
- [35] S. Zheng et al., "Impact of micro-grooves in scroll wrap tips on the performance of a trans-critical CO₂ scroll compressor," *International Journal of Refrigeration*, vol. 131, pp. 493–504, Nov. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2021.06.021.

- [36] Y. Shen *et al.*, “Experimental study on a floating scroll-type compressor driving a precooled JT cryocooler,” *Appl Therm Eng*, vol. 178, p. 115627, Sep. 2020, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2020.115627.
- [37] Q. Zhang, J. Feng, Q. Zhang, and X. Peng, “Performance prediction and evaluation of the scroll-type hydrogen pump for FCVs based on CFD–Taguchi method,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 29, pp. 15333–15343, Jun. 2019, doi: 10.1016/J.IJHYDENE.2019.04.019.
- [38] V. I. Ivlev and S. Y. Misyurin, “Calculated and experimental characteristics of a scroll machine operating in the air motor mode,” *Doklady Physics*, vol. 62, no. 1, pp. 42–45, Jan. 2017, doi: 10.1134/S1028335817010116.
- [39] C. Wang, J. Wu, J. Cheng, S. Zhang, and K. Zhang, “Elasto-hydrodynamic lubrication of the journal bearing system with a relief groove in the scroll compressor: Simulation and experiment,” *Tribol Int*, vol. 165, p. 107252, Jan. 2022, doi: 10.1016/J.TRIBOINT.2021.107252.
- [40] J. Qiang and Z. Liu, “A compression process model with integral equations for the scroll mechanism in a scroll compressor,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 44, pp. 101–115, Aug. 2014, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2014.04.012.
- [41] C. Kutlu *et al.*, “Evaluate the validity of the empirical correlations of clearance and friction coefficients to improve a scroll expander semi-empirical model,” *Energy*, vol. 202, p. 117723, Jul. 2020, doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.117723.
- [42] S. Emhardt, G. Tian, and J. Chew, “A review of scroll expander geometries and their performance,” *Appl Therm Eng*, vol. 141, pp. 1020–1034, Aug. 2018, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.06.045.
- [43] Y. Zhu, W. Yuan, Q. Guo, W. Wang, L. Zhang, and S. Zhu, “Kinematic Characteristics Analysis of Orbiting Scroll and Structural Optimization of Oldham’s Coupling in Scroll Compression,” *Machines*, vol. 10, no. 8, Aug. 2022, doi: 10.3390/machines10080623.
- [44] H. Heisler, “Vehicle refrigeration,” *Advanced Vehicle Technology*, pp. 570–583, Jan. 2002, doi: 10.1016/B978-075065131-8/50014-2.
- [45] G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, “Component Selection and Balancing,” *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, pp. 165–182, Jan. 2016, doi: 10.1016/B978-0-08-100647-4.00010-3.
- [46] I. W. Eames, A. Milazzo, and G. G. Maidment, “Modelling thermostatic expansion valves,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, no. 1, pp. 189–197, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.06.010.
- [47] “3 Vehicle refrigeration.”

- [48] “Refrigeration Equipment.”
- [49] A. Baskaran, N. Manikandan, N. Nagaprasad, and K. Ramaswamy, “Second law assessment of di methyl ether and its mixtures in domestic refrigeration system,” *Sci Rep*, vol. 13, no. 1, Dec. 2023, doi: 10.1038/s41598-023-27600-9.
- [50] M. G. He, T. C. Li, Z. G. Liu, and Y. Zhang, “Testing of the mixing refrigerants HFC152a/HFC125 in domestic refrigerator,” *Appl Therm Eng*, vol. 25, no. 8–9, pp. 1169–1181, Jun. 2005, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2004.06.003.
- [51] J. M. Corberán, I. O. Martínez, and J. González, “Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 4, pp. 716–726, Jun. 2008, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2007.12.011.
- [52] P. Maina and Z. Huan, “A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology,” *South African Journal of Science*, vol. 111, no. 9–10. Academy of Science of South Africa, Sep. 01, 2015. doi: 10.17159/sajs.2015/20140258.
- [53] S. Smitt, I. Tolstorebrov, and A. Hafner, “Integrated CO₂ system with HVAC and hot water for hotels: Field measurements and performance evaluation,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 116, pp. 59–69, Aug. 2020, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2020.03.021.
- [54] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera, F. Molés, B. Peris, and G. Verdú, “Commercial refrigeration – An overview of current status,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 57, pp. 186–196, Sep. 2015, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2015.04.013.
- [55] P. Neksa, H. T. Walnum, and A. Hafner, “CO₂-A REFRIGERANT FROM THE PAST WITH PROSPECTS OF BEING ONE OF THE MAIN REFRIGERANTS IN THE FUTURE.”
- [56] P. D’Agaro, G. Cortella, and A. Polzot, “R744 booster integrated system for full heating supply to supermarkets,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 96, pp. 191–200, Dec. 2018, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2018.09.028.
- [57] S. Minetto, R. Brignoli, C. Zilio, and S. Marinetti, “Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, no. 1, pp. 1–9, Feb. 2014, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2013.09.044.
- [58] C. Aprea and A. Maiorino, “An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 6, pp. 1006–1011, Sep. 2008, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2007.12.016.

- [59] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, and R. Cabello, "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 1, pp. 40–49, Jan. 2011, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2010.07.006.
- [60] D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, and F. V. Fuentes, "New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation," *Appl Therm Eng*, vol. 63, no. 1, pp. 129–139, Feb. 2014, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2013.10.061.
- [61] J. Rigola, N. Ablanque, C. D. Pérez-Segarra, and A. Oliva, "Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ transcritical cycle performance," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, no. 4, pp. 664–674, Jun. 2010, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2009.12.030.
- [62] K. Anupam, A. Chatterjee, G. N. Halder, and S. C. Sarkar, "Experimental investigation of a single-bed pressure swing adsorption refrigeration system towards replacement of halogenated refrigerants," *Chemical Engineering Journal*, vol. 171, no. 2, pp. 541–548, Jul. 2011, doi: 10.1016/J.CEJ.2011.04.025.
- [63] Z. Roy and G. N. Halder, "Performance of Physico-chemically Activated Carbon in a Single Chamber Pressure Swing Refrigeration System," *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 393–400, Mar. 2017, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2017.03.037.
- [64] P. Purohit, "Scenario Analysis for HFC Emissions in India: Mitigation potential and costs," 2016. [Online]. Available: www.iiasa.ac.at
- [65] Z. Roy and G. Halder, "Replacement of halogenated refrigerants towards sustainable cooling system: A review," *Chemical Engineering Journal Advances*, vol. 3, Elsevier B.V., Nov. 15, 2020. doi: 10.1016/j.cej.2020.100027.
- [66] A. Amarnath, M. Khattar, S. Beaini, A. Tam, C. Holmes, and C. Lee, "Ultra-low charge ammonia chillers for energy efficiency in industrial applications." [Online]. Available: <https://www.osha.gov/>.
- [67] G. Lorentzen, "Ammonia: an excellent alternative," *International Journal of Refrigeration*, vol. 11, no. 4, pp. 248–252, Jul. 1988, doi: 10.1016/0140-7007(88)90082-5.
- [68] wmaster, "WORLD GUIDE TO LOW-CHARGE AMMONIA," 2019.
- [69] J. E. Ryer-Powder, "Health Effects of Ammonia."
- [70] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, Á. B. Cervera, B. Peris, and G. Verdú, "A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations," *Applied Thermal Engineering*, vol. 95, Elsevier Ltd, pp. 211–222, Feb. 25, 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.055.



- [71] S. Kondo, K. Takizawa, and K. Tokuhashi, "Effect of high humidity on flammability property of a few non-flammable refrigerants," *J Fluor Chem*, vol. 161, pp. 29–33, May 2014, doi: 10.1016/J.JFLUCHEM.2014.02.003.
- [72] J. Majurin, S. J. Staats, E. Sorenson, and W. Gilles, "Material compatibility of HVAC&R system materials with low global warming potential refrigerants," *Sci Technol Built Environ*, vol. 21, no. 5, pp. 491–501, 2015, doi: 10.1080/23744731.2015.1009353.
- [73] G. Qiu, X. Meng, and J. Wu, "Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)), " *J Chem Thermodyn*, vol. 60, pp. 150–158, May 2013, doi: 10.1016/J.JCT.2013.01.006.
- [74] X. Meng, G. Qiu, J. Wu, and I. M. Abdulagatov, "Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)), " *J Chem Thermodyn*, vol. 63, pp. 24–30, Aug. 2013, doi: 10.1016/J.JCT.2013.03.013.
- [75] G. Di Nicola, C. Brandoni, C. Di Nicola, and G. Giuliani, "Triple point measurements for alternative refrigerants," *J Therm Anal Calorim*, vol. 108, no. 2, pp. 627–631, May 2012, doi: 10.1007/s10973-011-1944-4.
- [76] J. S. Brown, C. Zilio, and A. Cavallini, "Thermodynamic properties of eight fluorinated olefins," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, no. 2, pp. 235–241, Mar. 2010, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2009.04.005.
- [77] R. Akasaka, "An application of the extended corresponding states model to thermodynamic property calculations for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)), " *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, no. 5, pp. 907–914, Aug. 2010, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2010.03.003.
- [78] R. Akasaka, "New fundamental equations of state with a common functional form for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234ze(E)), " *Int J Thermophys*, vol. 32, no. 6, pp. 1125–1147, Jun. 2011, doi: 10.1007/s10765-011-0992-0.
- [79] M. M. Alavianmehr, F. Pahlavan, J. Moghadasi, and S. M. Hosseini, "Modeling thermodynamic properties of refrigerants from new version of Tao-Mason equation of state," *International Journal of Refrigeration*, vol. 45, pp. 100–106, Sep. 2014, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2014.06.008.
- [80] N. A. Lai, "Equations of state for HFO-1234ze(E) and their application in the study on refrigeration cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 43, pp. 194–202, Jul. 2014, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2013.11.011.
- [81] X. Wu, C. Dang, S. Xu, and E. Hihara, "State of the art on the flammability of hydrofluoroolefin (HFO) refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, vol. 108, pp. 209–223, Dec. 2019, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2019.08.025.



