



Departamento de  
Ingeniería Mecánica  
Universidad de Concepción

# **ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO-AMBIENTAL DE LA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CON CO<sub>2</sub> EN SUPERMERCADOS DE CHILE.**

POR

**Fabian Ignacio Barriga Zambrano**

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para  
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:  
Dr. Cristian Alberto Cuevas Barraza

Marzo 2025  
Concepción (Chile)

© 2025 Fabian Ignacio Barriga Zambrano

© 2025 Fabian Ignacio Barriga Zambrano

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

## Resumen

El presente proyecto da una solución a la problemática del uso de los refrigerantes convencionales hidrofluorocarbonos (HFC), los cuales emiten un 2% de las emisiones de gases efecto invernadero a nivel mundial, y que de acuerdo con la enmienda de Kigali deberán tener una reducción paulatina de su uso, donde para el caso de Chile al año 2045 deberá reducir a un 20% el uso de los HFC. Este proyecto se centra en el uso de dióxido de carbono (R744) como refrigerante para supermercados de Chile, proponiendo tres sistemas que utilizan este refrigerante, los cuales son: Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector. Además, se propone un cuarto sistema que utiliza R404A como refrigerante, el cual servirá como referencia para realizar una comparativa con las configuraciones que usan el refrigerante natural R744. Estos sistemas de refrigeración se estudiarán en ocho ciudades chilenas diferentes.

Se estudia un supermercado con una superficie de 3000 m<sup>2</sup>, el cual tendrá una capacidad de refrigeración de 147,1 [kW] y 35,9 [kW] para los evaporadores de media y baja temperatura, respectivamente, esta capacidad frigorífica variará con respecto a un factor de carga. Los sistemas utilizan compresores a pistón y Scroll, para ambos tipos de compresores se analizará un modelo matemático, el cual describirá su funcionamiento, y los resultados se compararán con valores de catálogos. Los condensadores/gas cooler se analizarán por medio del modelo matemático pinch point. Se estudia el comportamiento climático de las ocho ciudades seleccionadas durante un año meteorológico típico.

Las componentes seleccionadas son del fabricante Copeland en el caso de los compresores, Danfoss para el eyector y las válvulas de expansión, y RIVACOLD para el condensador y gas cooler de los sistemas. Se obtuvieron resultados de COPs de 1,25, 1,54, 1,69 y 1,86 para los sistemas Booster con R404A, Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente, a una temperatura ambiente de 35°C. Se llegaron a reducciones de consumo energético de los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respecto al sistema con R404A de 3,6%, 12,3% y 22,6% en la ciudad de Calama, respectivamente, y de 21,4%, 25,6% y 37,2% en Punta Arenas para los mismos sistemas. Los sistemas con R744 redujeron entre un 77,5% y 88,1% el valor del TEWI respecto al sistema con R404A. Los sistemas Booster con R744 tuvieron costos operacionales más bajos que el sistema Booster con R404A.

**Palabras clave: Sistemas de refrigeración; Booster; CO<sub>2</sub>; Refrigeración de supermercados.**

## Abstract

This project provides a solution to the issue of using conventional hydrofluorocarbon (HFC) refrigerants, which account for 2% of global greenhouse gas emissions. According to the Kigali Amendment, their use must gradually decrease, with Chile required to reduce HFC usage to 20% by 2045. This project focuses on using carbon dioxide (R744) as a refrigerant for supermarkets in Chile, proposing three systems utilizing this refrigerant: conventional booster, parallel compressor booster, and ejector booster. Additionally, a fourth system using R404A as a refrigerant is proposed as a reference to compare with configurations employing the natural refrigerant R744. These refrigeration systems will be studied in eight different Chilean cities.

The study considers a supermarket with a surface area of 3000 m<sup>2</sup>, requiring refrigeration capacities of 147,1 kW and 35,9 kW for medium- and low-temperature evaporators, respectively. These refrigeration capacities will vary based on a load factor. The systems use piston and scroll compressors; mathematical models describing their operation will be analyzed, and results will be compared to catalog values. Condensers/gas coolers will be analyzed using the pinch point mathematical model. The climate behavior of the eight selected cities is examined over a typical meteorological year.

The selected components include Copeland compressors, Danfoss ejectors and expansion valves, and RIVACOLD condensers and gas coolers. COP values of 1,25, 1,54, 1,69, and 1,86 were obtained for the R404A booster system, conventional booster, parallel compressor booster, and ejector booster systems, respectively, at an ambient temperature of 35°C. Energy consumption reductions of 3,6%, 12,3%, and 22,6% for the conventional booster, parallel compressor booster, and ejector booster systems, respectively, compared to the R404A system, were achieved in the city of Calama, while reductions of 21,4%, 25,6%, and 37,2% were observed in Punta Arenas for the same systems. R744 systems reduced the TEWI value by 77,5% to 88,1% compared to the R404A system. The Booster systems with R744 had lower operational costs than the Booster system with R404A.

**Keywords: Refrigeration systems; Booster; CO<sub>2</sub>; Refrigeration in supermarket.**

## Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	iii
Lista de Tablas .....	iv
Lista de Figuras .....	v
Glosario .....	vi
Símbolos.....	vi
Subíndices .....	vii
Símbolos griegos.....	vii
<b>1 CAPÍTULO 1: Introducción.....</b>	<b>1</b>
1.1 Contextualización e identificación del problema.....	1
1.2 Objetivo general.....	3
1.3 Objetivos específicos.....	3
1.4 Hipótesis.....	4
1.5 Metodología.....	4
<b>2 CAPÍTULO 2: Estado del Arte.....</b>	<b>7</b>
2.1 Sistema Booster convencional con R744.....	7
2.2 Sistema Booster con compresor paralelo.....	8
2.3 Sistema Booster con eyector y R744.....	9
<b>3 CAPÍTULO 3: Dimensionamiento supermercado y modelado de los sistemas de refrigeración... 11</b>	<b>11</b>
3.1 Dimensionamiento supermercado.....	11
3.2 Condiciones de funcionamiento de los sistemas de refrigeración.....	12
3.3 Sistemas de refrigeración.....	13
3.4 Selección de componentes.....	19
3.5 Modelado de las componentes de los sistemas de refrigeración.....	21
3.6 Análisis global de los sistemas.....	32
3.7 Climatología ciudades.....	34
<b>4 CAPÍTULO 4: Análisis y discusión de los resultados.....</b>	<b>37</b>
4.1 COP de los sistemas de refrigeración.....	37
4.2 COP integrado.....	38
4.3 Cantidad de compresores en uso.....	39
4.4 Consumo energético anual de los sistemas de refrigeración.....	41
4.5 TEWI de los sistemas de refrigeración.....	43
4.6 Costos operacionales.....	45
4.7 Comparación de resultados con los de otros autores.....	46
<b>CAPÍTULO 5: Conclusiones generales.....</b>	<b>50</b>
<b>5 Referencias.....</b>	<b>52</b>
<b>6 Anexo A: Carta Gantt.....</b>	<b>55</b>
<b>7 Anexo B: Tabla complementaria de los resultados.....</b>	<b>56</b>

## Lista de Tablas

Tabla 1-1. Calendario de reducción HFC de la enmienda de Kigali.....	2
Tabla 1-2. Ciudades seleccionadas.....	4
Tabla 2-1. Propiedades del refrigerante R744.....	7
Tabla 3-1. Datos de supermercados chilenos .....	11
Tabla 3-2. Condiciones de operación de los sistemas de refrigeración .....	13
Tabla 3-3. Modelos compresores seleccionados .....	19
Tabla 3-4. Parámetros compresores a pistón.....	24
Tabla 3-5. Parámetros compresores a Scroll.....	26
Tabla 3-6. Valores variables TEWI.....	33
Tabla 3-7. Tarifas de suministro eléctrico de cada ciudad.....	34
Tabla 3-8. Clasificación Köppen de las ciudades .....	34
Tabla 4-1. Razón entre el consumo energético y la capacidad frigorífica de este estudio y los de otros autores para investigaciones similares .....	47
Tabla 4-2. Razón entre el TEWI y la capacidad frigorífica de este estudio y los de otros autores para investigaciones similares.....	48
Tabla B-1. Porcentaje de diferencia de COP de los sistemas Booster con R744 respecto al Booster con R404A.....	56

## Lista de Figuras

Figura 1-1. Balance gases de efecto invernadero (kt CO <sub>2</sub> eq) por gas, 1990-2020.....	2
Figura 1-2. Ubicación geográfica de las 8 ciudades consideradas en este estudio .....	5
Figura 3-1. Capacidad frigorífica corregida.....	12
Figura 3-2 Esquema sistema Booster con R404A.....	14
Figura 3-3 Diagrama p-h sistema Booster con R404A .....	14
Figura 3-4. Esquema sistema Booster convencional con R744 .....	15
Figura 3-5. Diagrama p-h sistema Booster convencional con R744.....	16
Figura 3-6. Esquema sistema Booster con compresor paralelo y R744.....	17
Figura 3-7. Diagrama p-h sistema Booster con compresor paralelo y R744 .....	17
Figura 3-8. Esquema sistema Booster con eyector y R744.....	18
Figura 3-9. Diagrama p-h sistema Booster con eyector y R744 .....	18
Figura 3-10. Interior de un eyector.....	19
Figura 3-11. Esquema modelo compresores a pistón.....	22
Figura 3-12. Flujo másico catálogo vs flujo másico modelo. Compresor 4MTL-30_.....	24
Figura 3-13. Potencia catálogo vs potencia modelo. Compresor 4MTL-30_.....	25
Figura 3-14. Esquema modelo compresor Scroll .....	25
Figura 3-15. Flujo másico catálogo vs flujo másico modelo. Compresor ZOD34K3E-TFD .....	27
Figura 3-16. Potencia catálogo vs potencia modelo. Compresor ZOD34K3E-TFD .....	27
Figura 3-17. Variación de la temperatura en el condensador.....	28
Figura 3-18. Variación de la temperatura en el gas cooler.....	29
Figura 3-19. Esquema con la nomenclatura del eyector .....	30
Figura 3-20. Esquema recipiente.....	32
Figura 3-21. Cantidad de horas para cada temperatura.....	35
Figura 3-22. Porcentaje de la cantidad de horas al año que hay cada temperatura en tres rangos de temperatura diferentes .....	36
Figura 4-1. COP de los cuatro sistemas en estudio .....	38
Figura 4-2. COP integrado para cada ciudad .....	39
Figura 4-3. Cantidad de compresores de velocidad fija funcionando en la etapa de baja temperatura .....	40
Figura 4-4. Cantidad de compresores de velocidad fija funcionando en la etapa de media temperatura .....	41
Figura 4-5. Consumo energético anual de cada configuración sistema-ciudad .....	42
Figura 4-6. Reducción consumo energético sistemas con R744 respecto a sistema con R404A .....	43
Figura 4-7. TEWI de las configuraciones sistema-ciudad .....	44
Figura 4-8. Reducción TEWI sistemas con R744 respecto a sistema con R404A.....	45
Figura 4-9. Costos operacionales de las configuraciones sistema-ciudad .....	46
Figura A-1. Carta Gantt Memoria de Título .....	55

## Glosario

ASHRAE	:	Asociación Americana de Ingeniería de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado
BT	:	Baja tensión
CFC	:	CloroFluoroCarbonos
COP	:	Coefficiente de rendimiento
EES	:	Engineering Equation Solver
GEI	:	Gases efecto invernadero
GWP	:	Global Warming Potential
HCFC	:	HidroCloroFluoroCarbonos
HFC	:	HidroFluoroCarbonos
MT	:	Media temperatura
PC	:	Compresor paralelo
RMSE	:	Función raíz del error cuadrático medio
TEWI	:	Impacto total al calentamiento global [tCO <sub>2</sub> eq]

## Símbolos

$\dot{m}$	:	Flujo másico [kg/s]
$\dot{Q}$	:	Flujo de calor [kW]
$\dot{V}$	:	Flujo volumétrico [m <sup>3</sup> /s]
$\dot{W}$	:	Potencia [kW]
A	:	Área [m <sup>2</sup> ]
C	:	Factor de espacio muerto
C	:	Velocidad [m/s]
Cr	:	Carga de refrigerante en el sistema [kg]
Cte	:	Consumo total de energía [kWh/año]
Ed	:	Factor de emisiones [kg/kWh]
Er	:	Emisiones de refrigerante [kg/año]
Fr	:	Factor de recuperación del refrigerante
h	:	Entalpía [kJ/kg]
min	:	Mínimo
N	:	Velocidad de rotación [rpm]
n	:	Número de datos
P	:	Presión [bar]
r	:	Razón
T	:	Torque [Nm]
t	:	Temperatura [°C]
V	:	Volumen [m <sup>3</sup> ]
v	:	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]
Vu	:	Vida útil del sistema [años]

## Subíndices

a	:	Aire
app	:	Approach
cat	:	Catálogo
cd	:	Condensador
cm	:	Cámara de mezcla
cp	:	Compresor
dif	:	Difusor
en	:	Entrada
en1	:	Entrada 1
en2	:	Entrada 2
ev	:	Evaporador
ext	:	Exterior
ey	:	Eyector
ft	:	Estanque flash
gc	:	Gas cooler
H	:	High/Alta
i	:	Componente “i”
in	:	Intermedia/interna
L	:	Low/Baja
ls	:	Líquido saturado
LT	:	Baja temperatura
mod	:	Modelo
MT	:	Media temperatura
P	:	Flujo primario
r	:	Refrigerante
s	:	Desplazado
S	:	Flujo secundario
s	:	Isentrópica
sal	:	Salida
sal1	:	Salida 1
t	:	Tobera
v	:	Volumen
vex	:	Válvula de expansión
vs	:	Vapor saturado

## Símbolos griegos

$\alpha$	:	Constante de proporcionalidad
$\Delta$	:	Pérdida de carga
$\varepsilon$	:	Eficiencia
$\rho$	:	Densidad [ $kg/m^3$ ]
$\omega$	:	Velocidad angular [rad/s]

## **CAPÍTULO 1: Introducción.**

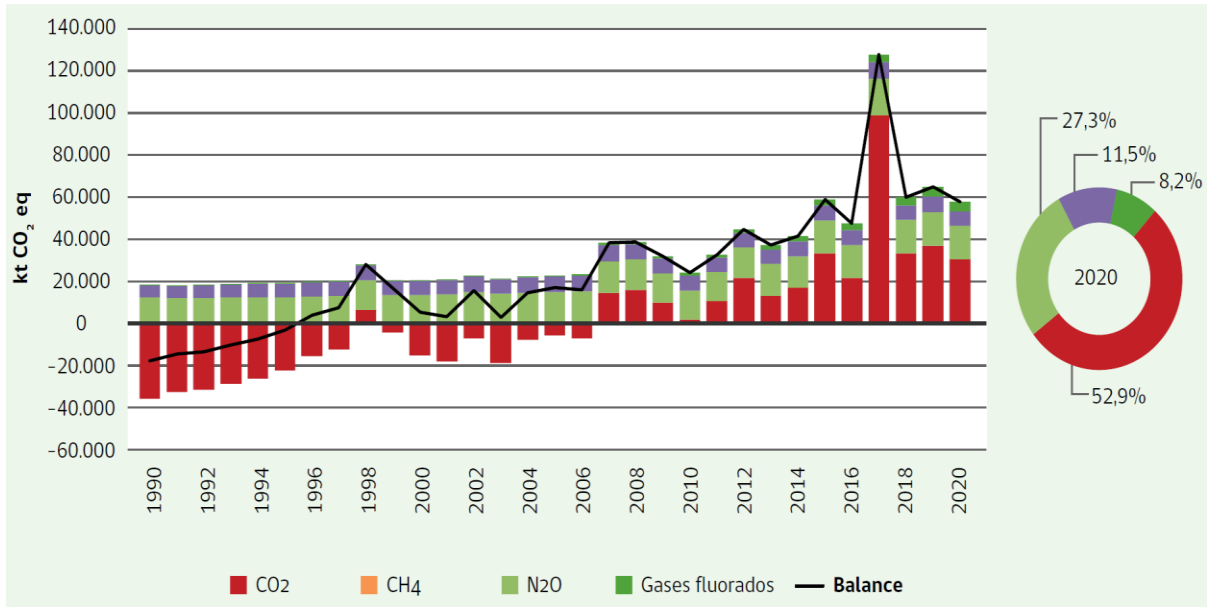
### **1.1 Contextualización e identificación del problema.**

En las últimas décadas ha habido un progresivo aumento a nivel mundial de los gases de efecto invernadero, los cuales han desencadenado en el aumento del calentamiento global y cambio climático que se registra actualmente. Son múltiples las causas que han provocado esto, como el uso de combustibles fósiles para el transporte o la generación de energía, las grandes industrias o fábricas, la deforestación, el uso de refrigerantes nocivos para el medio ambiente, entre otros [1]. A raíz de todo esto, se ha puesto mucho énfasis en la búsqueda de soluciones para frenar las emisiones de los gases de efecto invernadero, y de esta manera reducir la huella de carbono.

Por otro lado, ha habido un crecimiento a nivel mundial del uso de sistemas de refrigeración, ya sea para fines industriales, comerciales o domiciliario, esto debido a las nuevas tecnologías, aumento de la población y de su poder adquisitivo, y aumento de las temperaturas. En la actualidad los refrigerantes más utilizados son los refrigerantes sintéticos HidroFluoroCarbonos (HFC). Los HFC nacieron en la década del 90, e iban en la búsqueda de reemplazar el uso de los CloroFluoroCarbonos (CFC) que dañan la capa de ozono, y que con el Protocolo de Montreal (1987) se irían eliminando de manera progresiva. Sin embargo, posteriormente se descubrió que, si bien los HFC no dañan la capa de ozono, contribuyen de manera positiva al efecto invernadero cuando son liberados al medio ambiente, lo que provoca un aumento del calentamiento global.

De acuerdo con cifras entregadas por [2], los HFC actualmente representan un 2% del total de gases de efecto invernadero producidos a nivel mundial, generando un impacto al calentamiento global miles de veces mayor al del dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) por unidad de masa. El efecto generado por un refrigerante sobre el calentamiento global se mide a través del Global Warming Potential (GWP), que mide el impacto de una molécula del refrigerante sobre el calentamiento global en comparación al impacto que crea una molécula de CO<sub>2</sub>, a este último se le asigna un GWP de 1. Así, a modo de comparación el refrigerante R404A presenta un GWP de 3920, lo que quiere decir que una molécula de este refrigerante contribuye en 3920 veces más al calentamiento global que una molécula de CO<sub>2</sub>.

Los gases fluorados más utilizados en Chile son los HFC, los cuales a partir de su creación han tenido un aumento progresivo a lo largo de los años, debido a su constante uso en sistemas de refrigeración a nivel nacional. De acuerdo con cifras de [3], al año 2020 el uso de los gases fluorados en Chile representó el 8,2% de las emisiones de gases efecto invernadero (GEI), lo que se traduce en 4581,2 (kt CO<sub>2</sub> eq), de esta cifra, 4389,9 (kt CO<sub>2</sub> eq) es producida por los HFC. Esta cifra no contempla las emisiones indirectas por consumo de energía. En la figura 1-1 se presenta un gráfico generado por el Ministerio del Medio Ambiente con la cantidad de toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente producidas por cada gas.



**Figura 1-1. Balance gases de efecto invernadero (kt CO<sub>2</sub> eq) por gas, 1990-2020. (Fuente: [3]).**

Además de los gases de efecto invernadero que producen los sistemas de refrigeración, también es importante considerar la energía que estos consumen, siendo de un 10% a nivel mundial [4]. Más en específico, en Chile un 50% de la energía que se consume en los supermercados pertenece a los sistemas de refrigeración [5], por lo que se hace imperante la búsqueda de nuevas tecnología que permitan una mayor eficiencia energética.

El 1 de enero del 2019 entró en vigor la enmienda de Kigali del Protocolo de Montreal, la cual incorpora medidas de control a la producción y consumo de HFC. El uso de los HFC se reducirá en más de un 80% de acuerdo con el calendario de reducción presentado en esta enmienda, además, se prevé que se podría evitar el aumento de hasta 0,4°C de calentamiento global para fines del siglo XXI. En la tabla 1-1 se presenta el calendario de reducción del uso de los HFC de acuerdo con la enmienda de Kigali, donde Chile al ser un país que está en vías de desarrollo, deberá reducir en un 80% el uso de los HFC al año 2045 con respecto a una línea base determinada entre los años 2020 y 2022.

**Tabla 1-1. Calendario de reducción HFC de la enmienda de Kigali. (Fuente: [6]).**

Países en desarrollo		Países en vías de desarrollo		Países en desarrollo	
LB 2011-2013		LB 2020-2022		LB 2024-2026	
2019	90%	2024	100%	2028	100%
2024	60%	2029	90%	2032	90%
2029	30%	2035	70%	2037	80%
2034	20%	2040	50%	2042	70%
2036	15%	2045	20%	2047	15%

En base a lo mencionado anteriormente, es de suma importancia ir en la búsqueda de nuevas alternativas de refrigerantes que no contaminen de la forma que lo hacen los refrigerantes utilizados en la actualidad. Una buena opción son los refrigerantes naturales, ya que son sustancias que están presentes de manera natural en el planeta, no dañan la capa de ozono y tienen un bajo índice de

calentamiento global. De acuerdo con lo presentado por [7], hoy en día son tres los refrigerantes naturales más utilizados, el primero es el amoníaco, que posee una buena capacidad de refrigeración y se detecta fácilmente en casos de fugas, pero es tóxico y solo es aplicable en algunos casos. El segundo es el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$  o R744), que no es inflamable, tiene un potencial de calentamiento global (GWP) igual a 1 y tiene una baja toxicidad, pero trabaja a una alta presión. Y el tercero es el propano, que pertenece a los hidrocarburos, este refrigerante es eficiente y no tóxico, pero es altamente inflamable.

De los refrigerante naturales mencionados, el que se adapta de mejor manera a las condiciones de un supermercado es el R744, ya que tiene buenas propiedades termodinámicas, no es inflamable, presenta una baja toxicidad, tiene una alta disponibilidad y posee un alto rendimiento. Para este proyecto se propondrán algunos sistemas con refrigerante R744, además de un caso base con R404A, y se implementarán de manera teórica en un supermercado, para así identificar cómo funcionan en Chile. Los sistemas propuestos se presentan a continuación.

1. Sistema Booster con refrigerante R404A.
2. Sistema Booster convencional con R744.
3. Sistema Booster con compresor paralelo.
4. Sistema Booster con eyector.

El desempeño de estos sistemas está directamente ligado a las condiciones ambientes donde se encuentre instalado el sistema. Dado que las condiciones climáticas de Chile varían enormemente desde la zona norte a la zona sur, se propone analizar las configuraciones anteriormente mencionadas en ciudades representativas a lo largo de Chile, para evaluar si existe una relación entre el tipo de configuración y las condiciones climáticas de las ciudades consideradas.

## **1.2 Objetivo general.**

Evaluar el comportamiento técnico-económico-ambiental del R744 en supermercados de Chile, analizando, comparando y simulando numéricamente diferentes sistemas de refrigeración en distintas ciudades del país.

## **1.3 Objetivos específicos.**

- OE1. Seleccionar las configuraciones de refrigeración a base de R744 más idóneas para implementar en supermercados de diferentes ciudades de Chile.
- OE2. Dimensionar los sistemas de refrigeración seleccionados para aplicar en supermercados chilenos.
- OE3. Desarrollar una metodología de cálculo para obtener indicadores relevantes del desempeño de cada sistema bajo las diferentes condiciones climáticas.
- OE4. Determinar los indicadores energéticos, económicos y ambientales con el objeto de identificar la configuración más adecuada para cada una de las ciudades consideradas.

## 1.4 Hipótesis.

A lo menos una de las configuraciones basadas en R744 tendrá un mejor comportamiento técnico, económico y medioambiental que la basada en R404A. Además, se espera que estas configuraciones dependan de las condiciones climáticas de cada ciudad.

## 1.5 Metodología.

La metodología se dividirá en actividades para ejecutarla de manera más eficiente y poder lograr los objetivos específicos planteados.

- A1. En primer lugar, se hará una investigación acerca de la situación actual de los refrigerantes en cuanto a contaminación y consumo energético, analizando cual es la normativa que los rige, tanto a nivel nacional, como internacional. Se evaluarán alternativas de refrigerantes para reemplazar los HFC, a partir de la literatura de investigaciones similares a la que se realizará en este proyecto (OE1).
- A2. Luego se seleccionarán las ciudades en las que se evaluarán los sistemas de refrigeración, considerando tres factores importantes: 1) la cantidad de habitantes, 2) ubicación a lo ancho de Chile (costa o valle central), y 3) ubicación a lo largo de Chile (norte, centro y sur). Estos criterios son importantes para poder estudiar ciudades con distintas características climáticas, de esta manera se lograrán resultados para una buena parte de los climas chilenos y en ciudades importantes y altamente pobladas. Estas ciudades ya fueron seleccionadas, son 8 en total y se presentan en la tabla 1-2, incluyendo la cantidad de habitantes y la influencia costera. La ubicación geográfica de estas se presenta en la figura 1-2 (OE1).

**Tabla 1-2. Ciudades seleccionadas.**

<b>Zona</b>	<b>Región</b>	<b>Ciudad</b>	<b>Cantidad de habitantes</b>	<b>Influencia costera (Sí/No)</b>
Norte	Antofagasta	Calama	180.283	No
	Antofagasta	Antofagasta	388.545	Sí
Centro	Valparaíso	Viña del Mar	326.759	Sí
	Metropolitana	Santiago	5.614.000	No
Centro sur	Ñuble	Chillán	159.476	No
	Biobío	Concepción	220.746	Sí
Sur y austral	Los Lagos	Puerto Montt	213.119	Sí
	Magallanes y Antártica chilena	Punta arenas	124.169	Sí



**Figura 1-2. Ubicación geográfica de las 8 ciudades consideradas en este estudio. (Fuente: Elaboración propia)**

A3. En el presente proyecto se analizarán cuatro sistemas de refrigeración, donde tres utilizarán como refrigerante R744 y el cuarto R404A, que es un refrigerante utilizado para refrigeración en supermercados. El sistema con R404A será utilizado como caso base para compararlo con los resultados obtenidos con los sistemas que usan R744. A continuación se mencionan los sistemas a estudiar (OE1).

1. Sistema Booster con R404A.
2. Sistema Booster convencional con R744.
3. Sistema Booster con compresor paralelo y R744.
4. Sistema Booster con eyector y R744.

El esquema y ciclo de refrigeración de estos sistemas se mostrará y describirá en detalle en el capítulo 3 de este proyecto.

- A4. Obtención de datos técnicos de los sistemas de refrigeración de uno o más supermercados de Chile, como lo es la capacidad frigorífica y superficie ocupada por los supermercados (OE1).
- A5. Para la obtención de los datos climáticos de las ciudades se utilizará el software de Meteonorm [8], donde se utilizará la metodología de un año meteorológico típico (TMY, por sus siglas en inglés) para un periodo de 12 años.
- A6. Luego, se definirán las condiciones de operación de los sistemas de refrigeración (OE2).
- A7. Se definirán las ecuaciones algebraicas correspondientes a cada equipo del sistema, como los compresores, estanque flash, condensador/gas cooler, válvulas de expansión, evaporadores y eyector. Estas ecuaciones serán la base para el diseño de los componentes de los cuatro sistemas considerados (OE3).
- A8. Toda la metodología algebraica se programará en el software Engineering Equation Solver (EES) [9], en donde se simularán 32 combinaciones sistema-ciudad (OE3).
- A9. Se presentarán, analizarán y discutirán los resultados obtenidos de consumo energético, coeficiente de desempeño, impacto ambiental, entre otros (OE4).
- A10. Luego, se procederá a realizar un estudio económico, evaluando los costos operacionales que tendrían los sistemas basados en R744 respecto al que usa R404A (OE4).
- A11. Finalmente, se hará un análisis de los resultados obtenidos, evaluado cada configuración sistema-ciudad, a fin de poder escoger el sistema más adecuado para cada ciudad, analizando

la viabilidad de cada uno y la influencia de cada variable. Además, se realizará una comparación con los resultados obtenidos por otros autores en investigaciones similares (OE4).

## CAPÍTULO 2: Estado del Arte.

Como se mencionó en el ítem anterior, el CO<sub>2</sub> como refrigerante tiene muy buenas propiedades, no obstante uno de sus mayores problemas es la alta presión a la que trabaja y que posee una temperatura crítica (31,06°C) más baja que la mayoría de los refrigerantes, lo que provoca que los sistemas de refrigeración trabajen tanto en la zona subcrítica (bajo el punto crítico), como transcítica (sobre el punto crítico), complejizando el buen funcionamiento de los sistemas.

La tabla 2-1 presenta las propiedades del R744 [10].

**Tabla 2-1. Propiedades del refrigerante R744.**

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Fórmula química	CO <sub>2</sub>
Clasificación ASHRAE	R744
Masa molecular	44,0 g/mol
Punto de sublimación	-79 °C
Punto de fusión	-56,6 °C a 5,27 bar
Presión de vapor a 20 °C	57,2
Temperatura punto crítico	31,06 °C
Presión punto crítico	73,83 bar
Densidad relativa (aire=1g/ml)	1,5 g/ml

La situación en Chile sobre el uso del R744 es muy distinta a la de los países europeos, donde se ha impulsado su uso en una gran cantidad de supermercados. De acuerdo con cifras del Centre for Sustainable Cooling [11], al año 2020 en Europa ya existían 9.000 supermercados con sistemas de refrigeración a base de R744. Según la información entregada por la unidad ozono [12], en Chile al año 2020, del total de la carga de refrigerante instalada en los supermercados, un 67% pertenecía a HFC, un 29% a HCFC (principalmente R-22) y tan solo un 4% a R744, con 11 supermercados usando este último refrigerante.

Conforme han ido pasado los años y con la crecida preocupación por el reemplazo de los HFC, se han ido creando nuevas tecnologías en el ámbito de la refrigeración. Por ejemplo, actualmente existen varios fabricantes de compresores para R744, Bitzer, GEA y Emerson, con compresores a pistón y Scroll. En el caso de la fabricación de eyectores, Danfoss es el que ha estado a la vanguardia en cuanto a nuevos productos y tecnologías.

Es importante saber cómo ha sido el comportamiento de los sistemas de refrigeración con R744 a nivel mundial, por lo que a continuación se presentarán los resultados de otros investigadores en este tema.

### 2.1 Sistema Booster convencional con R744.

El sistema Booster convencional con R744 es el sistema del que se encuentra más información en la literatura, ya que fue de los primeros en desarrollarse. Los autores Caliskan et al. [13] realizaron una

investigación para cuatro sistemas de refrigeración aplicados a un supermercado, donde para el sistema Booster convencional se obtuvieron valores de COP de 3,5 y 1,5 a temperaturas ambientes de 0 y 30 °C, respectivamente, esto para una capacidad de refrigeración total del supermercado de 145 [kW]. Además, obtuvieron un consumo energético anual de 440 [MWh] y 420 [MWh] para las ciudades turcas de Estambul y Samsun. En cuanto a la contaminación, el sistema Booster emitió alrededor de 4400 y 4300 [tCO<sub>2</sub> eq], en las mismas ciudades de Estambul y Samsun. Para estas mismas ciudades, ellos concluyeron que los costos asociados a la implementación de este sistema de refrigeración fueron alrededor de 170 mil y 160 mil euros.

En la investigación realizada por Tsamos et al. [14] se estudiaron tres sistemas de refrigeración para supermercados, un sistema en cascada, un Booster convencional y otro con compresor paralelo. Para el Booster convencional el estudio arrojó valores de consumo energético de 565 y 696 [MWh] en las ciudades de Londres (Inglaterra) y Lárnaca (Chipre), respectivamente, esto para un supermercado de tamaño medio. Además, llegaron a un TEWI de 2882 y 5358 [tCO<sub>2</sub> eq] para las mismas ciudades.

Los autores Gullo et al. [15] plantearon diversos sistemas de refrigeración de supermercados con una capacidad de refrigeración de 120 [kW] y 25 [kW] para la etapa de media y baja temperatura, los cuales son comparados con una unidad que trabaja con R404A. Para el sistema Booster convencional obtuvieron COPs de 3,3 y 1,4 a temperaturas ambientes de 10 y 32 °C. A temperaturas inferiores a 15°C, el sistema basado en R744 tiene mejores COPs que el que usa R404A. También presenta consumos energéticos 17% menores, esto considerando los climas de la ciudad de Oslo (Noruega), la que tiene un clima frío.

En otra investigación hecha por Tsamos et al. [16], se analizó un supermercado con una capacidad frigorífica de 100 [kW] y 30 [kW] en la etapa de media y baja temperatura, respectivamente. Ellos obtuvieron valores de COP de 1,3 a una temperatura ambiente de 30 °C, mientras que en cuanto a consumo energético anual llegaron a cifras de 577,4 [MWh] y 672,99 [MWh] en las ciudades de Londres y Atenas. También estudiaron el impacto al calentamiento global, donde obtuvieron un TEWI de 3061,3 y 4845 [tCO<sub>2</sub> eq] en las mismas ciudades.

## **2.2 Sistema Booster con compresor paralelo.**

Bajo la misma investigación realizada por Tsamos et al. [14] se llegaron a valores de consumo energético para el sistema Booster con compresor paralelo de 477 y 620 [MWh] en las ciudades de Londres y Lárnaca, valores que se ven influenciados directamente por las temperaturas que tiene cada ciudad, siendo Lárnaca una ciudad más cálida que Londres. En cuanto al impacto al calentamiento global calculado mediante el TEWI, Londres tuvo un valor de 2427 [tCO<sub>2</sub> eq], mientras que Lárnaca 4771 [tCO<sub>2</sub> eq].

Para temperaturas ambientes inferiores a 25 °C, los autores Gullo et al. [15] obtuvieron mejores COPs para el caso del sistema Booster con compresor paralelo que el caso del sistema que trabajaba R404A. En ciudades más cálidas, como Milán y Atenas, obtuvieron valores de consumo energético anual de alrededor de 360 [MWh] y 470 [MWh], respectivamente, siendo este último superior a lo obtenido por el caso base que utiliza R404A.

En la investigación de Tsamos et al. [16] también analizaron un sistema Booster con compresor paralelo, obteniendo valores de COP superiores a los del Booster convencional, con un valor cercano a 1,5 para una temperatura ambiente de 30 °C y 1,15 para 40 °C. Los autores obtuvieron un consumo energético de 556,3 [MWh] y 639,13 [MWh] en Londres y Atenas, respectivamente. Las emisiones determinadas fueron de 2948,9 y 4602,1 [tCO<sub>2</sub> eq] en Londres y Atenas, respectivamente, cifra más baja que la obtenida por el sistema Booster convencional.

En otro estudio realizado por Gullo et al. [17], investigaron un supermercado con una capacidad frigorífica total de 125 [kW], a temperaturas ambientes entre 17 °C y 27 °C. Bajo estas condiciones, el sistema Booster con compresor paralelo presentó COPs de hasta un 2,7% mayores que los de un sistema basado en R404A, mientras que a temperaturas más altas este resultado se invierte, con valores de hasta 10,2% inferior a 40 °C. En las ciudades de Roma, Sevilla y Valencia se lograron reducciones de consumo energético anual respecto al sistema basado en R404A de 6,3%, 2,3% y 3,6%, respectivamente.

### **2.3 Sistema Booster con eyector y R744.**

Los autores Caliskan et al. [13] también analizaron sistemas que contenían eyectores, llegando a buenos resultados en comparación con el sistema Booster convencional. En cuanto a COP, ellos obtuvieron valores de 3,6 y 1,95 a temperaturas ambientes de 0 y 30 °C, con una capacidad de refrigeración total de 145 [kW]. En las ciudades turcas de Estambul y Samsun llegaron a un consumo energético anual de alrededor de 395 y 390 [MWh], respectivamente. Además, en las mismas ciudades alcanzaron una cifra de emisiones de 2200 y 2100 [tCO<sub>2</sub> eq]. En cuanto al coste del sistema de refrigeración, lograron valores de 163 y 170 mil euros para las ciudades de Samsun y Estambul, respectivamente.