- [82] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. Natl Inst Stand Technol Stand Ref Data Progr.” 2018.
- [83] “In-Tube Condensation of Zeotropic Refrigerant R454C from Superheated Vapor to Subcooled Liquid.”
- [84] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, A. Andreu-Nacher, and D. Calleja-Anta, “Energy impact of the Internal Heat Exchanger in a horizontal freezing cabinet. Experimental evaluation with the R404A low-GWP alternatives R454C, R455A, R468A, R290 and R1270,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 137, pp. 22–33, May 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.02.007.
- [85] D. Woollatt, “Factors affecting reciprocating compressor performance,” *Hydrocarbon Processing;(United States)*, vol. 72, no. 6, 1993.
- [86] M. O. McLinden, P. A. Domanski, A. Kazakov, J. Heo, and J. S. Brown, “Possibilities, limits, and tradeoffs for refrigerants in the vapor compression cycle,” in *2012 ASHRAE/NIST Refrigerants Conference*, ASHRAE, Inc Gaithersburg, MD, 2012.
- [87] E. Torrella, R. Cabello, D. Sánchez, J. A. Larumbe, and R. Llopis, “On-site study of HCFC-22 substitution for HFC non-azeotropic blends (R417A, R422D) on a water chiller of a centralized HVAC system,” *Energy Build*, vol. 42, no. 9, pp. 1561–1566, Sep. 2010, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2010.04.001.
- [88] M. Marques and P. A. Domanski, “Potential coefficient of performance improvements due to glide matching with R-407C,” 1998.
- [89] P. Makhnatch, A. Mota-Babiloni, and R. Khodabandeh, “The effect of temperature glide on the performance of refrigeration systems,” in *5th IIR International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, Seoul., 2017, pp. 333–340.
- [90] F. M. Tello-Oquendo, D. C. Váscquez-Núñez, and E. Navarro-Peris, “Comparison of the influence of energy losses on efficiencies of a scroll compressor and a reciprocating compressor used in heat pumps,” *Informacion Tecnológica*, vol. 21, no. 5, pp. 205–214, Oct. 2020, doi: 10.4067/S0718-07642020000500205.



10- ANEXO: FIGURAS DE SIMULACIÓN

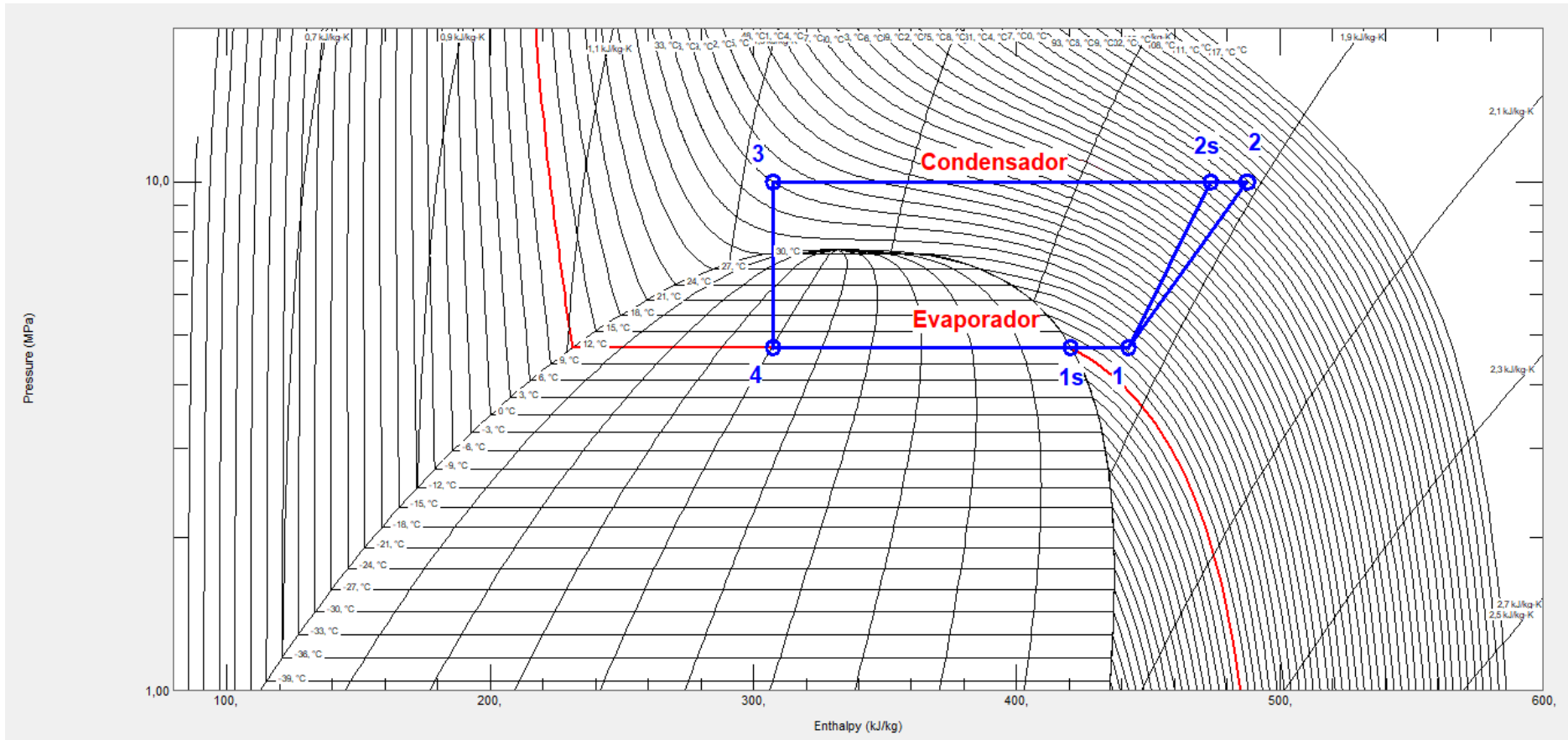


Figura 12. Simulación dióxido de carbono en climatización doméstica en verano

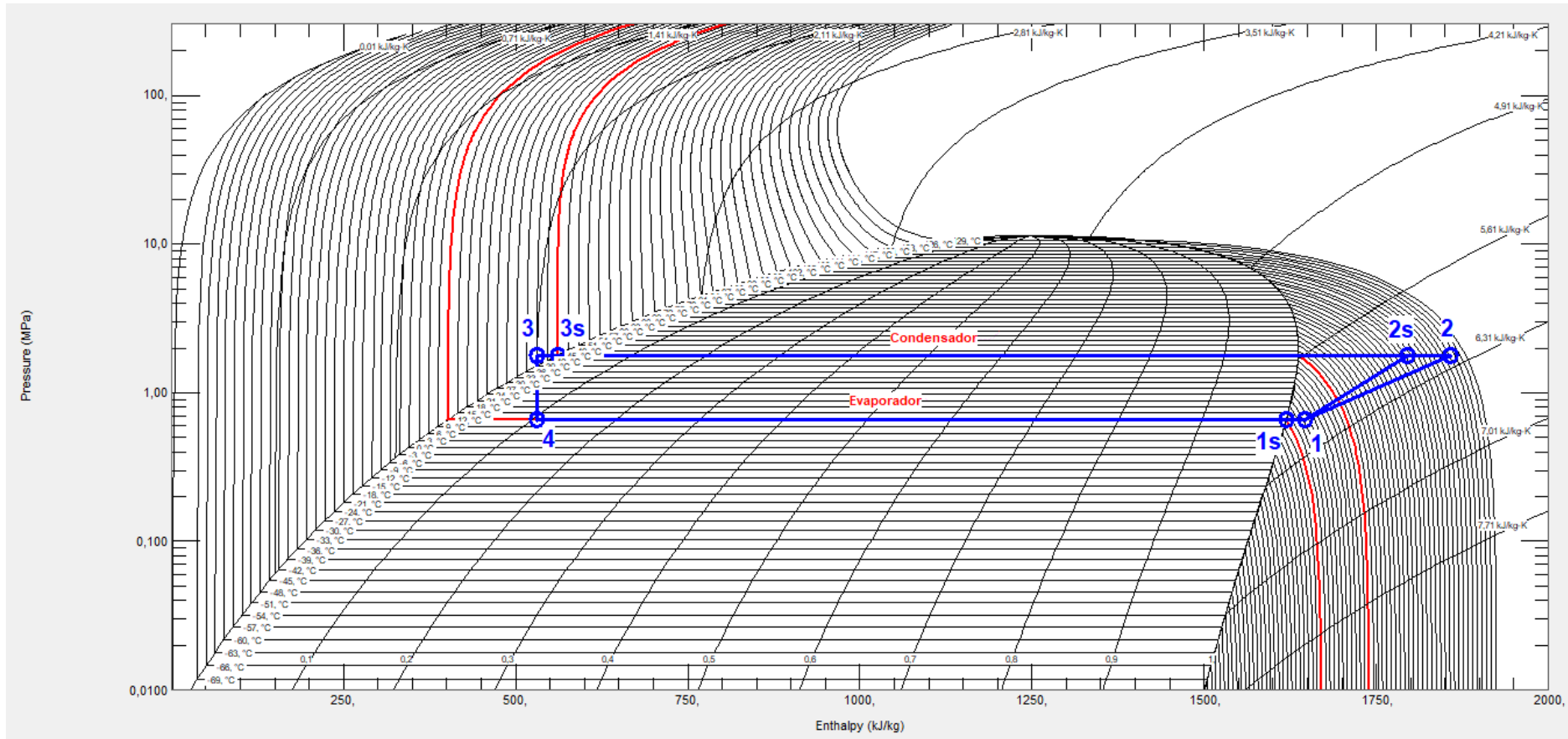


Figura 13. Simulación amoníaco en climatización doméstica en verano

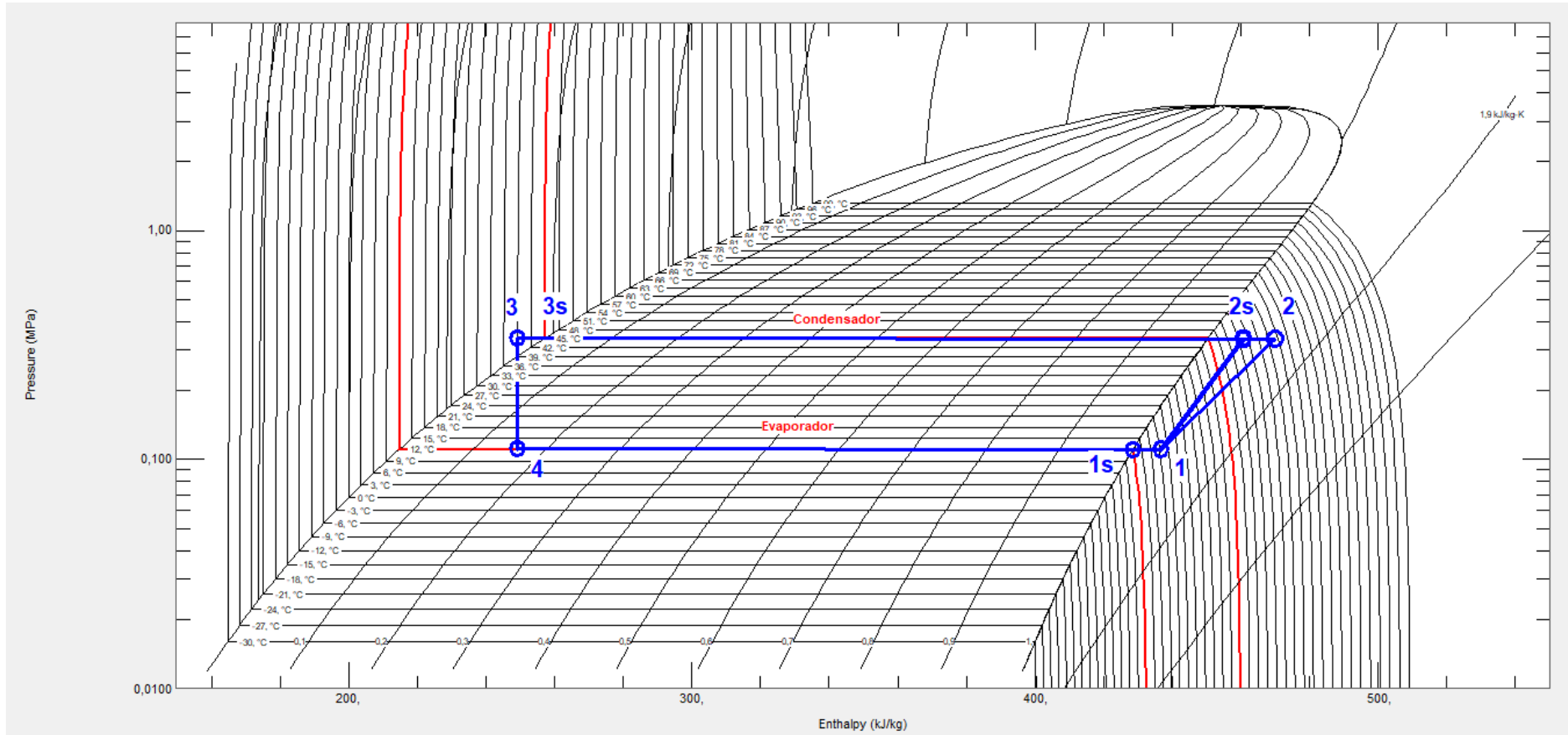