Los autores Gullo et al. [15] analizaron un sistema con multi eyectores, obteniendo mejores desempeños energético y de COP respecto a un sistema similar con R404A. Para el COP tuvieron mejores valores incluso a temperaturas de ambientes de 40 °C, con una cifra cercana a 1,6 y con un promedio de 31,8% superior al sistema con R404A. Además, presentó un consumo energético de alrededor de 290 y 360 [MWh] en las ciudades cálidas de Milán (Italia) y Atenas (Grecia), respectivamente.

De acuerdo con cifras entregadas por los autores Caliskan y Kursad [18], el sistema Booster con eyector tiene valores de COPs hasta un 28% más altos en comparación con el sistema Booster con compresor paralelo y hasta un 47% respecto al Booster convencional. Esta mejora es considerable considerando que los eyectores son equipos más económicos que los compresores.

El sistema de Booster con eyector propuesto por Zou et al. [19], logró obtener un COP de 1,38 a una temperatura de salida del gas cooler de 35 °C.

A diferencia de otras investigación que se han realizado sobre temas similares a las de este proyecto, en este caso la metodología será un tanto diferente, ya que se basará en una modelación matemática más detallada que la presentada en la mayoría de las referencias consultadas, buscando dimensionar y seleccionar los componentes de los sistemas de refrigeración estudiados. Además, este proyecto

buscará dar una mirada de lo que ocurre en Chile, investigado como es el funcionamiento de cada sistema en las distintas zonas geográficas del país, tema que no ha sido tan explorado como en países europeos. También se dará a conocer cuáles son los costos y emisiones de los sistemas de refrigeración a base de R744.

### CAPÍTULO 3: Dimensionamiento supermercado y modelado de los sistemas de refrigeración.

En el presente capítulo se abordarán las características generales del supermercado base y sistemas de refrigeración a estudiar. Además, se hará un análisis detallado de las componentes de los cuatro sistemas de refrigeración, analizando los distintos modos, condiciones y etapas de funcionamiento.

#### 3.1 Dimensionamiento supermercado.

El supermercado base planteado tendrá una superficie de 3000 m<sup>2</sup>, además, su sistema de refrigeración estará compuesto por dos etapas de refrigeración diferentes, una de media y otra de baja temperatura.

La obtención de la capacidad de refrigeración de media y baja temperatura se hará a partir de la superficie de la sala de ventas seleccionada con anterioridad, ya que generalmente existe una proporcionalidad entre ambas variables. Se recabó información de la capacidad de refrigeración y superficie de distintos supermercados en Chile, con el fin de obtener una correlación que entregara la capacidad de refrigeración de acuerdo con la superficie del supermercado base, esta información se obtuvo de [20] y [21], y se presenta en la tabla 3-1. Es importante mencionar que se buscó información de más supermercados, tanto de manera presencial como en la web, pero no fue posible obtenerla, esto debido a la política de los supermercados y a la poca información existente, tanto en la web como en los propios supermercados.

Tabla 3-1. Datos de supermercados chilenos.

Supermercado N°	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Capacidad de refrigeración LT [kW]	Capacidad de refrigeración MT [kW]	Capacidad de refrigeración total [kW]	Relación entre media y baja temperatura
1	2.141	6,67	77,8	84,47	11,7:1
2	2.397	39,227	113,46	152,7	2,9:1
3	9.578	116,3	301,85	418,2	2,6:1
4	3.978	69	141,7	210,7	2,1:1
5	6.800	86	300	386	3,5:1
6	5.500	100	380	480	3,8:1
7	570	13	25	38	1,9:1

En base a la tabla 3-1 se obtuvo la correlación de la ecuación 1 para obtener la capacidad frigorífica en [kW] del supermercado base en función de su superficie.

$$\dot{Q}_{Total} = 0,0493 \cdot superficie[m^2] + 34,742 \quad (1)$$

Además, la relación de la capacidad frigorífica entre la etapa de media y baja temperatura se obtuvo a partir del promedio de la tabla 3-1, lo que arrojó una relación de 4,1:1.

De acuerdo con lo anterior, el supermercado base de este proyecto tendrá una capacidad de refrigeración total de 183 [kW], la cual se dividirá en 147,1 [kW] para la etapa de media temperatura y 35,9 [kW] para la de baja temperatura.

La capacidad de refrigeración de un supermercado se ve directamente afectada por la temperatura ambiente del lugar en el que está ubicado, ya que generalmente las puertas del supermercado permanecen abiertas o en ocasiones debido a la mala aislación de las paredes, es por lo que la capacidad frigorífica dependerá de la temperatura ambiente, independientemente de si existe aire acondicionado o no al interior del supermercado. De acuerdo con lo presentado por el autor Gullo et al. [17] la ecuación 2 representa esta variación por medio de un factor de carga.

$$\text{Factor de carga} = \left( 1 - (1 - \text{min}) \cdot \frac{30 - t_{\text{ext}}}{25} \right) \quad (2)$$

Donde, “min” es la fracción mínima de carga de diseño, siendo de 0,66 y 0,8 para las etapas de media y baja temperatura, respectivamente, siendo ambos factores el valor más bajo que puede alcanzar el factor de carga. El factor de carga reflejado en la capacidad frigorífica está representado por el gráfico de la figura 3-1.

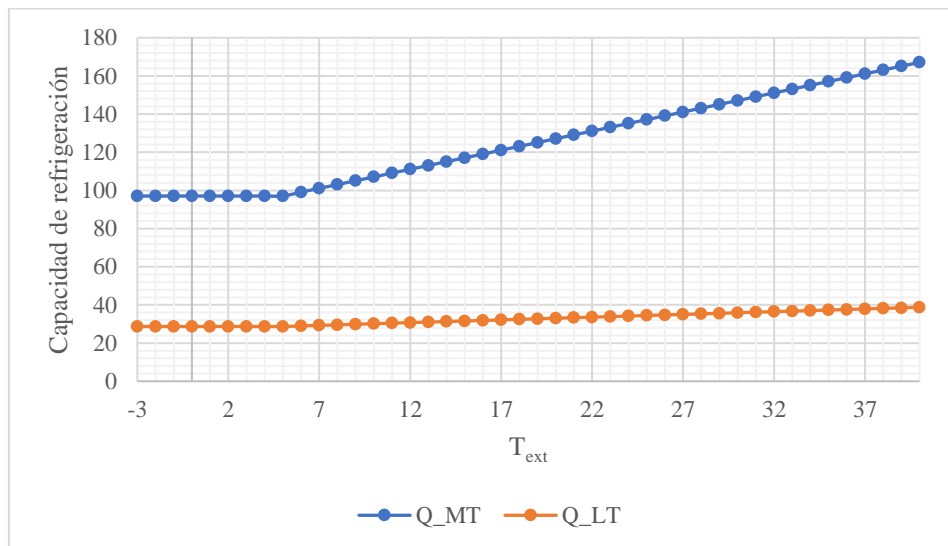


Figura 3-1. Capacidad frigorífica corregida. (Fuente: Elaboración propia)

### 3.2 Condiciones de funcionamiento de los sistemas de refrigeración.

A continuación, se definirán las condiciones o parámetros en los que operarán los sistemas de refrigeración seleccionados.

- ✓ En base a la información encontrada en la literatura presentada en el estado del arte y a la entregada por el fabricante de sistemas de refrigeración Pórtan [20], es que las temperaturas de evaporación de media y baja temperatura serán de -9 °C y -34 °C, respectivamente.
- ✓ La presión en el recipiente de líquido se consideró constante y con un valor de 35 [bar], al igual que en [14], [16] y [17]. Además, se selecciona esta presión por temas de seguridad, por

la integridad de los materiales de diseño y para evitar la aparición de partículas de líquido en la etapa de alta presión o en la de compresión paralela.

- ✓ Para evitar que ingresen partículas de líquido a los compresores es necesario agregar un calor al refrigerante por encima de su punto de saturación, por lo que se seleccionará un sobrecalentamiento de 10 °C en ambas etapas de evaporación.
- ✓ Se considerará un subenfriamiento en el condensador de 2 °C, tal como lo presenta Mitsopoulos et al. [22].

**Tabla 3-2. Condiciones de operación de los sistemas de refrigeración.**

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Capacidad de refrigeración etapa de media temperatura	147,1 [kW]
Capacidad de refrigeración etapa de baja temperatura	35,9 [kW]
Temperatura de evaporación etapa de media	-9 [°C]
Temperatura de evaporación etapa de baja	-34 [°C]
Presión del recipiente	35 [bar]
Sobrecalentamiento etapa de media temperatura	10 [°C]
Sobrecalentamiento etapa de baja temperatura	10 [°C]
Subenfriamiento	2 [°C]

### 3.3 Sistemas de refrigeración.

En esta sección se describirá en detalle el funcionamiento de los sistemas de refrigeración planteados. Además, en los esquemas de las figuras 3-2, 3-4, 3-6 y 3-8 las líneas rojas corresponden a secciones donde el refrigerante está a una alta presión, las líneas amarillas están a la presión del recipiente y las celestes y azules están a la presión de los evaporadores de media y baja temperatura. Mientras que los diagramas p-h de las figuras 3-3, 3-5, 3-7 y 3-9 fueron hecho a una temperatura ambiente de 35°C.

#### 3.3.1 Sistema con R404A.

El sistema que utiliza R404A es un sistema Booster, compuesto por dos etapas de compresión y dos etapas de evaporadores, uno de media y otro de baja temperatura, además de un condensador y dos válvulas de expansión. El fluido inicialmente es impulsado por los compresores de alta presión, los cuales envían el fluido al condensador a una alta temperatura, donde es condensado, disminuyendo su temperatura y cambiando de fase. Posteriormente, desde el condensador el refrigerante en forma de líquido subenfriado se va hacia las dos etapas de evaporadores, con un paso previo por válvulas de expansión que disminuyen la presión. El fluido que pasa por el evaporador de baja temperatura es recirculado por los compresores de baja presión, donde a la salida de estos se mezcla con el proveniente del evaporador de media temperatura, para finalmente repetir el ciclo al pasar por los compresores de alta presión.

Las etapas de compresión de las cuatro configuraciones de refrigeración están integradas por compresores de velocidad fija, velocidad variable o modelos digitales (capacidad variable), de tal manera que cuando el flujo másico que el sistema está requiriendo sea bajo, sea posible ahorrar energía con el compresor de velocidad o capacidad variable. Además, para todos los sistemas en la etapa de

baja presión se utilizarán compresores Scroll y en la de alta presión se usarán compresores a pistón. Este sistema está representado por la figura 3-2, y su diagrama p-h en la figura 3-3.

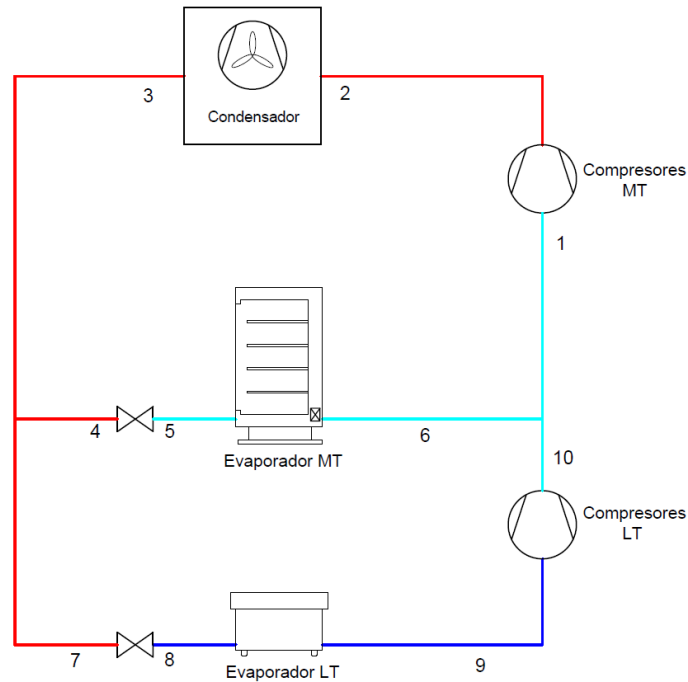


Figura 3-2. Esquema sistema Booster con R404A. (Fuente: Elaboración propia)

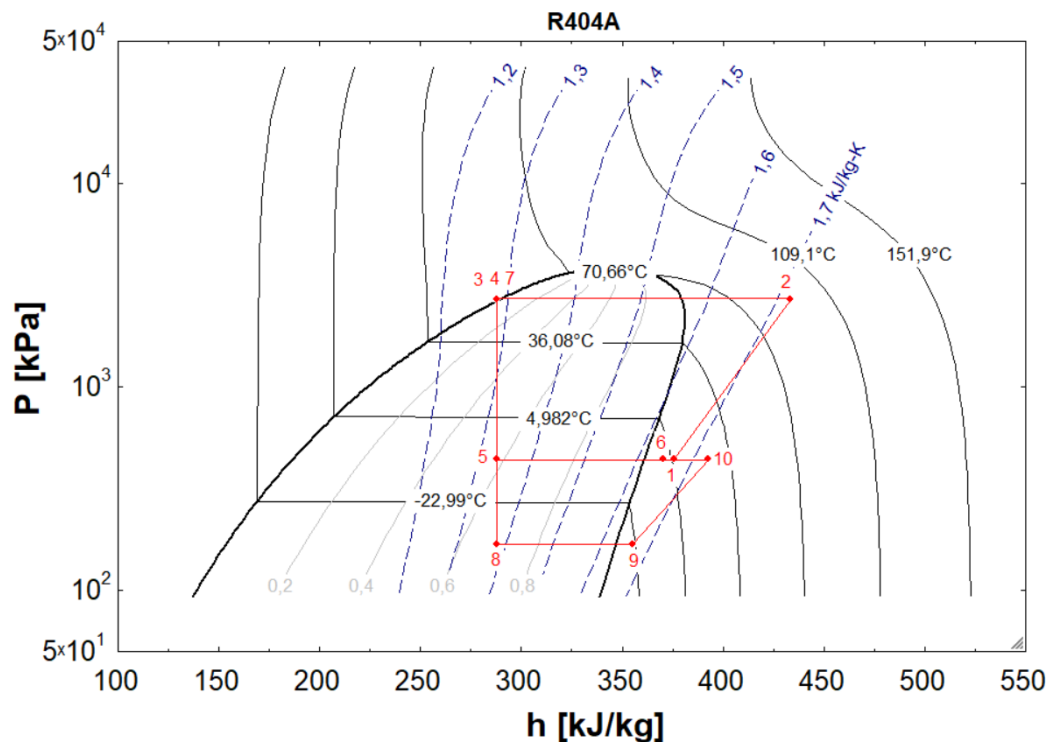


Figura 3-3. Diagrama p-h Sistema Booster con R404A. (Fuente: Elaboración propia)



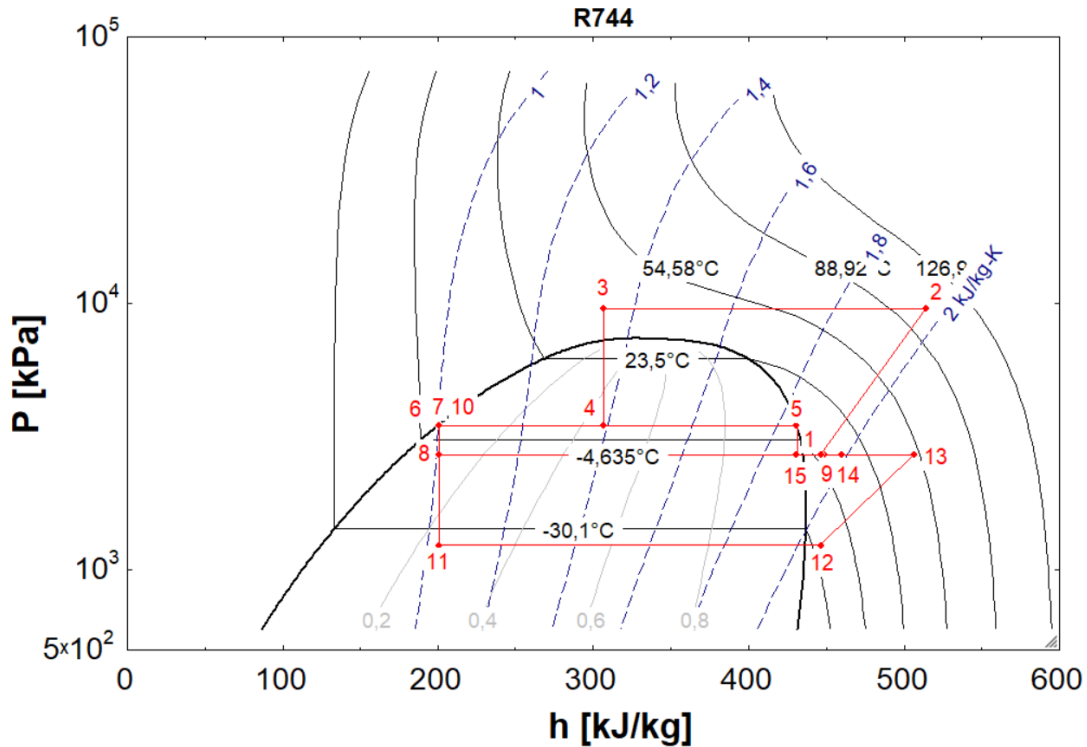


Figura 3-5. Diagrama p-h sistema Booster convencional con R744. (Fuente: Elaboración propia)

### 3.3.3 Sistema Booster con compresor paralelo y R744.

El sistema Booster con compresor paralelo tiene las mismas componentes que el Booster convencional, pero se le agrega una tercera etapa de compresión, que es denominada compresión paralela. Esta tercera etapa de compresión permite reducir el consumo de energía del sistema, debido a que este compresor recibe el vapor proveniente del estanque flash a una mayor presión que los compresores de media temperatura, mejorando así la eficiencia del sistema. El refrigerante que sale de esta etapa se mezcla posteriormente con el refrigerante que sale de los compresores de media temperatura.