Figura 14. Simulación R-1234ze en climatización doméstica en verano

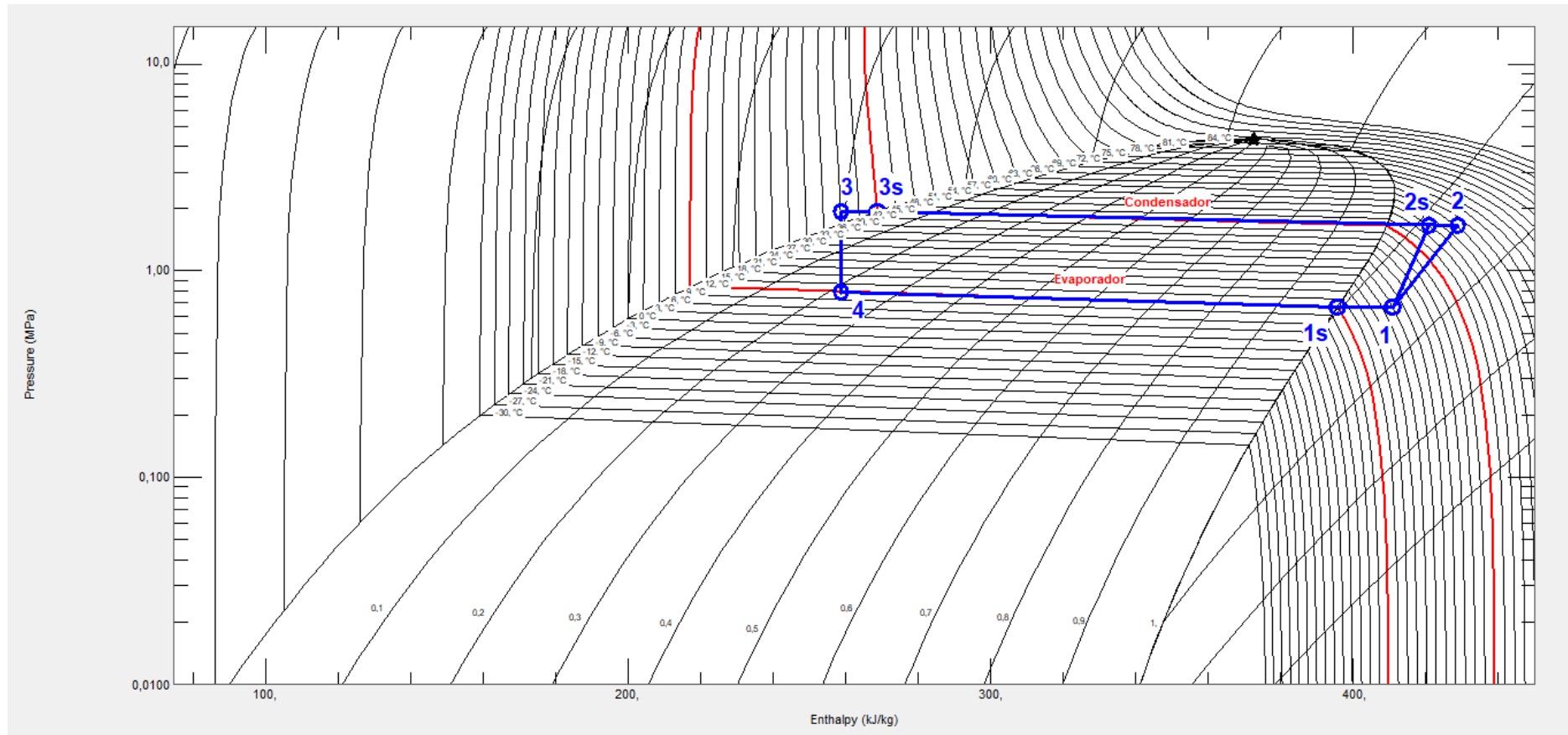


Figura 15. Simulación R-454C en climatización doméstica en verano

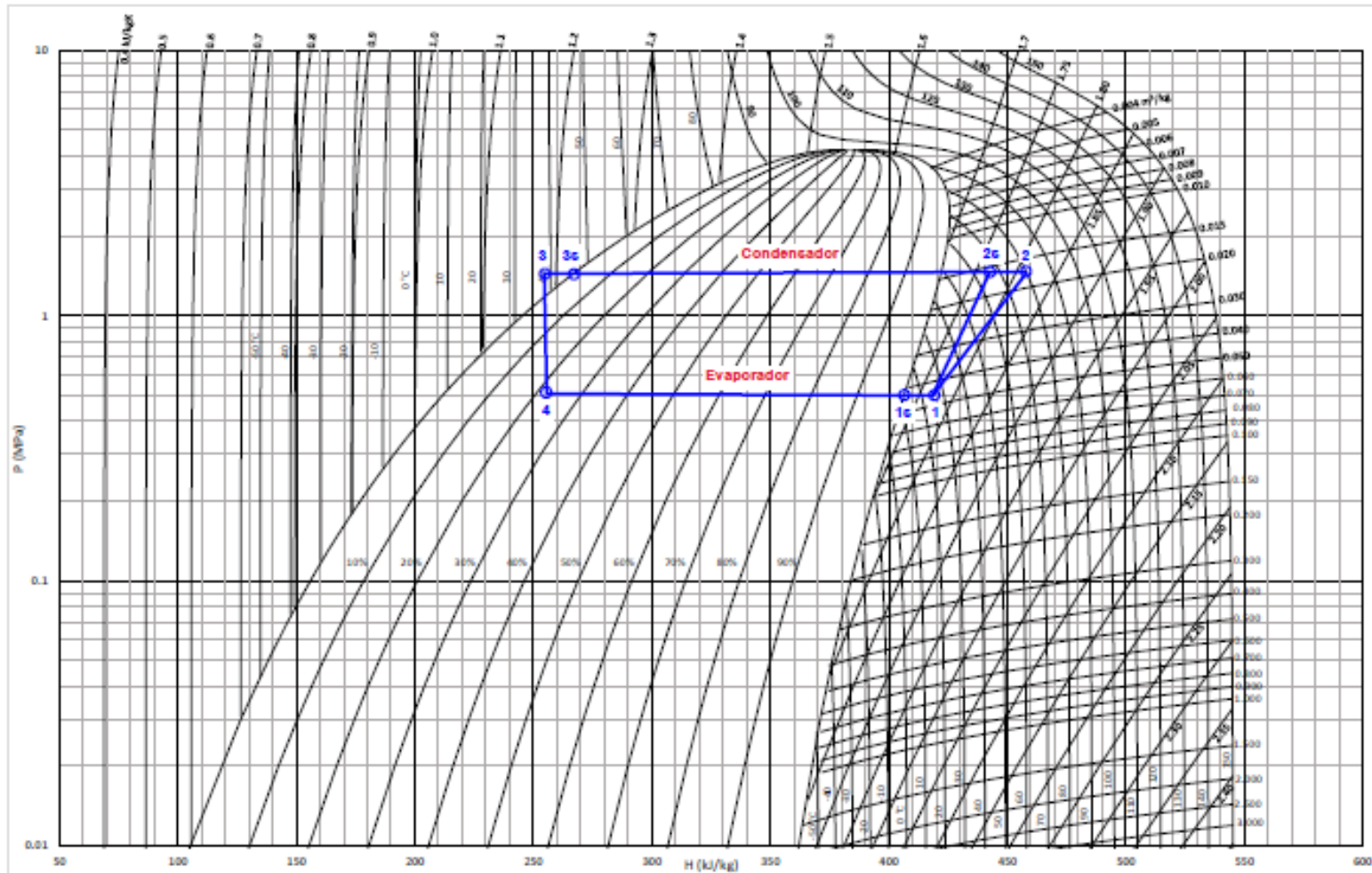


Figura 16. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en verano

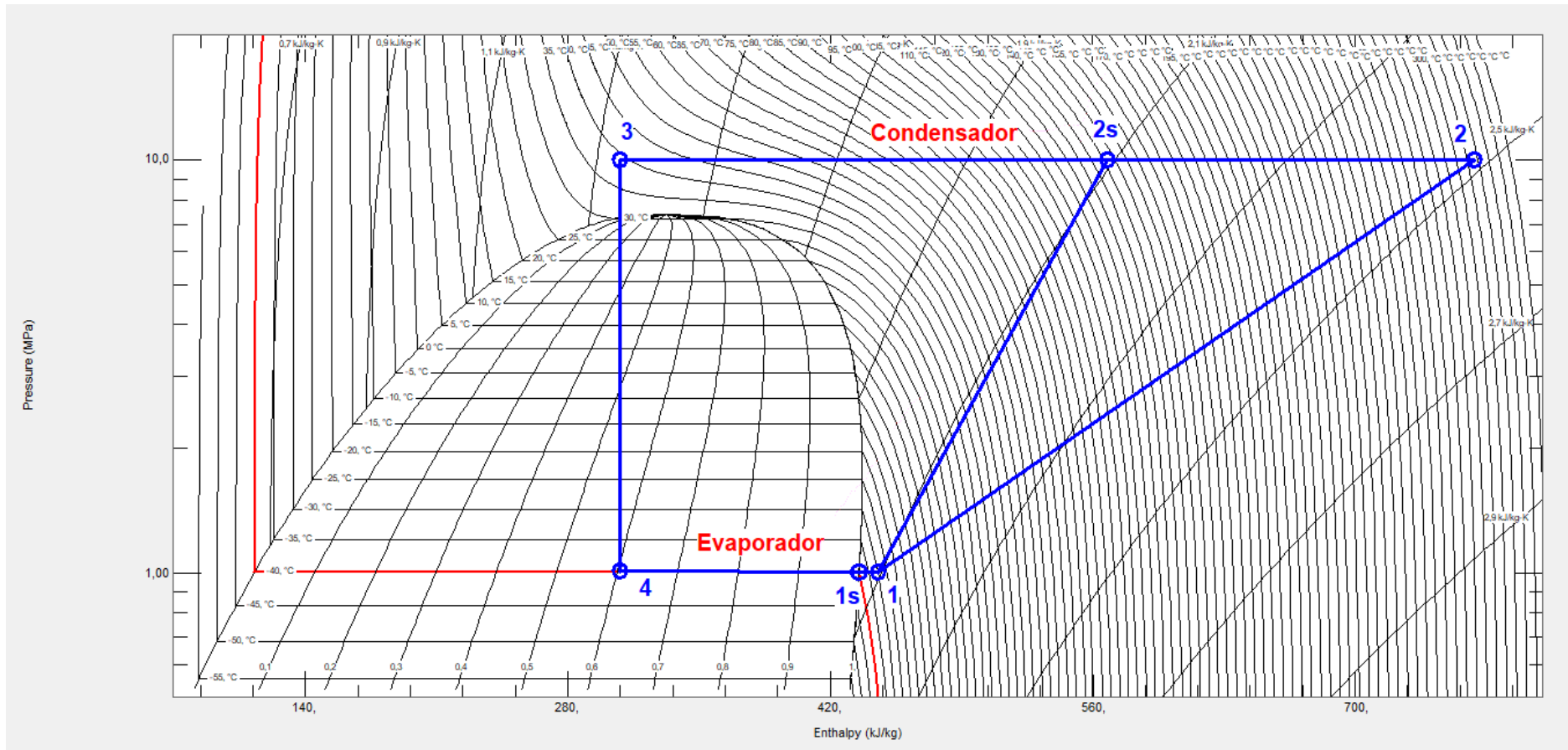


Figura 17. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en verano

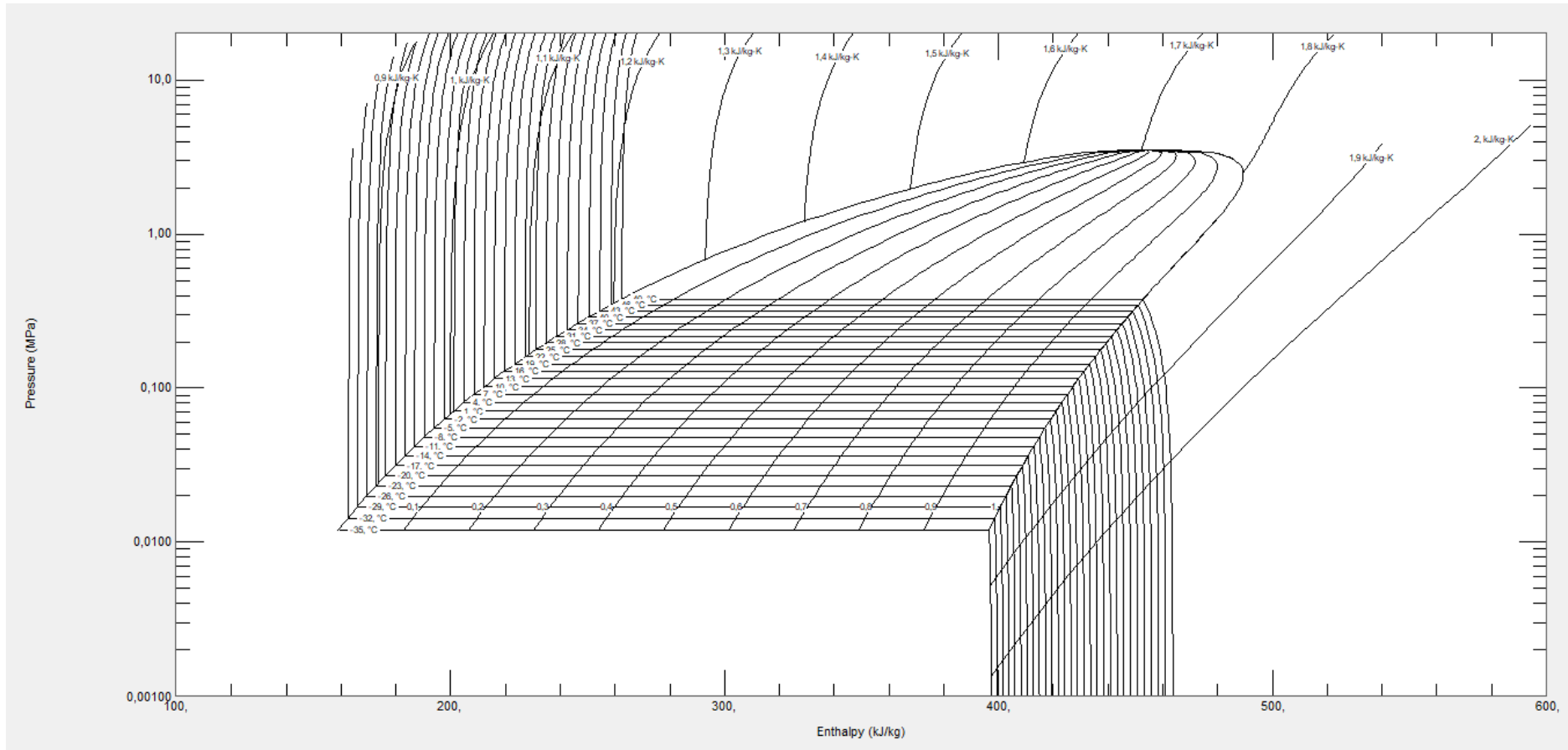


Figura 18. Diagrama de Mollier de R-1234ze

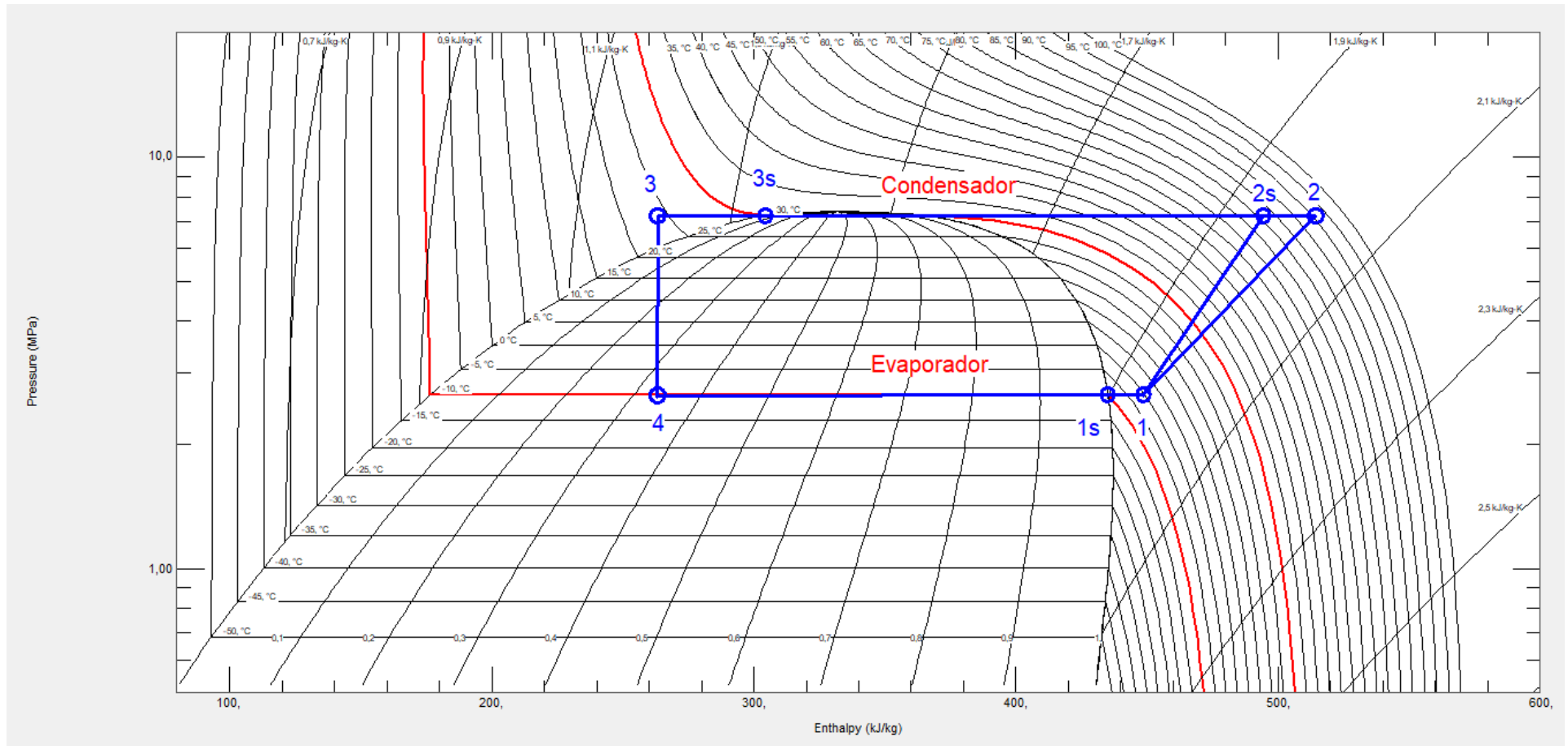


Figura 19. Simulación de dióxido de carbono en climatización doméstica en invierno