Para este sistema es importante destacar que entre el punto 6 y 17 se encuentra una válvula de expansión, la cual permite controlar el paso de refrigerante a la compresión paralela cuando sea necesario. Para la etapa de compresión paralela se utilizarán compresores a pistón.

En la figura 3-6 se presenta el esquema del sistema Booster con compresor paralelo, y la figura 3-7 muestra el diagrama p-h de este sistema.

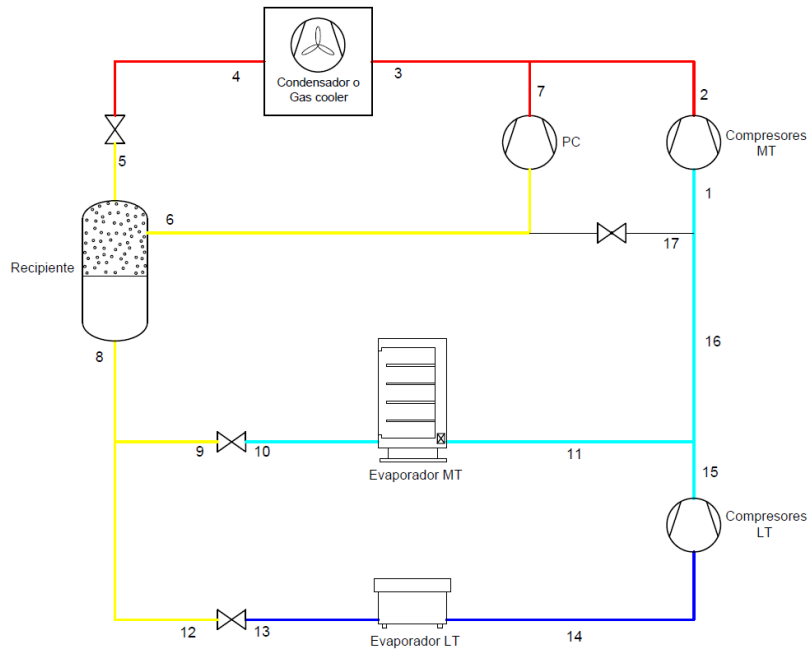


Figura 3-6. Esquema sistema Booster con compresor paralelo y R744. (Fuente: Elaboración propia)

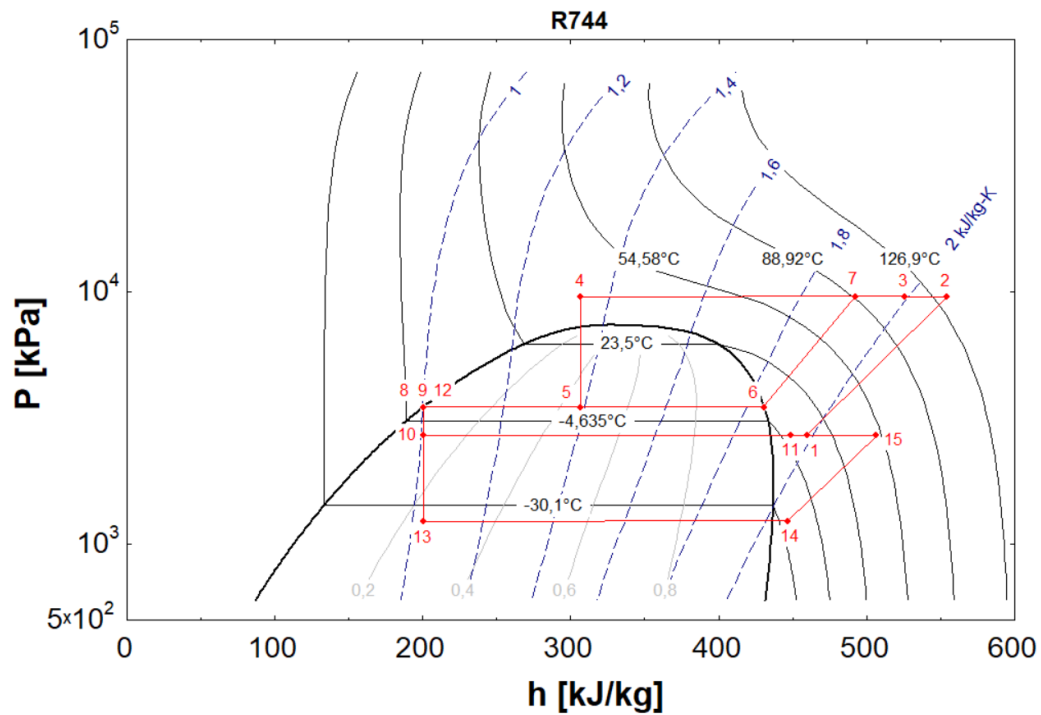


Figura 3-7. Diagrama p-h sistema Booster con compresor paralelo y R744. (Fuente: Elaboración propia)

### 3.3.4 Sistema Booster con eyector y R744.

Tanto el sistema Booster convencional como el con compresor paralelo usan una válvula de expansión antes del estanque, elemento que no es utilizado en el sistema Booster con eyector, ya que es reemplazada por un eyector, el cual, además de transportar el fluido proveniente del condensador/gas cooler, recircula el flujo que sale del evaporador de media temperatura, que llega con una presión y

temperatura inferior a la del condensador o gas cooler. El sistema Booster con eyector y el diagrama p-h de este sistema se presentan en las figuras 3-8 y 3-9, respectivamente.

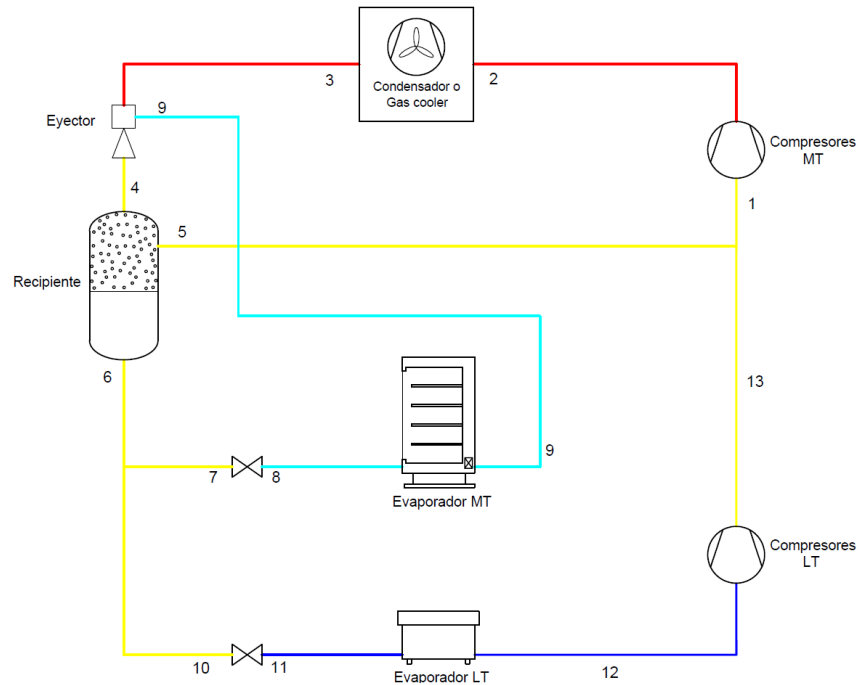


Figura 3-8. Esquema sistema Booster con eyector y R744. (Fuente: Elaboración propia)

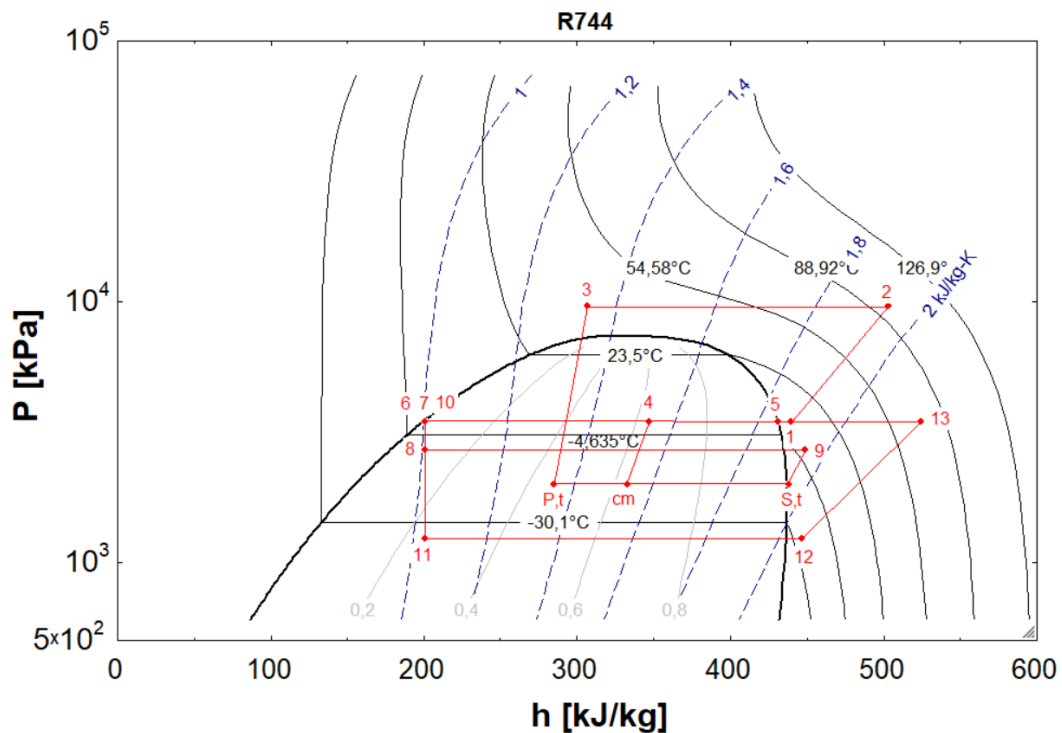


Figura 3-9. Diagrama p-h sistema Booster con eyector y R744. (Fuente: Elaboración propia)

La ventaja de usar un sistema con eyector o multi eyector es que permite aumentar la eficiencia en ambientes con temperaturas más cálidas. Al recibir el flujo proveniente del evaporador MT (flujo secundario) se logra una precompresión de una parte del refrigerante sin pasar por uno de los

compresores. El refrigerante proveniente del condensador/gas cooler ingresa al eyector como flujo primario, el cual al pasar por la garganta del eyector se acelera y baja la presión, permitiendo así el ingreso del fluido secundario proveniente del evaporador de media temperatura. Posteriormente al juntarse con el flujo secundario en la cámara de mezcla la presión aumenta de manera gradual. Finalmente, el fluido pasa por el difusor, donde la presión aumenta hasta el punto requerido por el estanque flash. En la figura 3-10 se presentan los diferentes componentes del eyector.

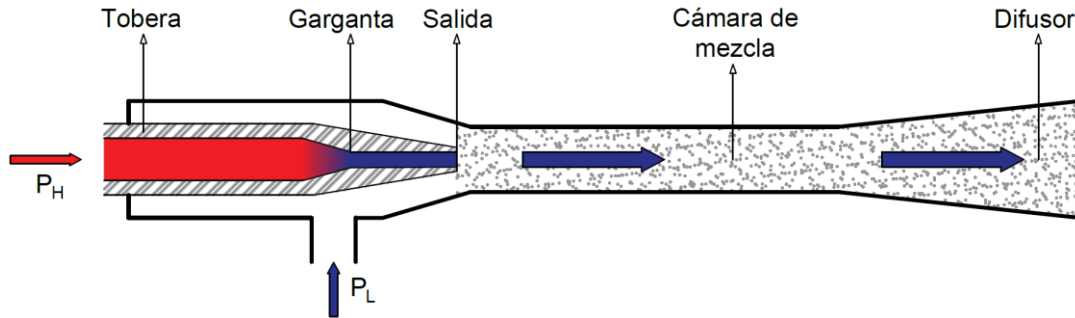


Figura 3-10. Interior de un eyector. (Fuente: Elaboración propia)

### 3.4 Selección de componentes.

#### 3.4.1 Compresores.

Los compresores se seleccionaron en base a los requerimiento de cada sistema de refrigeración, donde para la etapa de baja temperatura se utilizarán compresores Scroll de velocidad fija y capacidad variable (modelo digital), mientras que para la de media temperatura y de compresión paralela se utilizarán compresores a pistón de velocidad fija y variable. Los compresores de velocidad fija trabajarán en modo on/off a 3000 rpm. Todos los compresores son del fabricante Copeland, y se seleccionaron con la ayuda del software del mismo fabricante [23] y en base a los resultados obtenidos para cada sistema. En todas las etapas de compresión habrá una unidad del compresor de velocidad/capacidad variable. En la tabla 3-3 se presentan los modelos de compresores seleccionados para las cuatro configuraciones de refrigeración. Los compresores de capacidad variable pueden trabajar entre un 10% y 100% de su capacidad, mientras que los compresores de velocidad variable entre los 25 [Hz] y 70 [Hz] para el compresor 4MTL-12\_[INV] y entre los 30 [Hz] y 70 [Hz] para los compresores 4MTL-35\_[INV] y 4MTL-40\_[INV].

Tabla 3-3. Modelos compresores seleccionados.

Etapa	Tipo compresor	Booster convencional con R744	Booster compresor paralelo y R744	Booster con eyector y R744	Booster con R404A
Etapa baja	Velocidad fija	ZO25AG-TFD	ZO25AG-TFD	ZO25AG-TFD	ZF49K5E-TFD
	Modelo digital	ZOD34K3E-TFD	ZOD34K3E-TFD	ZOD34K3E-TFD	ZFD41K5E-TFD
Etapa media	Velocidad fija	4MTL-30_	4MTL-30_	4MTL-30_	4MK-35

	Velocidad/ capacidad variable	4MTL- 40_[INV]	4MTL-35_[INV]	4MTL- 35_[INV]	4MJD-33
Compresor paralelo	Velocidad fija	-	4MTL-12_	-	-
	Velocidad variable	-	4MTL-12_[INV]	-	-

### 3.4.2 Condensador o gas cooler.

Se seleccionaron condensadores/gas cooler del fabricante RIVACOLD [24], los cuales fueron escogidos en función del flujo de calor que tiene que disipar este intercambiador de calor, además de la diferencia de temperatura approach que se definió en el ítem 3.5.3 para el caso del gas cooler.

Para el sistema con refrigerante R404A se seleccionó el condensador RIVACOLD RRC088004S, el cual cuenta con un flujo másico de aire máximo de 137.223 m<sup>3</sup>/h a una velocidad de giro del ventilador de 880 rpm. Este condensador cuenta con ocho ventiladores.

Para los sistemas Booster con R744 se seleccionó el condensador/gas cooler RIVACOLD RRCX068005AB, el cual a una diferencia de temperatura approach de 3°C y a una temperatura exterior de 35°C, es capaz de tener un flujo de calor de 337,53 kW. Este condensador/gas cooler cuenta con seis ventiladores y con un flujo másico máximo de aire de 80.699 m<sup>3</sup>/h a una velocidad de 735 rpm.

### 3.4.3 Evaporadores de media y baja temperatura.

Se considerará que del total de la capacidad de refrigeración del supermercado base, un 30% será ocupada en las vitrinas (display case) del supermercado, mientras que el otro 70% estará en las cámaras frigoríficas de media y baja temperatura, las cuales almacenan el stock de productos disponibles. Para este proyecto se seleccionarán solamente los evaporadores de las cámaras frigoríficas, y no los display case, ya que no fue posible encontrar catálogos de este equipo que dieran a conocer la capacidad frigorífica que soportaban. A continuación, se detalla la selección de evaporadores para las cámaras de frío.

Para la etapa de baja temperatura del sistema Booster con R404A se seleccionó el evaporador SOLO50264D del fabricante Profroid, este evaporador cuenta con dos ventiladores, tiene un paso de aletas de 4,5 mm y un flujo de aire de 14933 m<sup>3</sup>/h. Para la etapa de media temperatura de este mismo sistema se seleccionó el evaporador SOLO80484F del mismo fabricante, este evaporador cuenta con cuatro ventiladores, un paso de altea de 4,5 mm y un flujo de aire de 67831 m<sup>3</sup>/h.

Los sistemas Booster con R744 utilizarán los mismos evaporadores, ya que para los tres sistemas la capacidad frigorífica es la misma. La etapa de baja temperatura contará con un evaporador Profroid, modelo SOLO80CO<sub>2</sub>B166F, el cual tiene un ventilador, un paso entre aletas de 6,3 mm y un flujo de aire de 19831 m<sup>3</sup>/h. Para la etapa de media temperatura se seleccionaron tres evaporadores modelo

MKH-NE-1445, del fabricante Intarcon, cada evaporador tiene cuatro ventiladores, un paso de aleta de 5 mm y un flujo de aire de 16800 m<sup>3</sup>/h.

#### **3.4.4 Multi eyector.**

El eyector es alimentado por el condensador/gas cooler y por el evaporador de media temperatura, por lo que se seleccionó un multieyector de vapor, esto con la ayuda del software del fabricante de eyectores Danfoss [25]. Se seleccionaron cuatro unidades del multi eyector LP 1935 de baja presión, el cual está compuesto por seis eyectores de vapor y se controla por medio de un controlador tipo AK-PC 781A/782A.

#### **3.4.5 Válvulas de expansión.**

Para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector se seleccionaron las mismas válvulas de expansión electrónica del fabricante Danfoss, esto se detalla a continuación.

Se seleccionó la válvula de expansión electrónica CCMT 16 para la que está ubicada entre el condensador/gas cooler y el estanque flash, para la que esta antes del evaporador de media temperatura y para la que está entre el estanque flash y los compresores de media temperatura, mientras que para la válvula que esta antes del evaporador de baja temperatura se seleccionó una válvula de expansión electrónica CCMT 4.