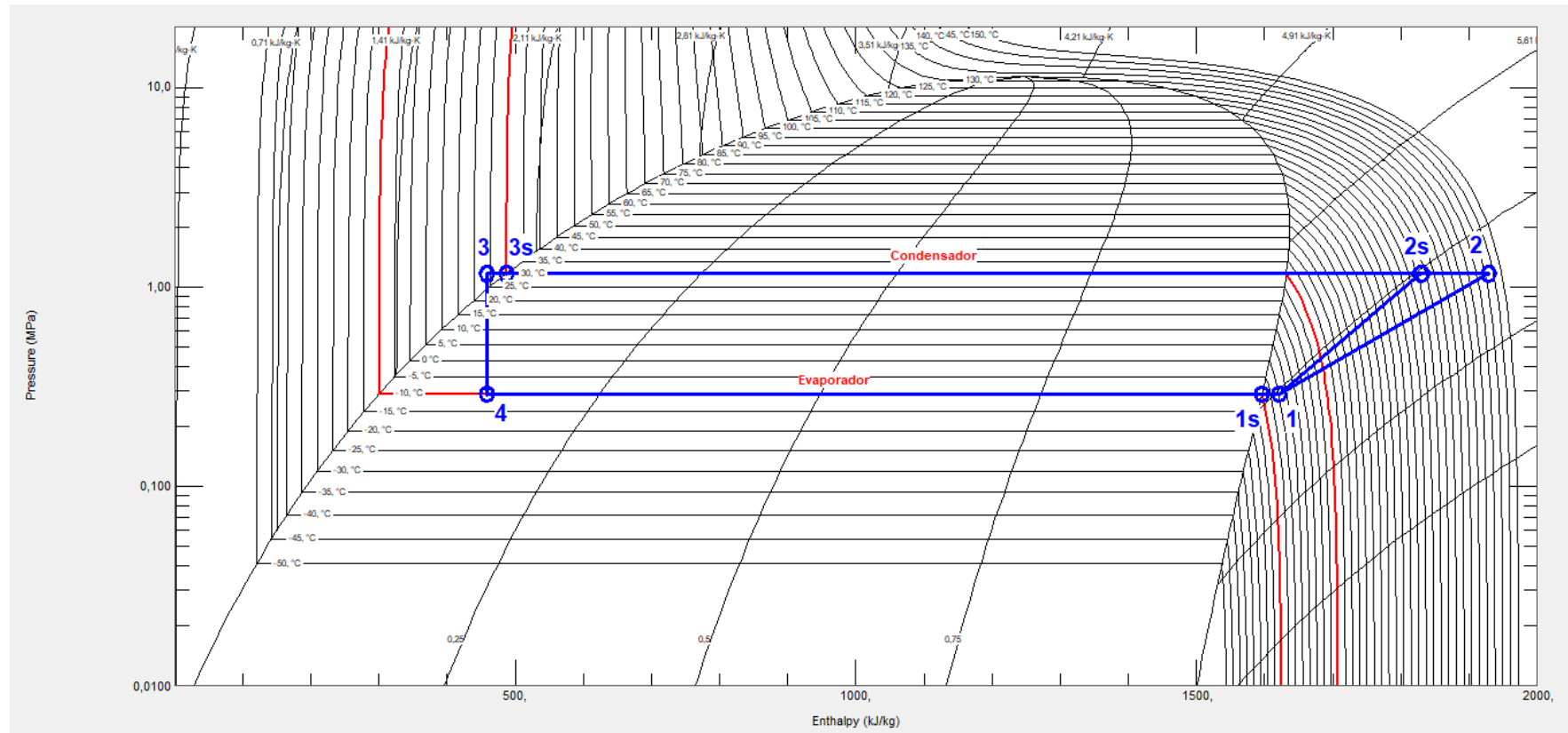


Figura 20. Simulación de amoníaco en climatización doméstica en invierno

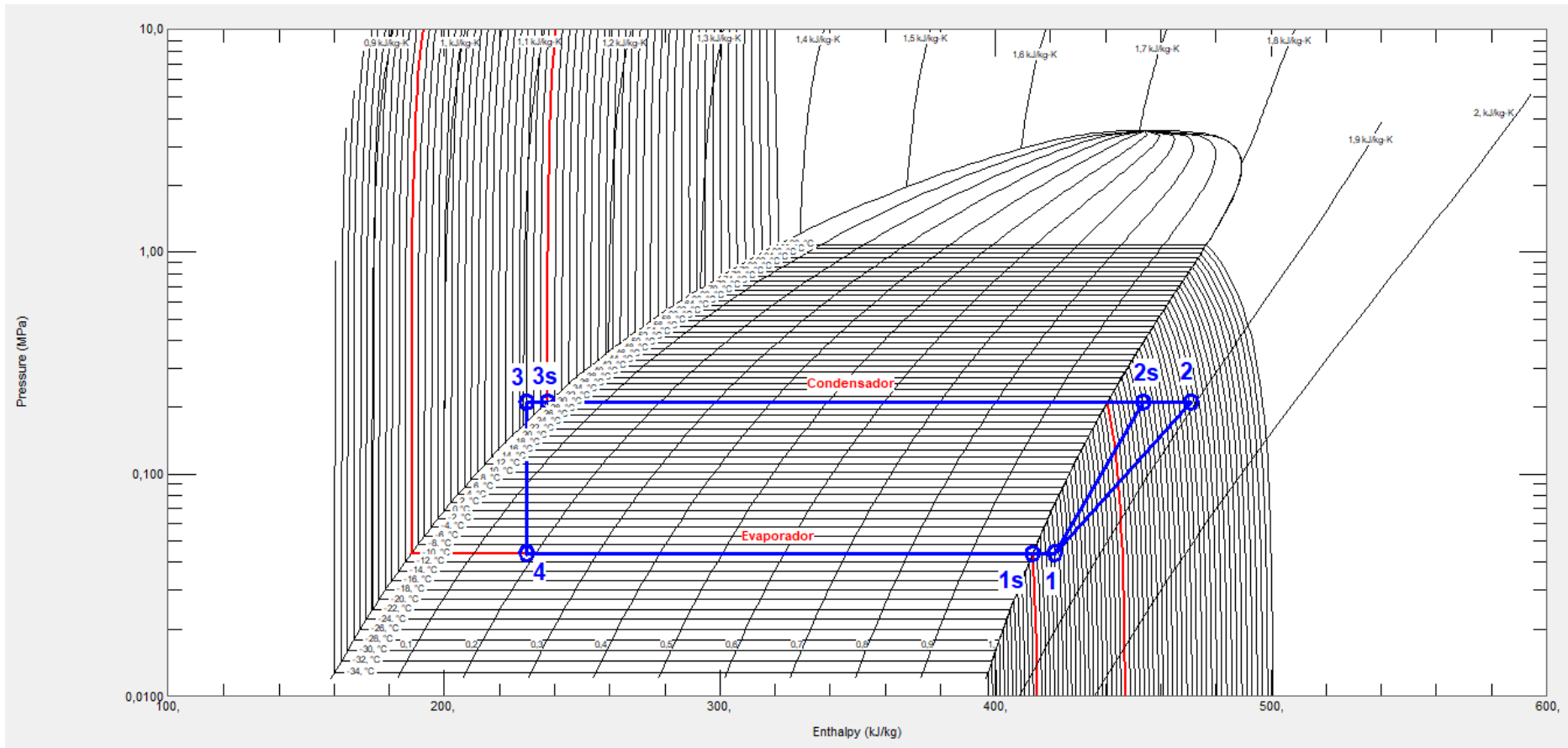


Figura 21. Simulación de R-1234ze en climatización doméstica en invierno

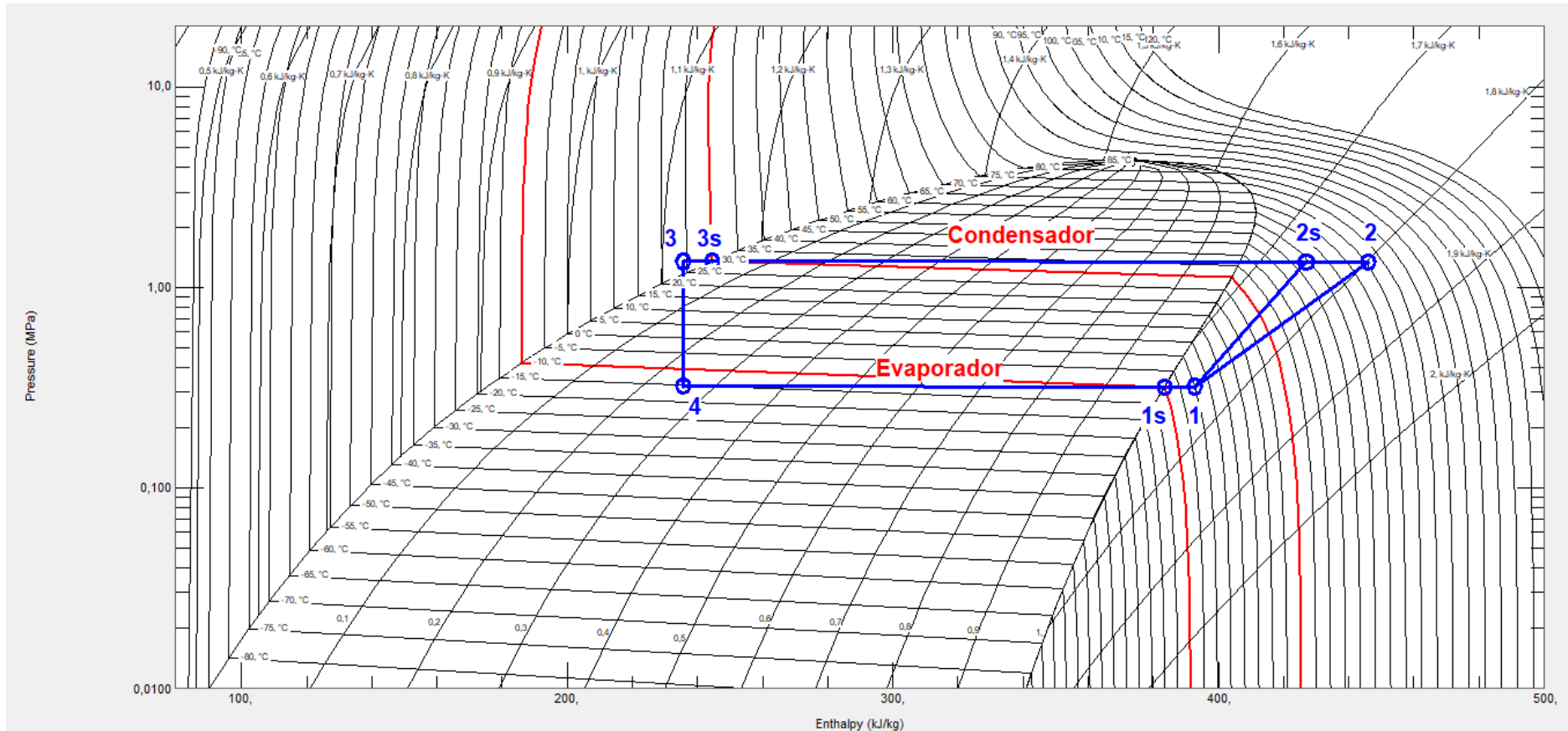


Figura 22. Simulación de R-454C en climatización doméstica en invierno

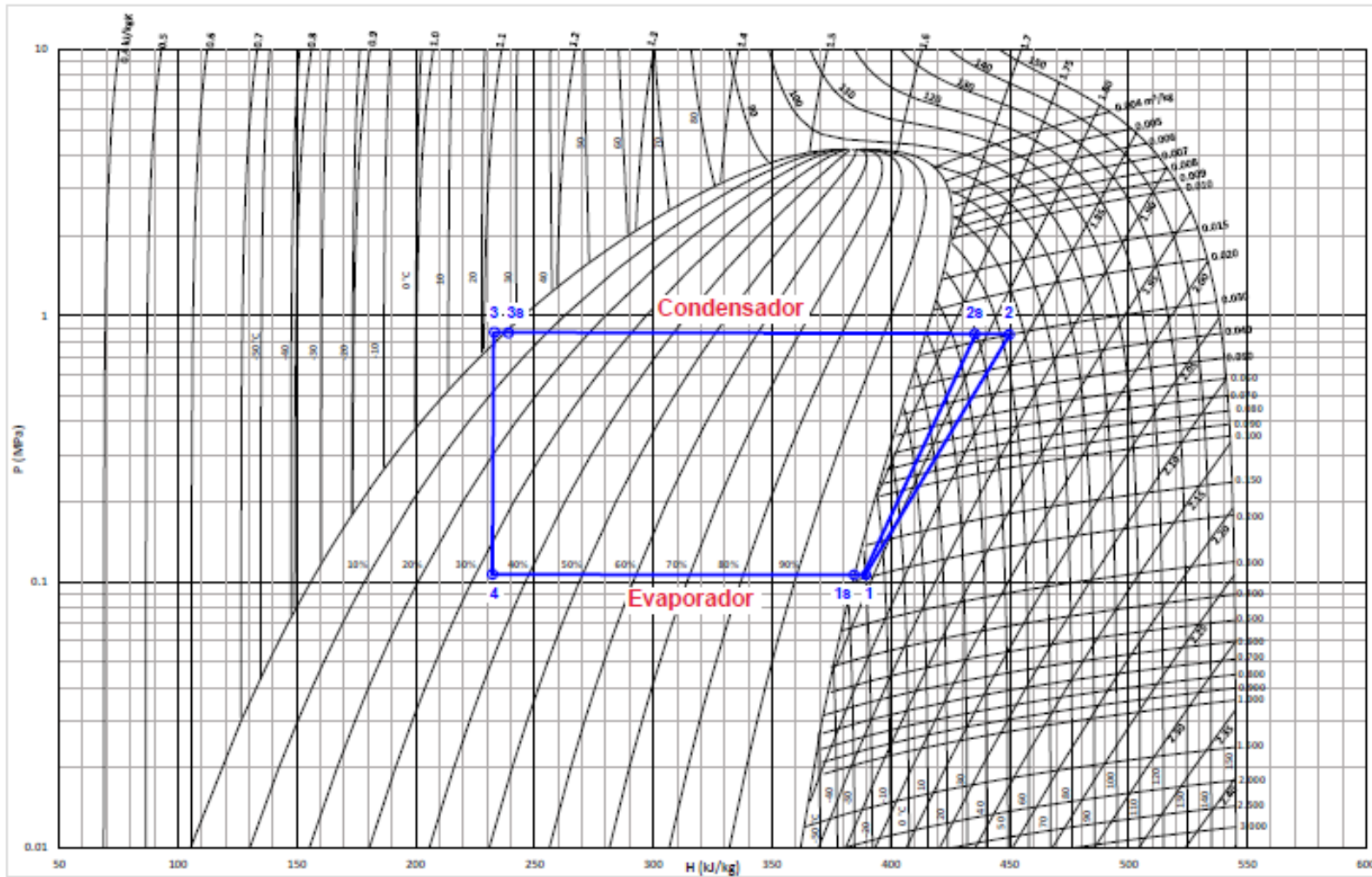


Figura 23. Simulación de mezcla patentada en climatización doméstica en invierno

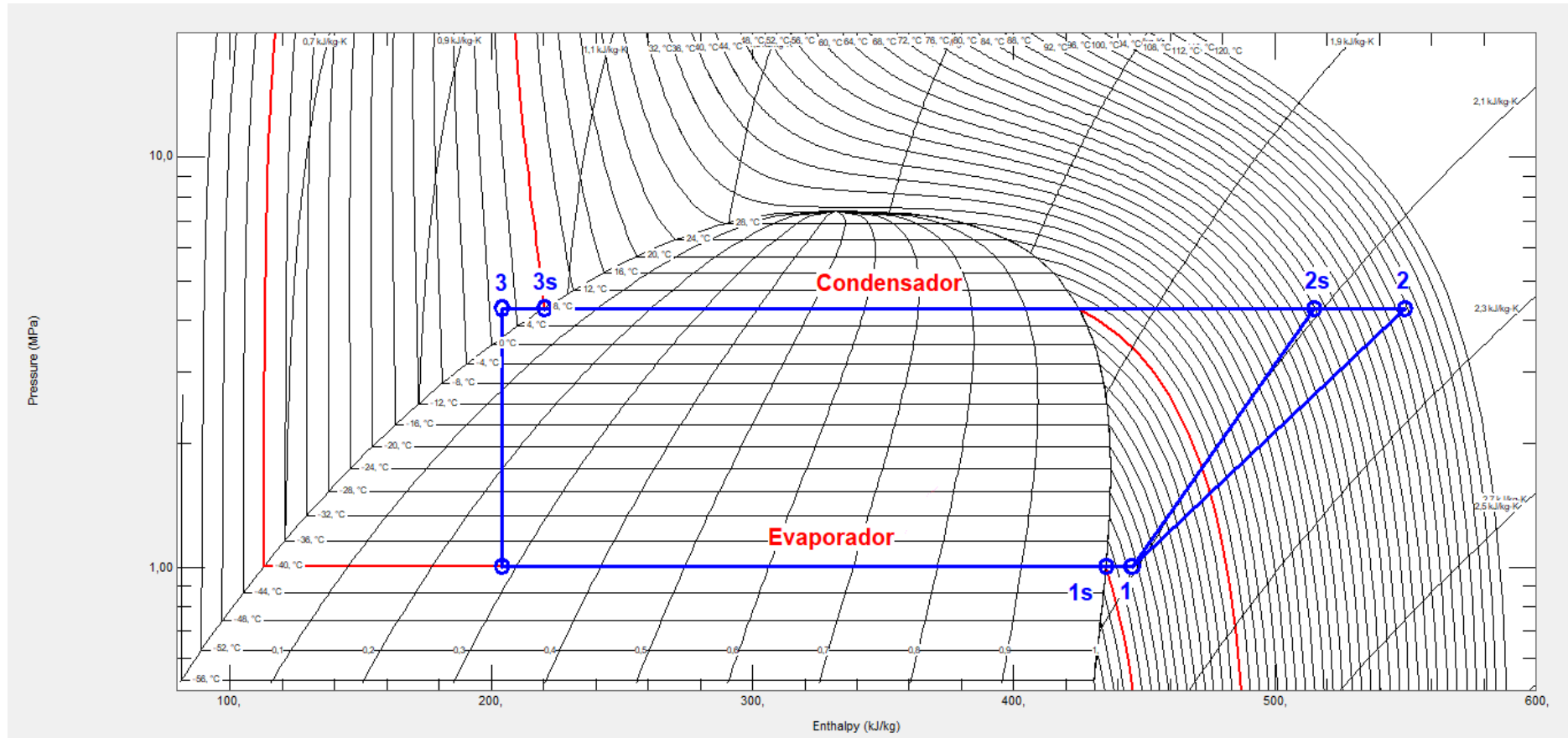


Figura 24. Simulación de dióxido de carbono en refrigeración industrial en invierno