Para el sistema Booster con R404A se seleccionaron válvulas de expansión AKV. En específico para la válvula que está ubicada antes del evaporador de media temperatura se escogió la válvula AKV 20-3, mientras que para la que esta antes del evaporador de baja temperatura se seleccionó la AKV 15-3.

### **3.5 Modelado de las componentes de los sistemas de refrigeración.**

De manera inicial, el modelado de los sistemas de refrigeración se hará individualizado para cada componente de los sistemas, como los compresores, condensador/gas cooler, evaporador, eyector, recipiente y válvulas de expansión. A continuación, se detallará el paso a paso del modelo para las componente ya mencionadas.

#### **3.5.1 Compresores a pistón.**

Para lo compresores a pistón se considera un modelo semi-empírico, el cual toma en cuenta las pérdidas de carga de las válvulas a la entrada y salida del compresor, las pérdidas electromecánicas y una compresión isentrópica. El modelo utilizado en este proyecto fue el realizado por Lebrun et al. [26]. El esquema para este tipo de compresores está representado por la figura 3-11.

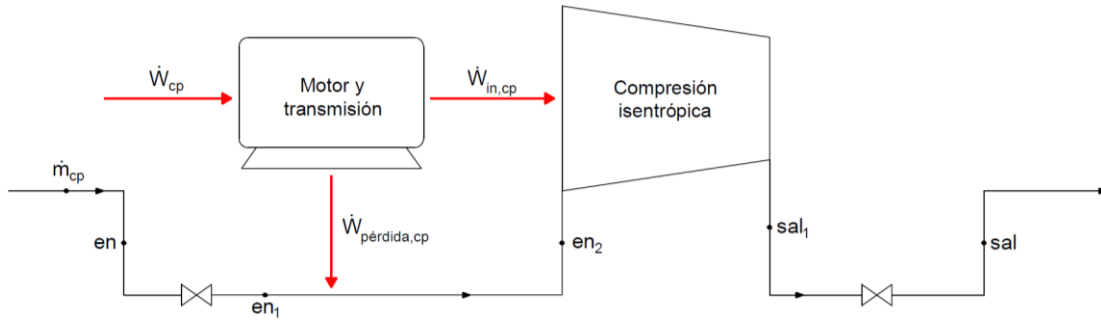


Figura 3-11. Esquema modelo compresores a pistón. (Fuente: Elaboración propia)

El análisis de las pérdidas de carga en la válvula de expansión de la entrada se realiza por medio de las ecuaciones 3 y 4.

$$\dot{m}_{cp} = \rho_{en,cp} \cdot C_{en,cp} \cdot A_{en,cp} \quad (3)$$

$$\Delta P_{en,cp} = \rho_{en,cp} \cdot \frac{C_{en,cp}^2}{2} \quad (4)$$

El procedimiento de análisis de la válvula de expansión que está en la salida del compresor se realiza de la misma forma que la válvula de entrada.

Las pérdidas electromecánicas del compresor dependerán de una pérdida electromecánica constante  $\dot{W}_{pérdida,0}$ , que se da en todo momento, independientemente de la potencia ejercida por el compresor para aspirar el refrigerante, y por la potencia interna del compresor, la cual se verá influenciada por una constante de proporcionalidad  $\alpha$ . Lo anterior se traduce en la ecuación 5.

$$\dot{W}_{pérdida,cp} = \dot{W}_{pérdida,0} + \alpha \cdot \dot{W}_{in,cp} \quad (5)$$

Donde, las pérdidas electromecánicas constantes dependerán del torque y la velocidad angular, y está representada por la ecuación 6.

$$\dot{W}_{pérdida,0} = T_{pérdida,0} \cdot \omega_{cp} \quad (6)$$

La velocidad  $\omega_{cp}$  depende de la velocidad de rotación del compresor.

$$\omega_{cp} = 2 \cdot \pi \cdot N_{cp} \quad (7)$$

Para las pérdidas electromecánicas se dependerá de los parámetros  $\alpha$  y  $T_{pérdida,0}$ , los cuales se tendrán que seleccionar en base a la minimización del error del modelo. Esta metodología de cálculo para las pérdidas electromecánicas también será válida para los compresores Scroll.

Las pérdidas electromecánicas serán transferidas al refrigerante que estará aspirando el compresor en “en2” y se considerará una transferencia de calor isobárica, por lo que  $\dot{W}_{pérdida,cp}$  se puede reescribir como:

$$\dot{W}_{pérdida,cp} = \dot{Q}_{en,cp} = \dot{m}_{cp} \cdot (h_{en2} - h_{en1}) \quad (8)$$

Luego, el flujo volumétrico que aspira el compresor se determina por medio de la relación entre propiedades del fluido y características propias del compresor.

$$\dot{V}_{en2,cp} = N_{cp} \cdot V_{s,cp} - C_f \cdot N_{cp} \cdot V_{s,cp} \cdot \left( \frac{v_{en2,cp}}{v_{sal1,cp}} - 1 \right) \quad (9)$$

Además, el flujo másico que está circulando a través del compresor se determina por la relación entre el flujo volumétrico y el volumen específico a la entrada del compresor, y está representado en la ecuación 10.

$$\dot{m}_{cp} = \frac{\dot{V}_{en2,cp}}{v_{en2,cp}} \quad (10)$$

Tal que como se presenta en el esquema de la figura 3-11, en el compresor se considera una compresión isentrópica, por lo que la potencia interna de compresión estará dada por la ecuación 11.

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{m}_{cp} \cdot (h_{sal1} - h_{en2}) \quad (11)$$

Finalmente, para el cálculo de la potencia al eje del compresor se considerarán las pérdidas electromecánicas y la potencia interna del compresor.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{pérdida,cp} \quad (12)$$

Para este modelo de un compresor a pistón será necesario ingresar las variables conocidas de  $t_{en,cp}$ ,  $P_{en,cp}$  y  $P_{sal,cp}$ , mientras que las variables de salida del modelo son  $\dot{m}_{cp}$ ,  $t_{sal,cp}$  y  $\dot{W}_{cp}$ .

Las variables de salida del modelo se compararán con valores de catálogos de compresores, y para que los valores del modelo sean acertados se buscará la minimización del error de esta comparación por medio de la función raíz del error cuadrático medio, que individualizado para cada variable de salida está dado por las ecuaciones 13, 14 y 15.

$$RMSE_{\dot{m}_{cp}} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (\dot{m}_{cp,mod,i} - \dot{m}_{cp,cat,i})^2}{n}} \quad (13)$$

$$RMSE_{\dot{W}_{cp}} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (\dot{W}_{cp,mod,i} - \dot{W}_{cp,cat,i})^2}{n}} \quad (14)$$

$$RMSE_{t_{sal,cp}} = \sqrt{\frac{\sum_i^n (t_{sal,cp,mod,i} - t_{sal,cp,cat,i})^2}{n}} \quad (15)$$

La función raíz del error cuadrático medio general que contempla las tres variables está dada por la ecuación 16.

$$RMSE_{Total} = \frac{RMSE_{\dot{m}_{cp}} + RMSE_{\dot{W}_{cp}} + RMSE_{t_{sal,cp}}}{3} \quad (16)$$

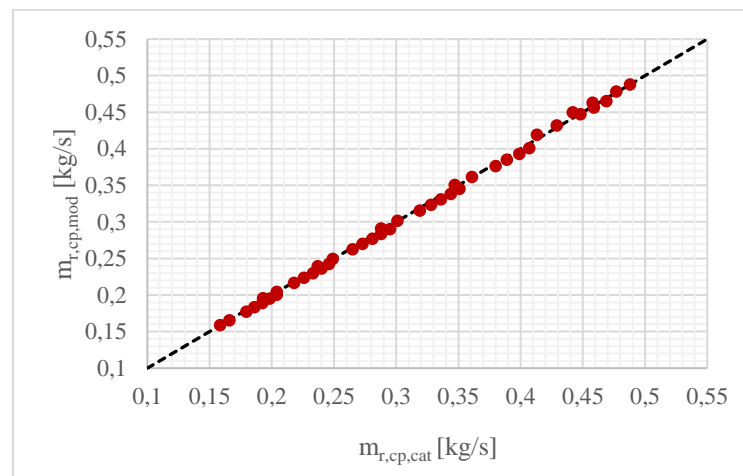
La minimización del error cuadrático medio se realizará optimizando los parámetros del modelo, los cuales son  $\alpha$ ,  $C_f$ ,  $d_{sal,cp}$ ,  $d_{en,cp}$ ,  $T_{pérdida,0}$  y  $V_{s,cp}$ . Los valores de los parámetros que optimizaron de mejor manera el  $RMSE_{Total}$  de los compresores a pistón seleccionados se presentan en la tabla 3-4.

Para la obtención de los parámetros para los compresores de velocidad variable se consideraron datos de catálogo a una velocidad de 25 [Hz], 50 [Hz] y 70 [Hz] para el compresor 4MTL-12\_[INV] y a 30 [Hz], 50 [Hz] y 70 [Hz] para los compresores 4MTL-35\_[INV] y 4MTL-40\_[INV], ya que estas son las velocidades mínimas, medias y máximas de cada uno.

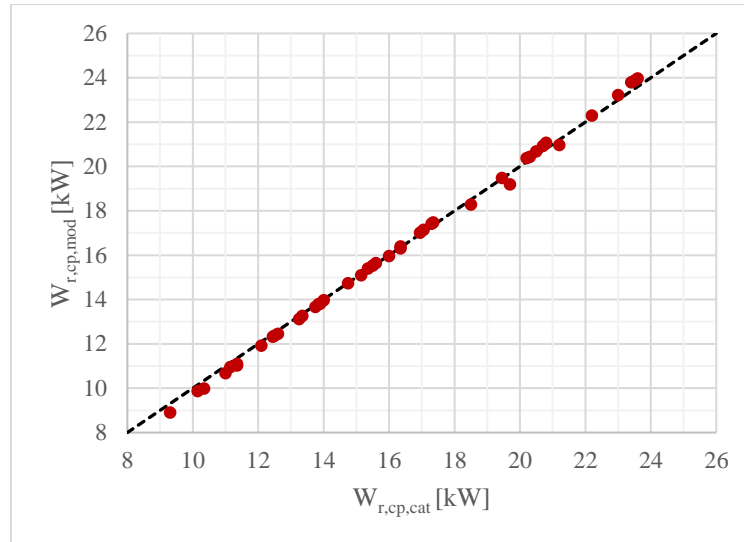
**Tabla 3-4. Parámetros compresores a pistón.**

Compresor	$\alpha$	$C_f$	$d_{sal,cp}$	$d_{en,cp}$	$T_{pérdida,0}$	$V_{s,cp}$	$RMSE_{Total}$
4MTL-12_	0,319	0,0893	0,0396	0,017	0,000941	0,0000525	0,269
4MTL-12_[INV]	0,415	0,101	0,00815	0,0895	0,000756	0,0000525	1.502
4MTL-30_	0,279	0,0843	0,00827	0,05	0,00145	0,0000985	0,294
4MTL-35_[INV]	0,366	0,09	0,0103	0,5	0,000419	0,000119	0.96
4MTL-40_[INV]	0,359	0,702	0,0106	0,0146	0,000604	0,000143	1,343
4MJD-33	0,347	0,0287	0,011	0,045	0,00132	0,000264	0,3264
4MK-35	0.274	0.0288	0.0146	0.08	0.00358	0.00056	0,656

Para ejemplificar los resultados de los parámetros obtenidos, se presentan las figuras 3-12 y 3-13, donde se muestra la dispersión de los datos de flujo másico y potencia del compresor obtenidos de catálogos versus los obtenidos por el modelo. Los gráficos son hechos a partir del compresor 4MTL-30\_.



**Figura 3-12. Flujo másico catálogo vs flujo másico modelo. Compresor 4MTL-30\_. (Fuente: Elaboración propia)**



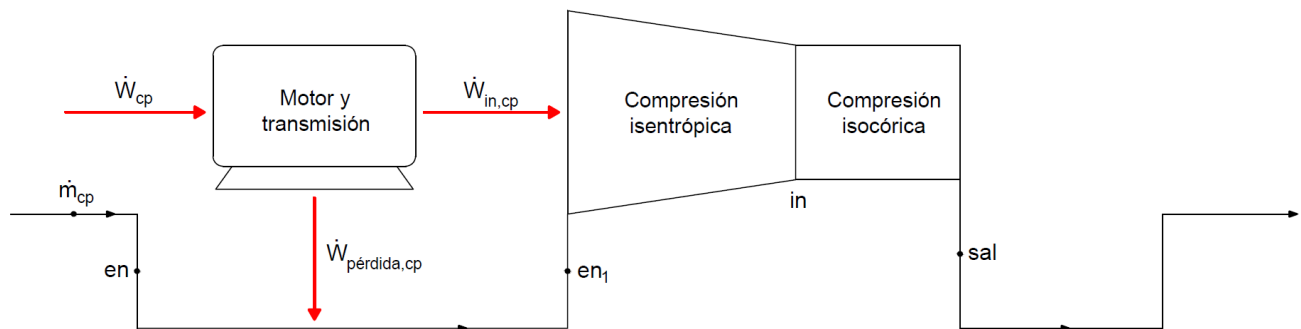
**Figura 3-13. Potencia catálogo vs potencia modelo. Datos del compresor 4MTL-30\_. (Fuente: Elaboración propia)**

En las figuras 3-12 y 3-13 la mayor parte de los datos están sobre o cercanos a la línea de  $45^\circ$ , lo que confirma el bajo error del  $RMSE_{Total}$  obtenidos.

### 3.5.2 Compresores Scroll.

A diferencia del modelo de compresores a pistón, para los compresores Scroll se considera una etapa de compresión adiabática y reversible (isentrópica) y otra adiabática e isocórica. Al igual que para el compresor a pistón el modelo se obtuvo de la investigación realizada por Lebrun et al. [26].

El esquema del modelo del compresor Scroll se presenta en la figura 3-14.



**Figura 3-14. Esquema modelo compresor Scroll. (Fuente: Elaboración propia)**

El flujo volumétrico aspirado por un compresor Scroll está dado por la relación entre la velocidad de rotación y el volumen barrido.

$$\dot{V}_{en1,cp} = N_{cp} \cdot V_{s,cp} \quad (17)$$

Mientras que el flujo másico que está moviendo el compresor queda dado por la ecuación 18.

$$\dot{m}_{cp} = \frac{\dot{V}_{en1,cp}}{v_{en1,cp}} \quad (18)$$

Para este modelo es necesario obtener el comportamiento interno del compresor, el cual se obtiene a partir de la ecuación 19 de volumen específico. Además, la entropía interna es igual a la de la “en1”, ya que en ese tramo existe una compresión isentrópica.

$$v_{in,cp} = \frac{v_{en1,cp}}{r_{v,in,cp}} \quad (19)$$

La potencia interna del compresor estará dada por la suma de las dos etapas de compresión (la isentrópica y la isócara) y se determina por medio de la ecuación 20.

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{m}_{cp} \cdot (h_{in} - h_{en1}) + \dot{m}_{cp} \cdot v_{in,cp} \cdot (P_{sal} - P_{in}) \quad (20)$$

Luego, la potencia al eje del compresor está dada por las siguientes igualdades.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{pérdida,cp} = \dot{m}_{cp} \cdot (h_{sal} - h_{en}) \quad (21)$$

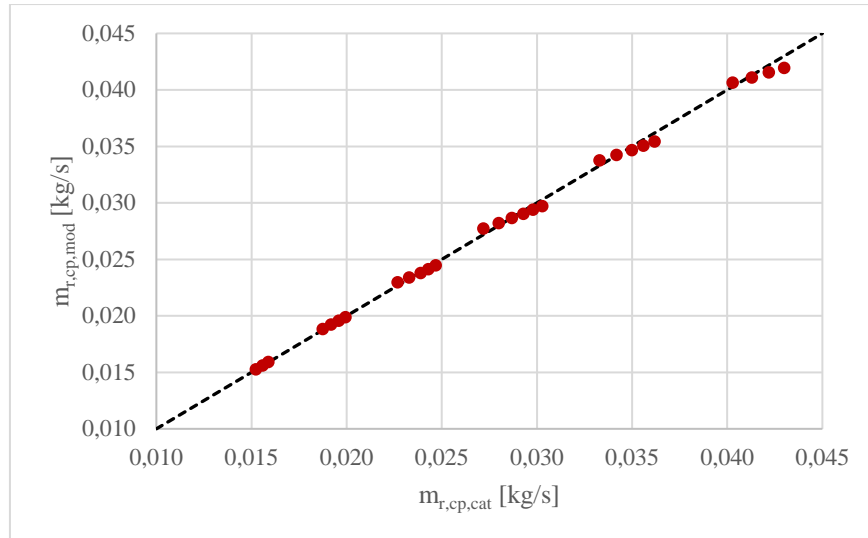
Para el modelo de este tipo de compresores se agrega el parámetro de la razón de volúmenes  $r_{v,in,cp}$  y la optimización de todas las variables de salida se hará de la misma forma que se explicó en el punto 3.5.1.

Los valores de los parámetros  $\alpha$ ,  $r_{v,in,cp}$ ,  $T_{pérdida,0}$  y  $V_{s,cp}$  de cada compresor Scroll se presentan en la tabla 3-5, donde para los compresores digitales se consideró una capacidad fija de un 100%, ya que para los compresores de los sistemas Booster con R744 no se encontró datos de catálogos para otras capacidades.

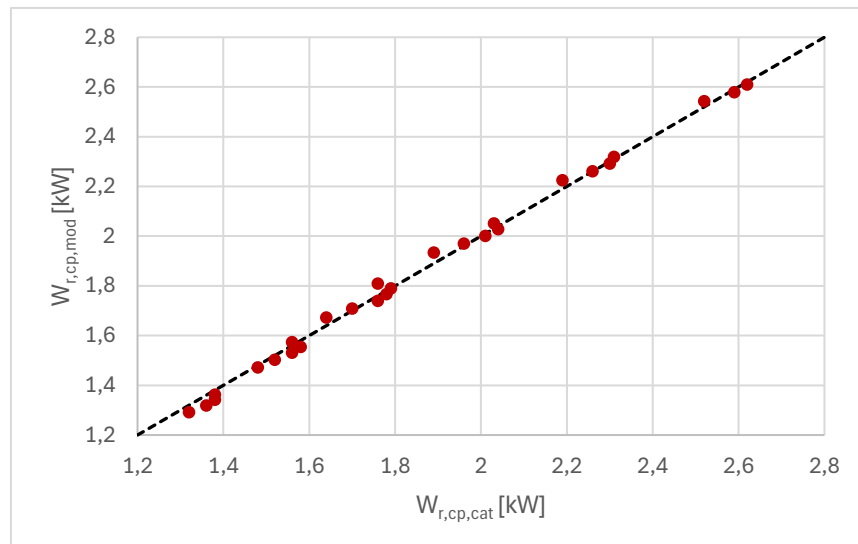
**Tabla 3-5. Parámetros compresores Scroll.**

Compresor	$\alpha$	$r_{v,in,cp}$	$T_{pérdida,0}$	$V_{s,cp}$	RMSE <sub>Total</sub>
ZO25AG-TFD	0,365	2,419	0,0003	0,00002428	0,487
ZOD34K3E-TFD	0,345	2,254	0,00047	0,0000222	0,386
ZF49K5E-TFD	0,219	5	0,00166	0,000247	0,387
ZFD41K5E-TFD	0,189	5	0,00167	0,000204	0,601

En las figuras 3-15 y 3-16 se muestra gráficamente la dispersión de datos del flujo másico y potencia de los compresores Scroll obtenidos por el modelo con los parámetros definidos en la tabla 3-5 en comparación con los datos de catálogo entregados por el fabricante. Se graficaron los resultados del modelo ZOD34K3E-TFD y se sobreponen respecto a una de línea de 45° para identificar el error que presentan.



**Figura 3-15. Flujo másico catálogo vs flujo másico modelo. Compresor ZOD34K3E-TFD. (Fuente: Elaboración propia)**



**Figura 3-16. Potencia catálogo vs potencia modelo. Compresor ZOD34K3E-TFD. (Fuente: Elaboración propia)**

### 3.5.3 Condensador/gas cooler.

El funcionamiento del condensador o gas cooler se verá directamente influenciado por la temperatura ambiente que exista, ya que este es el fluido que enfría el refrigerante. Dependiendo de la temperatura ambiente, el intercambiador de calor trabajará como condensador o gas cooler. De acuerdo con lo presentado por Gullo et al. [27] el refrigerante R744 trabaja en la zona subcrítica hasta una temperatura exterior de 17°C, siendo este el caso donde el intercambiador de calor funciona como condensador. Para temperaturas exteriores entre 17°C y 27°C el R744 está en una zona de transición, mientras que a temperaturas iguales o superiores a 28°C opera en la zona transcrítica, por lo que el intercambiador de calor trabaja como gas cooler. El sistema con R404A siempre trabajará como condensador, ya que su temperatura crítica es alta (72,12°C), lo que permite admitir temperaturas ambiente mayores, sin entrar en la zona transcrítica del refrigerante.

Para modelar el condensador de los sistemas de refrigeración con R744 y R404A se utilizará el método pinch point, el cual se basa en la realización de balances de energía de los dos fluidos que pasan por el condensador y por la asignación de una diferencia de temperatura constante entre el refrigerante y el aire en un punto específico del condensador o gas cooler según corresponda. Este modelo considera que no existen pérdidas de carga en el intercambiador de calor, por lo que la presión del aire y del refrigerante permanecen constantes. Además, como se menciona en la tabla 3-2 se considerará un subenfriamiento de 2 °C. La diferencia de temperatura entre los dos fluidos del condensador se explicará a continuación.

Cuando el intercambiador de calor este trabajando como condensador, ya sea para el refrigerante R744 o R404A, la diferencia de temperatura que se asignará será entre la temperatura del refrigerante que esta como vapor saturado y la del aire en un punto intermedio. La expresión gráfica de este modelo del condensador se presenta en la figura 3-17.

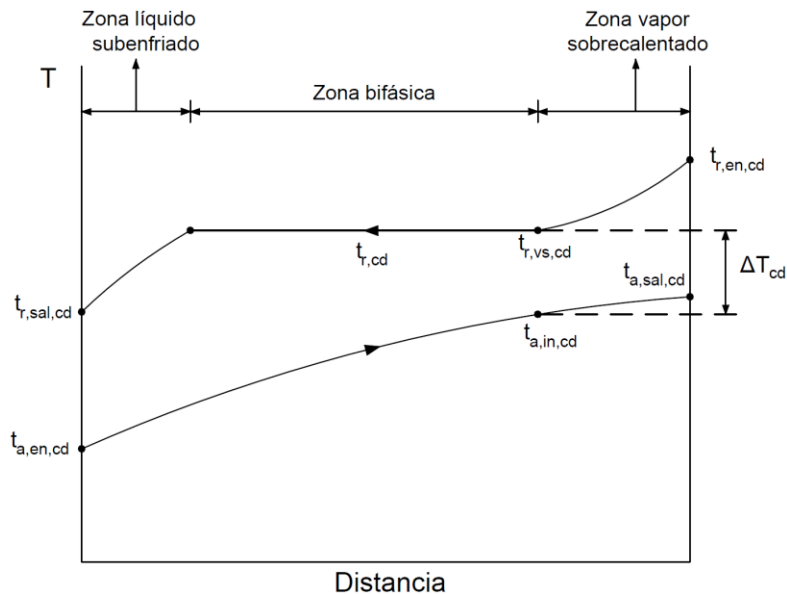


Figura 3-17. Variación de la temperatura en el condensador. (Fuente: Elaboración propia)

Para este modelo del condensador es necesario realizar los balances de energía entre los puntos de vapor saturado y la salida del refrigerante, y entre la entrada, y el punto intermedio del aire. Ambos flujos de calor serán iguales, estos balances de energía se presentan en las ecuaciones 22, 23 y 24.

$$\dot{Q}_{r,vs-sal,cd} = \dot{m}_{r,cd} \cdot (h_{r,vs,cd} - h_{r,sal,cd}) \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{a,en-in,cd} = \dot{m}_{a,cd} \cdot (h_{a,in,cd} - h_{a,en,cd}) \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{r,vs-sal,cd} = \dot{Q}_{a,en-in,cd} \quad (24)$$

Además, la diferencia de temperatura  $\Delta T_{cd}$  será igual a la diferencia entre la temperatura de condensación y la intermedia del aire.

$$\Delta T_{cd} = t_{r,cd} - t_{a,in,cd} \quad (25)$$

A esta diferencia de temperatura se le asigna un valor constante de 7 °C para ambos refrigerante en estudio, esto de acuerdo con la información entregada por Karampour y Sawalha [28].

Luego, ya teniendo la temperatura y presión de condensación se realizan los balances de energía del refrigerante y del aire entre la entrada y salida, esto está dado por las ecuaciones 26, 27 y 28.

$$\dot{Q}_{r,cd} = \dot{m}_{r,cd} \cdot (h_{r,en,cd} - h_{r,sal,cd}) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{a,cd} = \dot{m}_{a,cd} \cdot (h_{a,sal,cd} - h_{a,en,cd}) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{r,cd} = \dot{Q}_{a,cd} \quad (28)$$

Se considera una temperatura mínima de condensación, la cual se da a una temperatura exterior de 4°C para los sistemas con R744 y a 15°C para el sistema con R404A, esto para que la razón de compresión no sea demasiado baja.

Para el caso en que el intercambiador de calor está trabajando como gas cooler, la diferencia entre la temperatura de salida del gas cooler y la de entrada del aire se denomina approach. En la figura 3-18 se presenta el cambio de temperatura en el gas cooler.

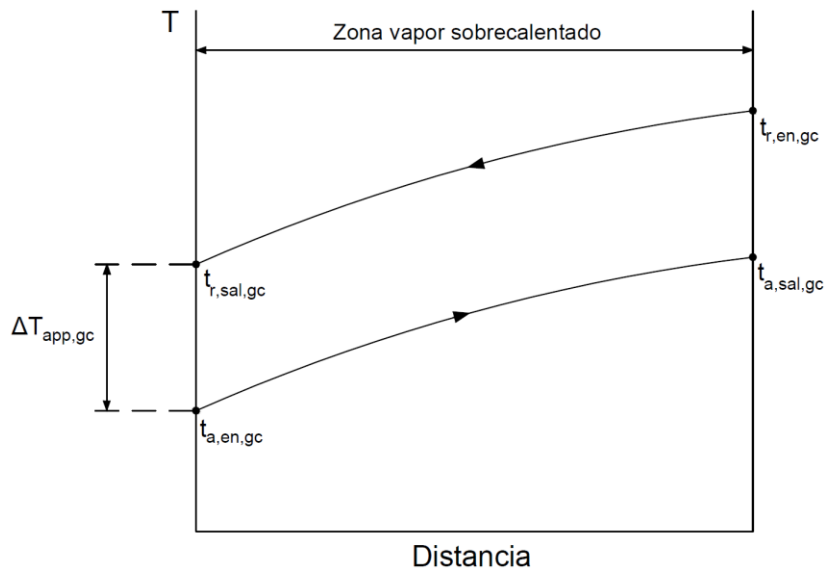


Figura 3-18. Variación de temperatura en el gas cooler. (Fuente: Elaboración propia)

La diferencia de temperatura approach está dada por la ecuación 29.

$$\Delta T_{app,gc} = t_{r,sal,gc} - t_{a,en,gc} \quad (29)$$

A la variable  $\Delta T_{app,gc}$  se le asigna un valor constante de 3°C, el cual se obtuvo de Karampour y Sawalha [28], mientras que la presión de salida del gas cooler que permite optimizar el COP se determina a partir de la ecuación entregada por los mismos autores, está dada por la ecuación 30.

$$P_{r,sal,gc} = 2,7 \cdot t_{r,sal,gc} - 6 \quad (30)$$

Luego, los balances de energía que permiten obtener la temperatura del aire y del refrigerante a la salida del gas cooler se muestran en las ecuaciones 31, 32 y 33.

$$\dot{Q}_{r,gc} = \dot{m}_{r,gc} \cdot (h_{r,en,gc} - h_{r,sal,gc}) \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{a,gc} = \dot{m}_{a,gc} \cdot (h_{a,sal,gc} - h_{a,en,gc}) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{r,gc} = \dot{Q}_{a,gc} \quad (33)$$

El flujo másico del aire del modelo del condensador y gas cooler se determinará a partir de los requerimientos de flujo de calor que es necesario disipar en los sistemas.

Los modelos presentados para el condensador y gas cooler son válidos cuando el refrigerante está operando en la zona subcrítica o transcrítica, respectivamente, y no se pueden utilizar cuando se está en la zona de transición, es por lo que para obtener resultados en esta última zona para el R744, se hará una extrapolación de los datos obtenidos en la zona subcrítica y transcrítica. No se utilizará un modelo específico para la zona de transición dada la complejidad de este.

### 3.5.4 Evaporadores.

Los evaporadores también son intercambiadores de calor, pero a diferencia del condensador y gas cooler de los sistemas, para este caso no se realizará una modelación tan detallada.

Para los evaporadores de este proyecto se hará un análisis termodinámico por medio de un balance de energía, el cual se presenta en las ecuación 34 y 35 para los de media y baja temperatura, respectivamente.

$$\dot{Q}_{ev,MT} = \dot{m}_{ev,MT} \cdot (h_{sal,ev,MT} - h_{en,ev,MT}) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{ev,LT} = \dot{m}_{ev,LT} \cdot (h_{sal,ev,LT} - h_{en,ev,LT}) \quad (35)$$

### 3.5.5 Eyector.

El eyector reemplaza a la válvula de expansión que está en la misma posición en los otros sistemas, no obstante el eyector tiene propiedades muy diferentes, por lo que para obtener los valores de sus variables es necesario realizar una metodología algebraica un tanto más compleja. En la figura 3-19 se detallan las entradas y salidas del eyector.

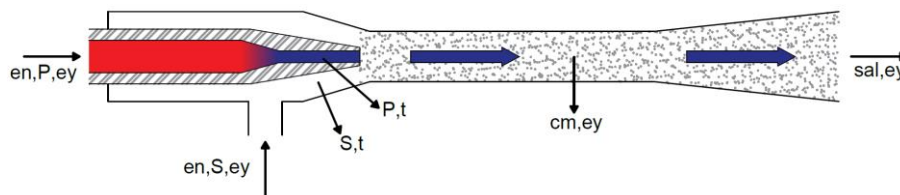


Figura 3-19. Esquema con la nomenclatura del eyector. (Fuente: Elaboración propia)

Para el modelo del eyector será necesario desglosar la metodología algebraica en sus zonas más importantes, que son la entrada del flujo primario y secundario, cuando ambos flujos están en la tobera, la cámara de mezcla y el difusor, ya que así se podrá conocer el modo en el que está operando el eyector. El análisis de la tobera y el difusor se realiza considerando que ambos procesos son isentrópicos, por lo que las ecuaciones de estas componentes se basarán en la eficiencia isentrópica, la cual tendrá un valor de 0.9 y 0.8 para la tobera y el difusor, respectivamente, esto de acuerdo con lo presentado por Zhang et al. [29].

Las ecuaciones 36 y 37 describen la eficiencia isentrópica de la tobera para el flujo primario y secundario respectivamente.

$$\varepsilon_{P,t,s} = \frac{h_{en,P,ey} - h_{P,t}}{h_{en,P,ey} - h_{P,t,s}} \quad (36)$$

$$\varepsilon_{S,t,s} = \frac{h_{en,S,ey} - h_{S,t}}{h_{en,S,ey} - h_{S,t,s}} \quad (37)$$

Luego, en la cámara de mezcla es posible realizar un balance de energía que podrá describir la entalpía en ese punto.

$$h_{cm,ey} = \frac{(\dot{m}_{ev,LT} + \dot{m}_{sal,vs,ft}) \cdot h_{P,t} + \dot{m}_{ev,MT} \cdot h_{S,t}}{\dot{m}_{Total}} \quad (38)$$

El cálculo en el difusor se realiza con la expresión de la eficiencia isentrópica del difusor, relacionando la cámara de mezcla con la salida del eyector, esto se presenta en la ecuación 39.

$$\varepsilon_{dif,s} = \frac{h_{sal,ey,s} - h_{cm,ey}}{h_{sal,ey} - h_{cm,ey}} \quad (39)$$

### 3.5.6 Estanque flash.

El estanque flash será el encargado de almacenar el fluido proveniente del condensador o gas cooler. En el recipiente el fluido en estado líquido saturado con calidad igual a 0 se repartirá a los evaporadores de media y baja temperatura, y el fluido que esta como vapor saturado con calidad de 1 se irá a los compresores de alta presión o al compresor paralelo, según corresponda. La válvula de expansión que está antes del recipiente será la que mantendrá la presión constante al interior de este (35 bar). En la figura 3-20 se presenta un esquema con la nomenclatura del estanque flash.

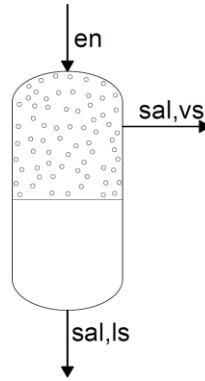


Figura 3-20. Esquema recipiente. (Fuente: Elaboración propia)

Realizando un análisis termodinámico en el recipiente por medio de un balance de energía es posible determinar el flujo másico de vapor que está saliendo del estanque flash.

$$\dot{m}_{sal,vs,ft} = (\dot{m}_{ev,LT} + \dot{m}_{ev,MT}) \cdot \frac{(h_{en,ft} - h_{sal,ls,ft})}{(h_{sal,vs,ft} - h_{en,ft})} \quad (40)$$

### 3.5.7 Válvulas de expansión.

Las configuraciones de refrigeración estudiadas contemplan válvulas de expansión en distintos puntos del sistema. Estas serán las encargadas de disminuir la presión del refrigerante cuando sea necesario para poder dejarlo con los requerimientos de la componente que está a continuación de esta, como los evaporadores o el recipiente. Todas las válvulas de expansión que se utilizan se consideran isoentálpicas, por lo que no existirá variación de entalpías en ellas, esto se traduce en la ecuación 41.

$$h_{en,vex} = h_{sal,vex} \quad (41)$$

### 3.6 Análisis global de los sistemas.

Para evaluar el comportamiento energético, de rendimiento, costos operacionales y de contaminación ambiental en las distintas configuraciones sistema de refrigeración-ciudad, se realizará un análisis de las siguientes variables.

Para determinar el rendimiento de cada sistema se determinará el COP, el cual dependerá directamente de la temperatura ambiente. Esto dará una visión de cuál es el rango de temperaturas más adecuado para cada sistema y de cuál es el que posee mejor rendimiento a temperaturas más altas. La determinación del COP está dada por la ecuación 42 y relaciona la capacidad de refrigeración de los evaporadores con el consumo energético de los compresores.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev,MT} + \dot{Q}_{ev,LT}}{\sum \dot{W}_{cp}} \quad (42)$$

Además, se analizará el COP en cada ciudad por medio de un COP integrado, el cual considera la capacidad frigorífica, la cantidad de horas al año en que hay cada temperatura y el consumo energético. El COP integrado está dado por la ecuación 43.

$$COP_{integrado} = \sum \frac{(\dot{Q}_{ev,MT,i} + \dot{Q}_{ev,LT,i}) \cdot Cantidad\ de\ horas}{\dot{W}_{cp,total}} \quad (43)$$

El consumo energético anual que tendrá cada sistema de refrigeración en las ciudades estará dado por la multiplicación del consumo eléctrico de cada componente a las distintas temperaturas ambientes por la cantidad de horas al año que hubo cada temperatura, esto está representado por la ecuación 44, donde  $i$  es la componente del sistema.

$$Consumo\ energético\ anual = \sum_i^n \dot{W}_i \cdot Cantidad\ de\ horas \quad (44)$$

Para evaluar el efecto de los sistemas de refrigeración en el medio ambiente se determinará el TEWI de la ecuación 45, el cual dependerá de variables propias de cada sistema y del tipo de refrigerante que utilizará cada uno.

$$TEWI = (GWP \cdot Er \cdot Vu) + (GWP \cdot Cr \cdot (1 - Fr)) + (Vu \cdot Cte \cdot Ed) \quad (45)$$

El valor de cada una de las variables se obtuvo de la literatura y los valores se presentan en la tabla 3-6 junto a la fuente donde se obtuvieron.