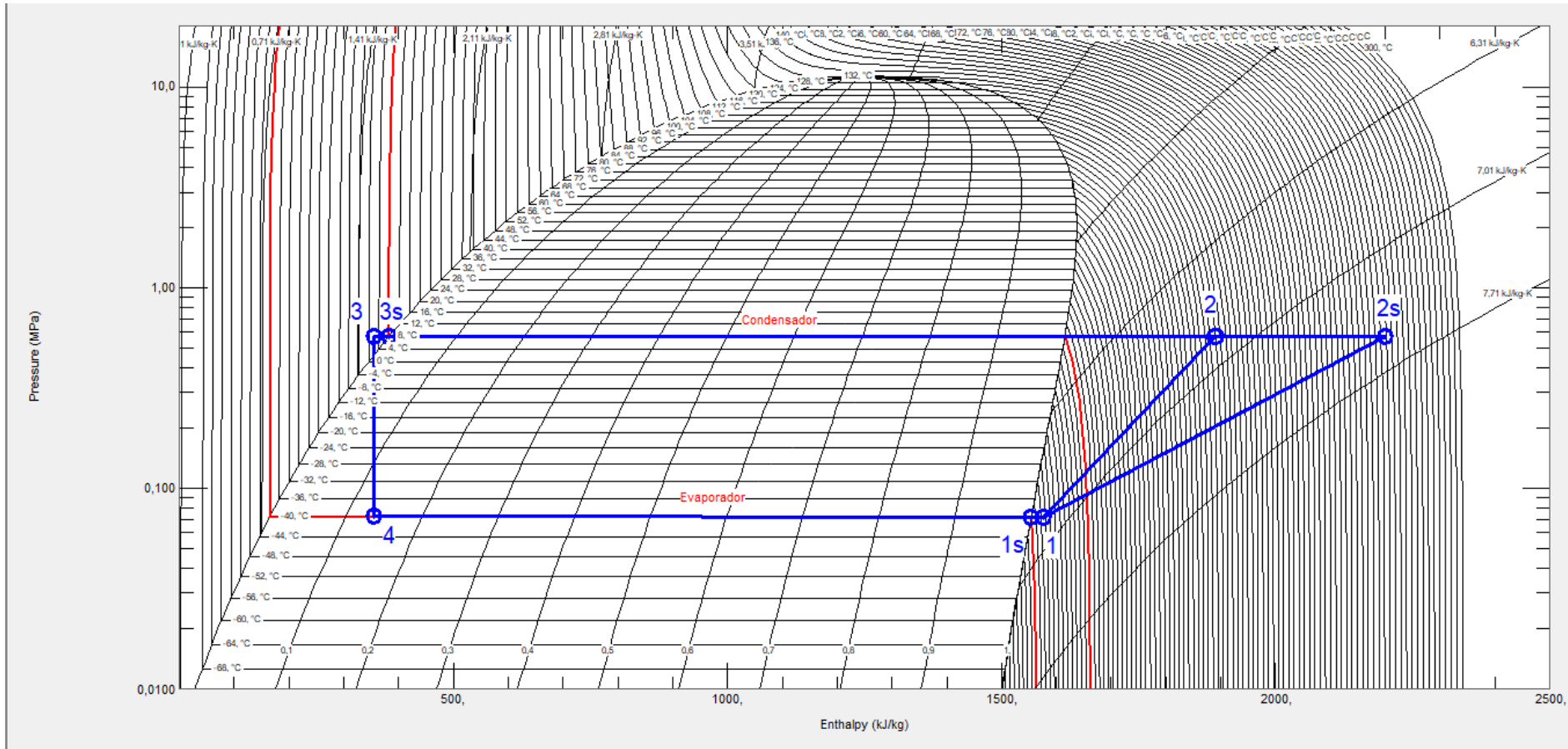


Figura 25. Simulación de amoníaco en refrigeración industrial en invierno

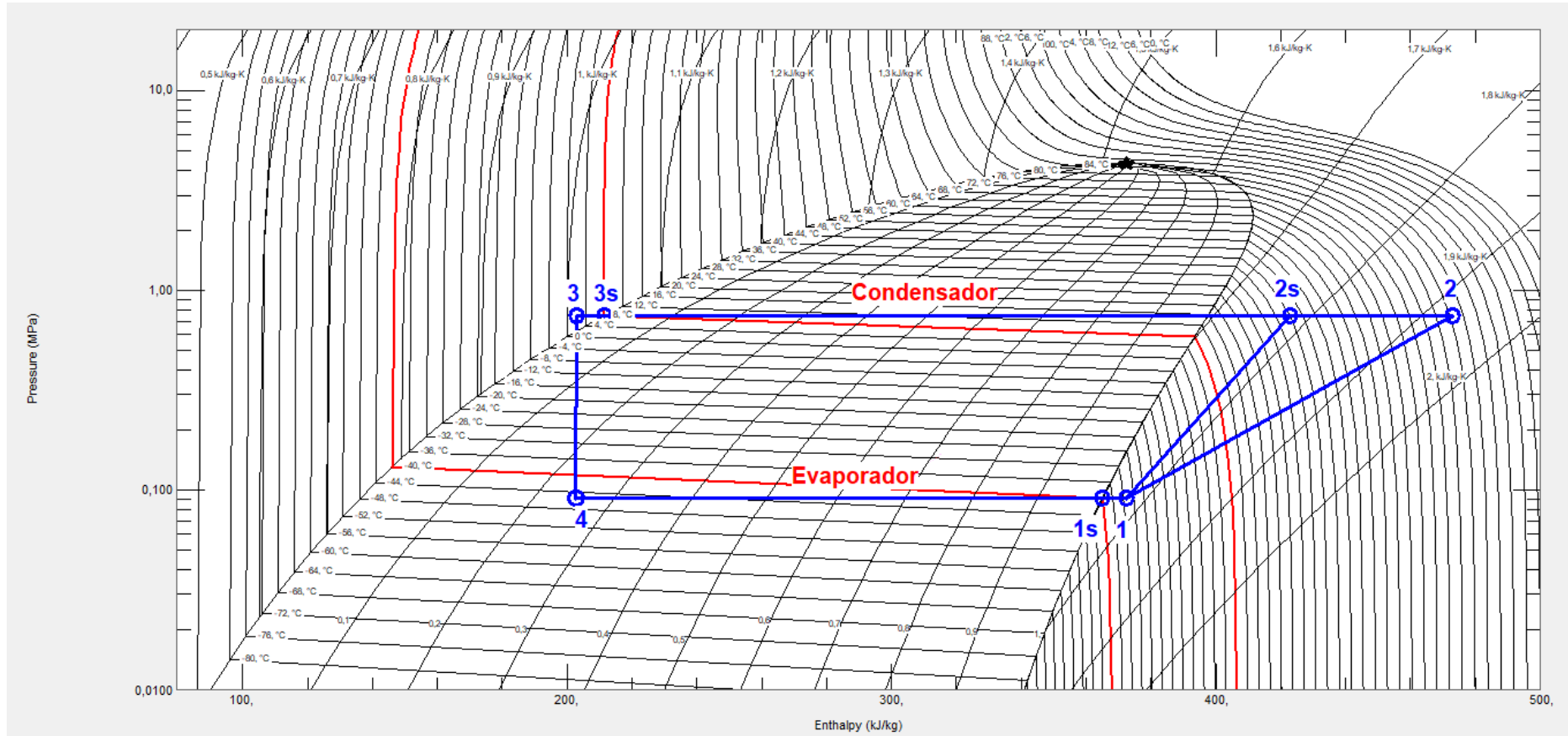


Figura 26. Simulación R-454C en refrigeración industrial en invierno

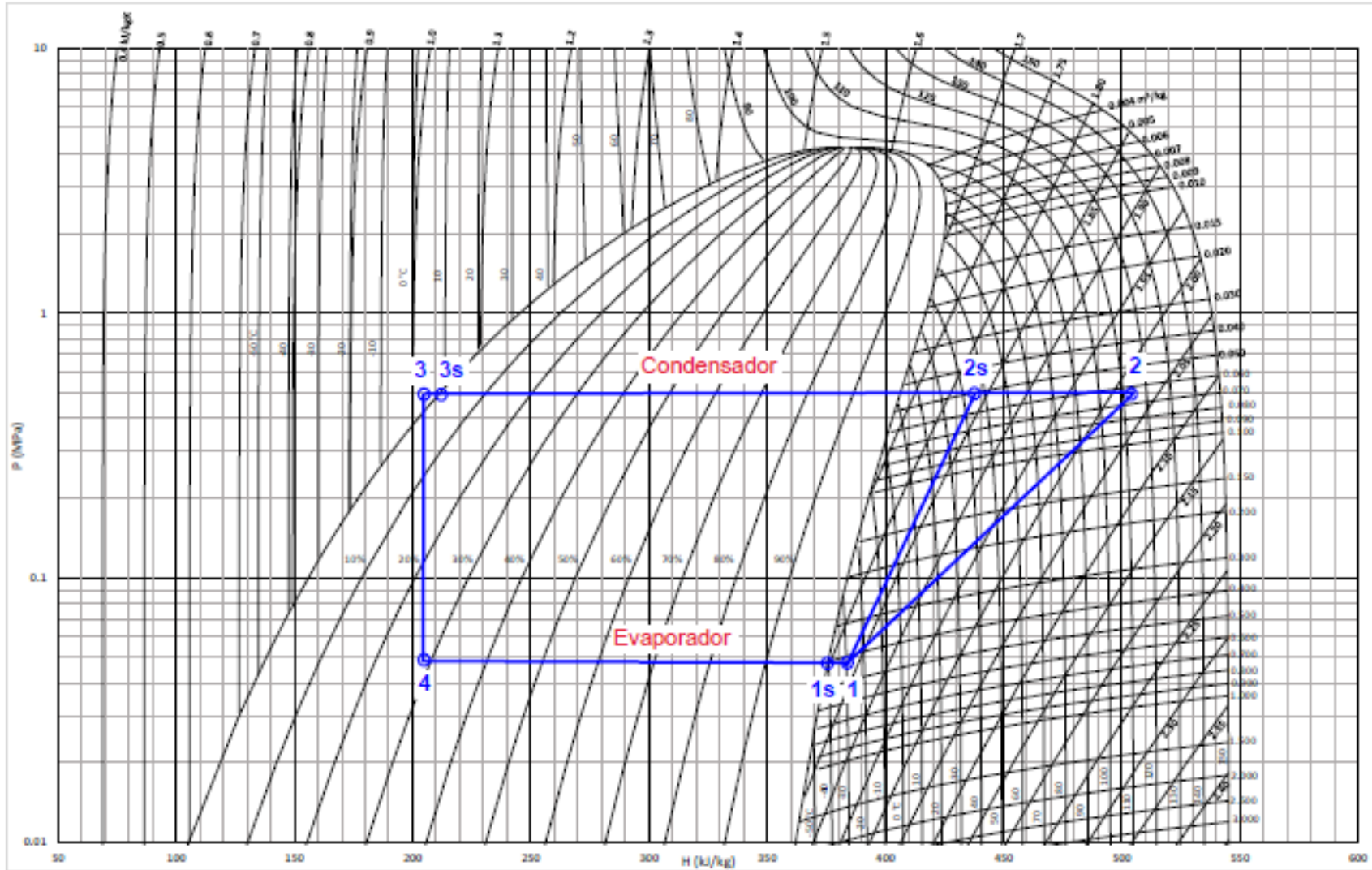


Figura 27. Simulación mezcla patentada en refrigeración industrial invierno