**Tabla 3-6. Valores variables TEWI.**

<b>Variable</b>	<b>R744</b>	<b>Fuente</b>	<b>R404A</b>	<b>Fuente</b>
GWP	1	[30]	3920	[27]
Er [%]	15	[31]	15	[27]
Vu [años]	10	[27]	10	[27]
Cr [kg/kW]	MT = 2 ; LT = 4	[31]	MT = LT = 4	[31]
Fr	0,95	[31]	0,95	[31]
Ed [tCO <sub>2</sub> eq/MWh]	0,2384	[32]	0,2384	[32]

También, se realizará un análisis económico a partir de los costos operacionales anuales de los sistemas de refrigeración, los cuales contemplan el consumo energético de cada uno. Se consideró que el supermercado base utiliza una tarifa de suministro BT4.3, ya que es un tipo de tarifa que se utiliza generalmente en supermercados. En la tabla 3-7 se detalla la tarifa eléctrica de las ocho ciudades estudiadas en el mes de enero de 2025, la cual fue obtenida de las páginas oficiales de los proveedores de energía de cada ciudad. En punta Arenas no se encontró información sobre los cargos por uso del sistema de transmisión, por lo que solo se consideraron los otros cargos.

**Tabla 3-7. Tarifas de suministro eléctrico de cada ciudad.**

Ciudad	Cargo fijo mensual BT4.3 [\$/cliente]	Cargo por uso de sistema de transmisión [\$/kWh]	Cargo por servicio público [\$/kWh]	Cargo por energía [\$/kWh]	Cargo por demanda máx. de potencia contratada o suministrada [\$/kW/mes]	Cargo por demanda máx. de potencia contratada o leída en horas punta [\$/kW/mes]
Calama	1001,88	27,502	3,905	128,372	5136	22250,9
Antofagasta	1001,88	27,502	3,905	134,62	5136	22250,9
Viña del Mar	1001,88	27,858	3,905	163,541	5022,2	20887,6
Santiago	845,83	9,651	3,905	141,417	4063,98	16786,86
Chillán	1001,88	26,785	3,905	143,857	9799,9	23720
Concepción	1001,88	26,785	3,905	143,857	5148,2	20025,3
Puerto Montt	1161,325	33,588	3,905	136,649	7565,62	24957,663
Punta Arenas	2175,65	-	3,905	133,4	6157,85	23256,9

### 3.7 Climatología ciudades.

El estudio del clima de las ocho ciudades seleccionadas se realizará por medio de la clasificación Köppen para identificar como es el clima en cada ciudad y con un gráfico que indique la cantidad de horas al año que hay cada temperatura. Será de suma importancia estos análisis, ya que el rendimiento de los sistemas de refrigeración se ve directamente influenciado por esta variable.

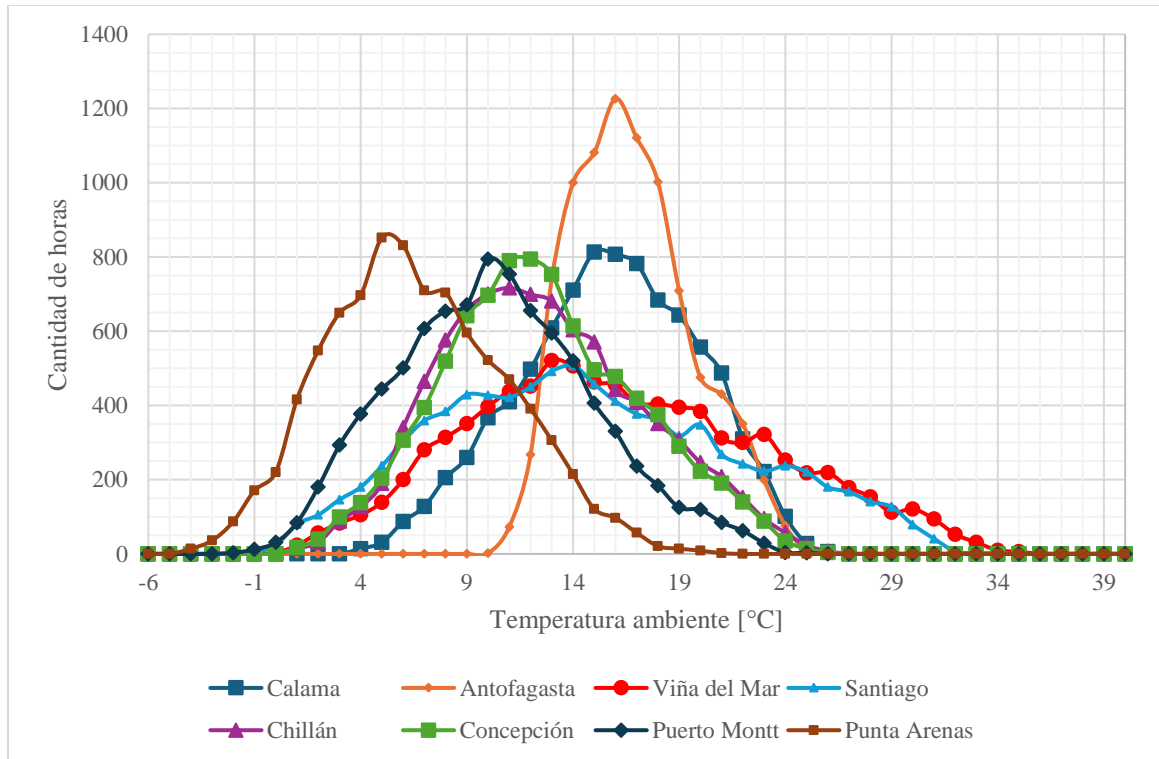
Chile es un país que tiene variados climas, debido a que tiene una pronunciada extensión de norte a sur, lo cual se ve reflejado en la clasificación Köppen de cada ciudad, obtenida de [33] y que se presenta en la tabla 3-8.

**Tabla 3-8. Clasificación Köppen de las ciudades.**

Ciudad	Clasificación Köppen	Descripción
Calama	BWk	Desértico frío
Antofagasta	BWk	Desértico frío
Viña del Mar	Csb	Mediterráneo de verano cálido
Santiago	Csb	Mediterráneo de verano cálido
Chillán	Csb	Mediterráneo de verano cálido
Concepción	Csb	Mediterráneo de verano cálido
Puerto Montt	Cfb	Marítimo de costa occidental (oceánico)
Punta arenas	Cfc	Marítimo subártico

El gráfico con la distribución de la cantidad de horas que hubo cada temperatura ambiente durante un año meteorológico típico en las ocho ciudades seleccionadas se presenta en la figura 3-21.

El promedio anual de temperatura de las ciudades en estudio oscilo entre los 6,6°C en el caso de Punta Arenas y los 16,7°C en Antofagasta, lo cual se distingue claramente en el gráfico de la figura 3-11. Para las ciudades de la zona centro, la temperatura promedio fue de 14,7°C y 16,2°C para Santiago y Viña del Mar, respectivamente, mientras que para las de la zona centro sur, es decir, Chillán y Concepción, fue de 12,5°C.



**Figura 3-21. Cantidad de horas para cada temperatura. (Fuente: Elaboración propia)**

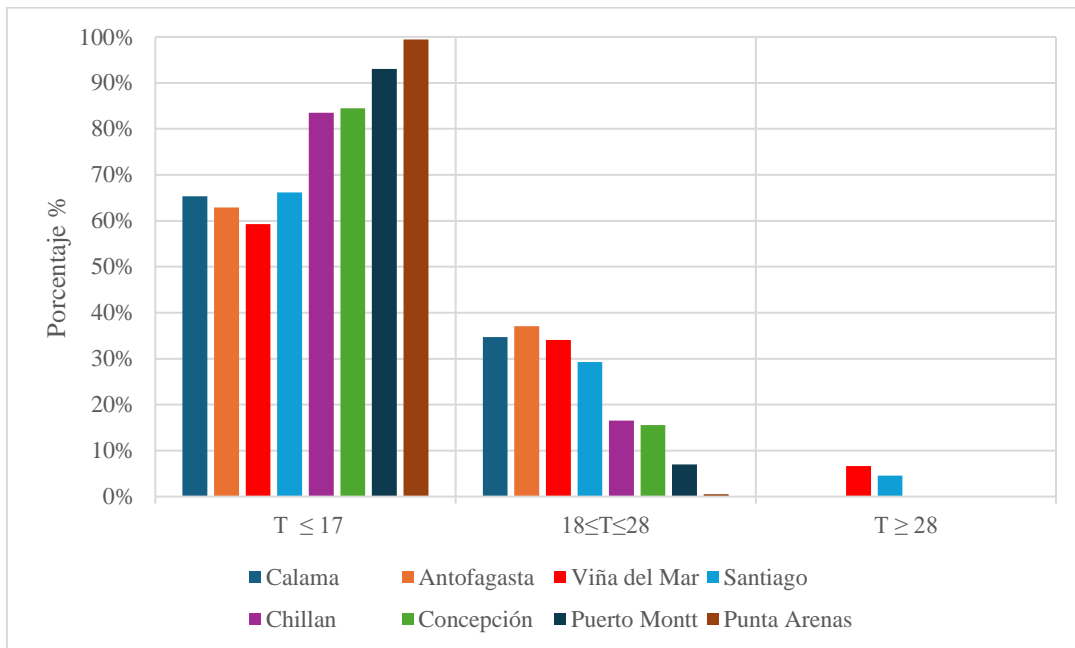
En el gráfico de la figura 3-21 es relevante realizar un análisis para tres rangos de temperaturas diferentes, ya que estos tramos marcarán cambios de estado o zonas importantes del refrigerante R744.

El primer intervalo para analizar es la cantidad de horas al año que hubo temperaturas inferiores a 17°C, ya que bajo esta temperatura exterior el refrigerante trabaja completamente en la zona subcrítica. Todas las ciudades tienen sobre un 59,3% de horas al año temperaturas inferiores a 17°C, siendo el caso de Puerto Montt y Punta Arenas los más extremos, que tienen un 93,0% y un 99,5%, respectivamente, luego, les siguen las dos ciudades de la zona centro sur, Concepción y Chillán, las cuales presentan un 84,5% y 83,5%, respectivamente.

Otro tramo importante de analizar es el rango de temperatura en el que el refrigerante R744 está en su zona de transición, es decir cuando pasará de la zona subcrítica a la transcítica, y que comprende desde los 18°C a los 27°C. Para esta sección las ciudades ubicadas en la zona norte de Chile son las que presentan mayor cantidad de horas, llegando a un 34,7% y 37,1% en las ciudades de Calama y Antofagasta, respectivamente. Luego, están las ciudades de la zona centro con un 34,1% para Santiago y un 29,3% para Viña del Mar.

El tercer tramo de interés es cuando la temperatura ambiente es superior a los 28°C, ya que sobre esta temperatura el refrigerante R744 comienza a trabajar en la zona transcítica y el condensador comienza a trabajar completamente como gas cooler. De las ciudades estudiadas solo Viña del Mar y Santiago tienen un porcentaje considerable de horas al año con temperaturas superiores a 28°C, con cifras de 6,63% y 4,56%, respectivamente. Las otras ciudades analizadas no tuvieron ninguna temperatura superior a 28°C en un año meteorológico típico.

Para complementar lo anterior se agrega el gráfico de barras de la figura 3-22 con los porcentajes de la cantidad de horas al año que hay cada temperatura en cada uno de los rangos de temperatura ya mencionados.



**Figura 3-22. Porcentaje de la cantidad de horas al año que hay cada temperatura en tres rangos de temperaturas diferentes. (Fuente: Elaboración propia)**

## **CAPÍTULO 4: Análisis y discusión de los resultados.**

En este capítulo se presentan los principales resultados obtenidos para los cuatro sistemas estudiados en este proyecto. Se muestran resultados de COP, consumo energético, TEWI y costos operacionales de las distintas configuraciones sistema-ciudad. Además, se identifican las diferencias porcentuales de consumo energético y TEWI que existen entre los sistemas con R744 y el con R404A. También se realiza una comparativa de los resultados obtenidos en este estudio con los obtenidos por otros autores para investigaciones similares.

### **4.1 COP de los sistemas de refrigeración.**

En la figura 4-1 se presenta el gráfico con los valores de COPs obtenidos para los cuatro sistemas a cada temperatura exterior. De este gráfico es posible concluir los siguiente puntos.

A temperaturas inferiores a los 4°C los sistemas muestran COPs constante, con valores de COPs de 3,74, 4,09 y 4,93 para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente, este rendimiento constante se debe a que tanto la capacidad de refrigeración, como la temperatura mínima de condensación no poseen variaciones en el rango de temperaturas entre -6°C y 4°C. Pasados los 4°C el rendimiento de estos tres sistemas comienza a disminuir, acercándose al del sistema con R404A, el cual no tiene grandes variaciones de COP hasta los 15°C.

En todo el rango de temperaturas estudiado todos los sistemas de refrigeración con R744 tuvieron mejores COPs que el sistema con R404A, salvo entre los 12°C y 18°C, donde el Booster convencional tuvo valores inferiores, llegando a un 5,1% menos a los 15°C.

A los 18°C los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, tienen COPs de 2,37, 2,63 y 2,94, respectivamente. Estos valores se traducen en un aumento del 0,4%, 11,3% y 24,4% de COPs para los mismos sistemas respecto al con R404A, el cual tiene un COP de 2,94 a esa temperatura. A los 28°C, que es donde finaliza la etapa de transición, los sistemas Booster con R744 tienen COPs superiores al sistema con R404A, en un 30,4%, 46,6% y 64,5%, para el convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente.

A los 35°C, que es la máxima temperatura registrada entre todas las ciudades estudiadas según el año meteorológico típico, los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo, con eyector y con R404A presentan COPs de 1,54, 1,69, 1,86 y 1,25, respectivamente, donde el porcentaje de aumento de los tres primeros, respecto al con R404A, es de 22,4%, 34,8% y 48,2, respectivamente.

En la zona transcítica los sistemas que utilizan R744 mantienen diferencias de COPs con pocas variaciones respecto al con R404A. A los 40°C los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo, con eyector y con R404A tienen valores de COPs de 1,27, 1,42, 1,65 y 1,0, respectivamente, lo que se traduce en un aumento de hasta un 64% en el caso del Booster con eyector respecto al sistema con R404A.

A lo largo de todas las temperaturas ambiente estudiadas se identifica una tendencia de disminución de COP de todos los sistemas a medida que esta aumenta. En general, el sistema Booster con eyector es el que muestra un mejor rendimiento en todas las temperaturas analizadas, esto se debe a que al

utilizar un eyector que impulse el fluido proveniente del evaporador de media temperatura, se permite la disminución de la cantidad de compresores en la etapa de media temperatura, disminuyendo la potencia total de esa etapa de compresión. Luego, le sigue el sistema con compresor paralelo, el cual presenta un buen rendimiento, dado que al aumentar la temperatura exterior, también se incrementa la temperatura a la salida del condensador o gas cooler, y por ende, existe un aumento de la cantidad de vapor saturado que está saliendo del estanque flash y entrando al compresor paralelo, por lo que, se está liberando al resto del sistema de este fluido a alta temperatura y presión, además esta etapa de compresión utiliza compresores de menor capacidad.

Los cambios abruptos de COPs que existen en algunos puntos, como entre los 8°C y 9°C para el sistema Booster con eyector, se debe a que justo ahí se agrega un compresor adicional al sistema. Cuando es un compresor de la etapa de media temperatura se distingue más este cambio, ya que estos poseen una mayor potencia. Entre los 5° y los 15°C el sistema Booster con R404A tiene un ligero aumento de COP, que se produce por el aumento de la capacidad de refrigeración y porque la temperatura de condensación permanece constante en ese rango de temperatura, lo que permite que el porcentaje de aumento de la potencia de los compresores sea inferior al aumento de los requerimientos frigoríficos.

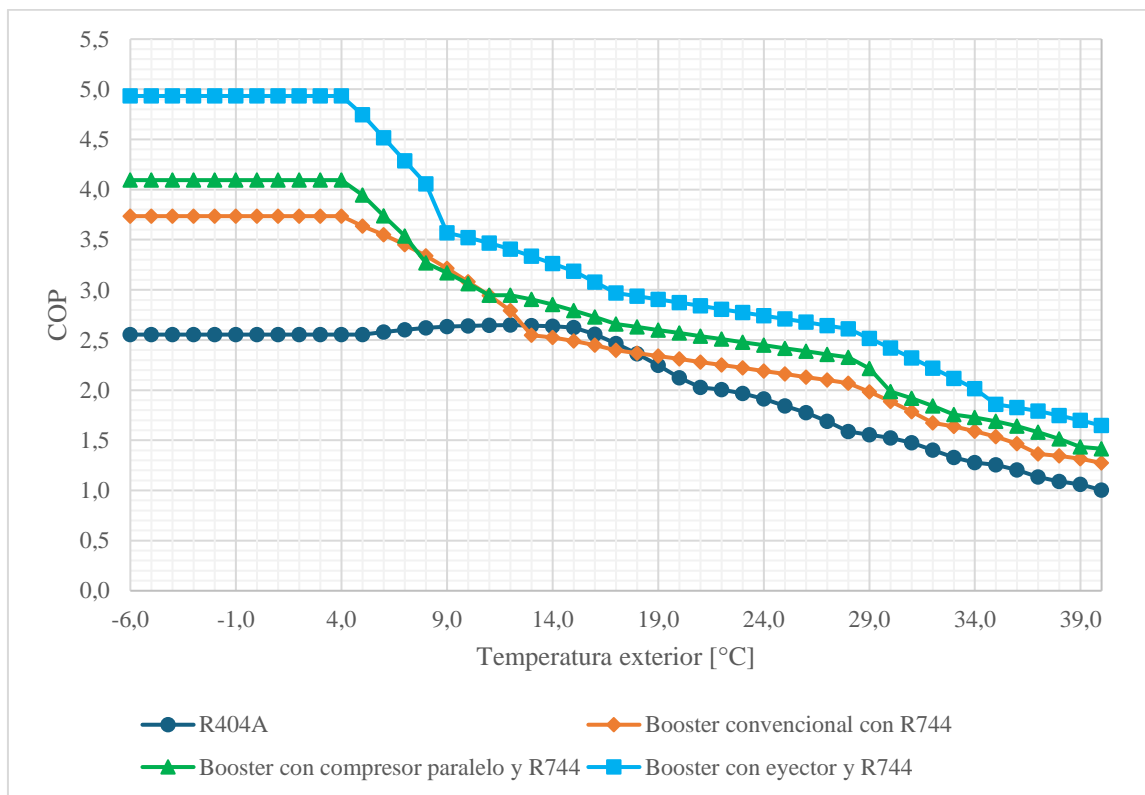


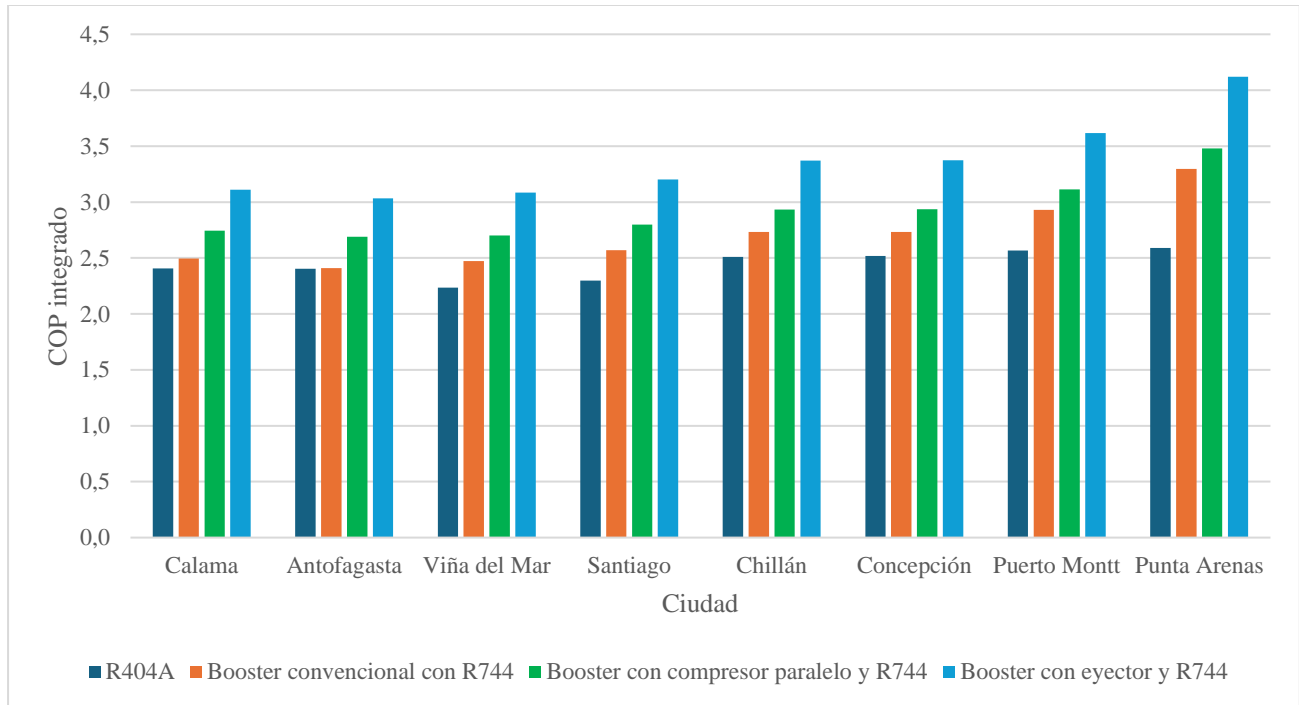
Figura 4-1. COP de los cuatro sistemas en estudio. (Fuente: Elaboración propia)

#### 4.2 COP integrado.

Los resultados del COP integrado para cada ciudad se describen en el gráfico de la figura 4-2.

Se logra identificar que el sistema Booster con R404A es el que tiene el rendimiento más bajo de los cuatro sistemas, con valores que van desde 2,23 en Viña del Mar, hasta 2,59 en Punta Arenas. Por su

parte, los sistemas Booster con R744 tienen un mejor rendimiento en todas las ciudades, y con valores que oscilan entre, los 2,41 para el sistema Booster convencional en Antofagasta, y 4,12 para el sistema Booster con eyector en Punta Arenas. Se distingue una tendencia de mejor COP integrado en las ciudades que tienen temperaturas más bajas, lo cual se debe a que los sistemas tienen un menor consumo energético a bajas temperaturas.

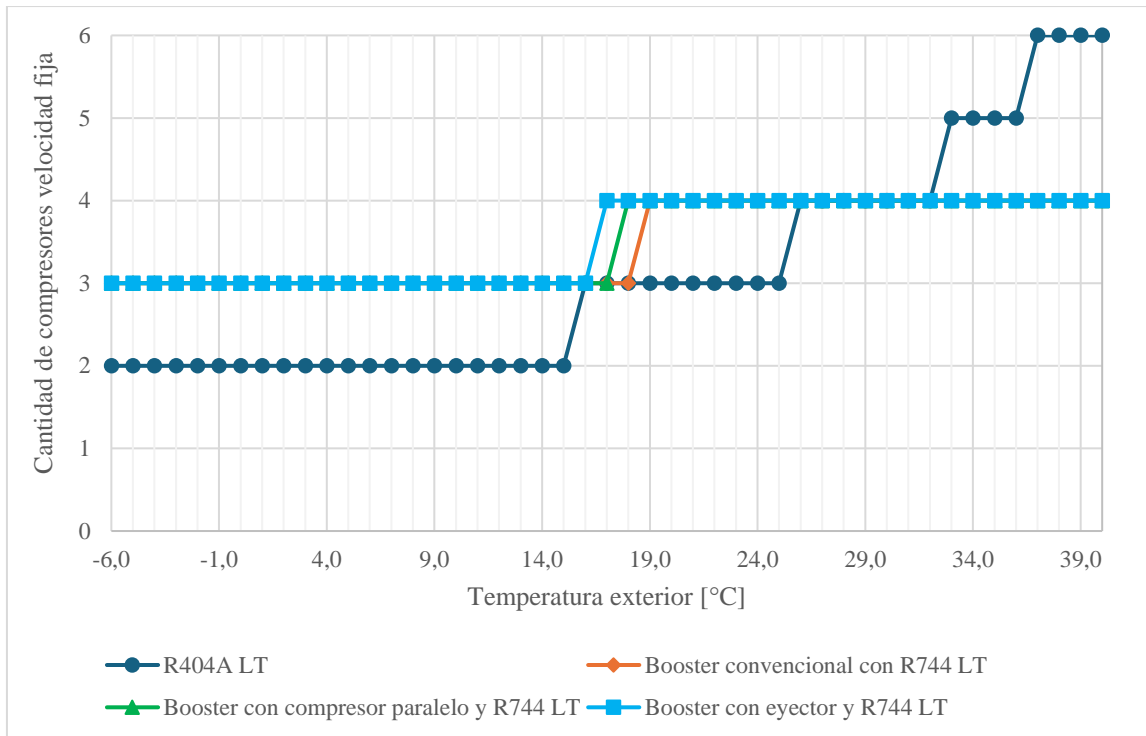


**Figura 4-2. COP integrado para cada ciudad. (Fuente: Elaboración propia)**

#### 4.3 Cantidad de compresores en uso.

La cantidad de compresores de velocidad fija que trabajan on/off que estarán en funcionamiento dependerá directamente de la temperatura ambiente que exista. En la figura 4-3 se muestra la cantidad de compresores de velocidad fija en la etapa de baja temperatura que están funcionando a cada temperatura ambiente.

En la figura 4-3 se identifica que para los tres sistemas Booster con R744 la cantidad de compresores en funcionamiento oscila entre los tres y cuatro. Los tres sistemas se diferencian en que el cuarto compresor comienza a funcionar a los 16°C, 17°C y 18°C para los sistemas Booster con eyector, con compresor paralelo y convencional, respectivamente. Para el sistema con R404A el rango de compresores en funcionamiento es más amplio, y va desde los dos, hasta los seis compresores.

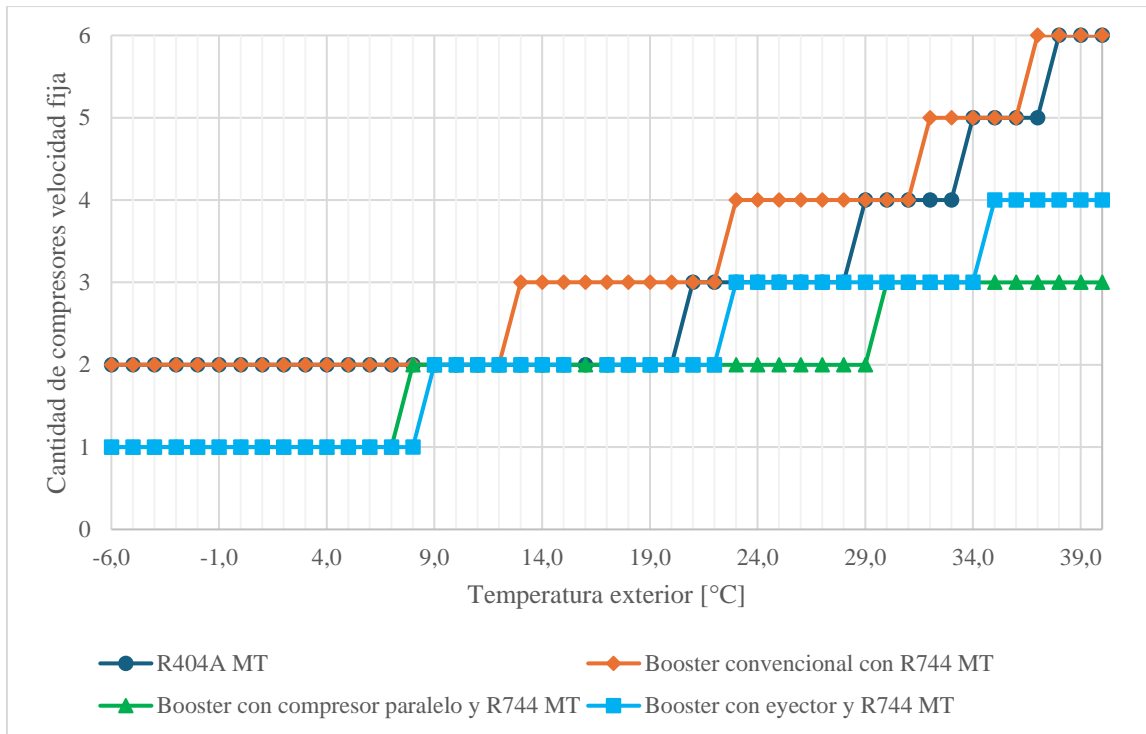


**Figura 4-3. Cantidad de compresores de velocidad fija funcionando en la etapa de baja temperatura. (Fuente: Elaboración propia)**

En la figura 4-4 se presenta la cantidad de compresores on/off que están en funcionamiento en la etapa de media temperatura para cada sistema de refrigeración, a cada temperatura ambiente. En este caso el rango de compresores en funcionamiento es más amplio y variado para los cuatro sistemas, lo cual se debe a que el flujo de refrigerante que ingresa a esta etapa de compresión es diferente para cada uno.

A temperaturas inferiores a 12°C todos los sistemas trabajan con uno o dos compresores, ya que el flujo másico que circula es bajo. Tanto el sistema Booster convencional, como el con R404A llegan a utilizar seis compresores a los 40°C, lo que implica que el COP de estos sistemas sea bajo a esta temperatura, además, se identifica un rápido aumento de la cantidad de compresores en uso entre los 31°C y 40°C para ambos sistemas, esto dado que todo el flujo másico de refrigerante de los sistemas pasa por esta etapa de compresión, a diferencia del Booster con compresor paralelo y con eyector, que tienen otras componentes que permiten disminuir la cantidad de flujo másico en esta etapa de compresión.

El uso de una mayor cantidad de compresores en la etapa de media temperatura tiene un impacto significativo en los resultados de COP, ya que estos tienen una mayor potencia que los de media temperatura.



**Figura 4-4. Cantidad de compresores de velocidad fija funcionando en la etapa de media temperatura (Fuente: Elaboración propia)**

Es importante recalcar que en todo momento está funcionando el compresor de velocidad/capacidad variable, y que varía dependiendo de los requerimientos del sistema.

#### 4.4 Consumo energético anual de los sistemas de refrigeración.

El consumo energético anual en MWh de los cuatro sistemas de refrigeración implementados en las ocho ciudades estudiadas se presenta en la figura 4-5. A continuación, se realiza un análisis del gráfico.

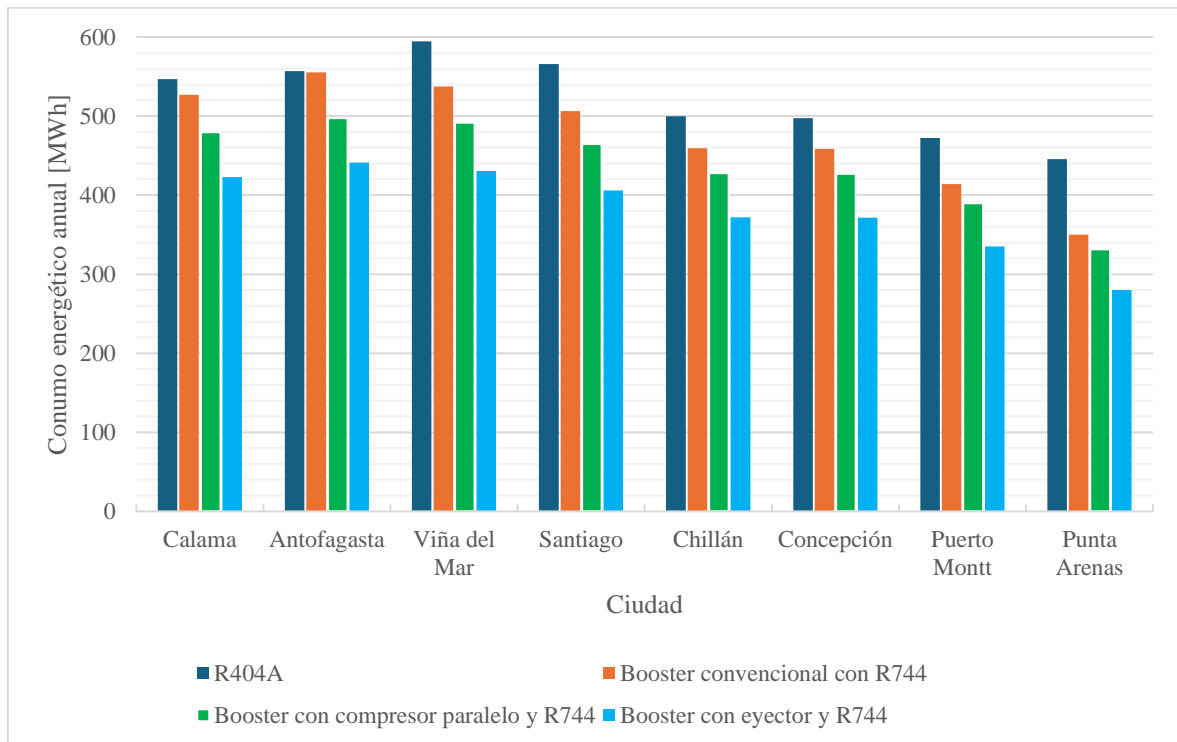
Los resultados de consumo energético están directamente relacionados con la cantidad de horas al año que hubo cada temperatura y con el rendimiento que tiene cada sistema en cada temperatura, por lo que en las ciudades más cálidas es donde se obtuvo un consumo energético mayor. En todas las ciudades el sistema Booster con R404A fue el que obtuvo un consumo energético mayor respecto a los sistemas con R744. En general, existe una clara tendencia de consumo entre los sistemas de refrigeración, siendo el Booster con eyector el que tiene un menor consumo energético, seguido por el Booster con compresor paralelo y por el Booster convencional.

En las ciudades del norte de Chile se obtuvieron resultados similares en cuanto a cantidad de MWh anuales consumidos, llegando a 546,7 [MWh] y 556,7 [MWh] con el sistema Booster con R404A, 527 [MWh] y 555 [MWh] con el Booster convencional, 479,5 [MWh] y 497,5 [MWh] con el Booster con compresor paralelo y 423 [MWh] y 441,2 [MWh] con el Booster con eyector, en las ciudades de Calama y Antofagasta, respectivamente.

En Viña del Mar fue donde se obtuvo un mayor consumo anual, con cifras de 537,2 [MWh], 491,5 [MWh] y 430,4 [MWh] para los sistemas con R744 Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente, y 594,5 [MWh] para el sistema con R404A. Mientras que Punta Arenas

fue la ciudad que obtuvo el menor consumo energético anual de cada sistema, con 350,1 [MWh], 331,6 [MWh] y 280 [MWh], para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente.

Los resultados de consumo energético son concordantes con los obtenidos en la figura 4-2 para el COP integrado, ya que esta última variable depende directamente del consumo energético de cada ciudad, por lo que mientras más bajo sea el consumo energético, más alto será el COP integrado.

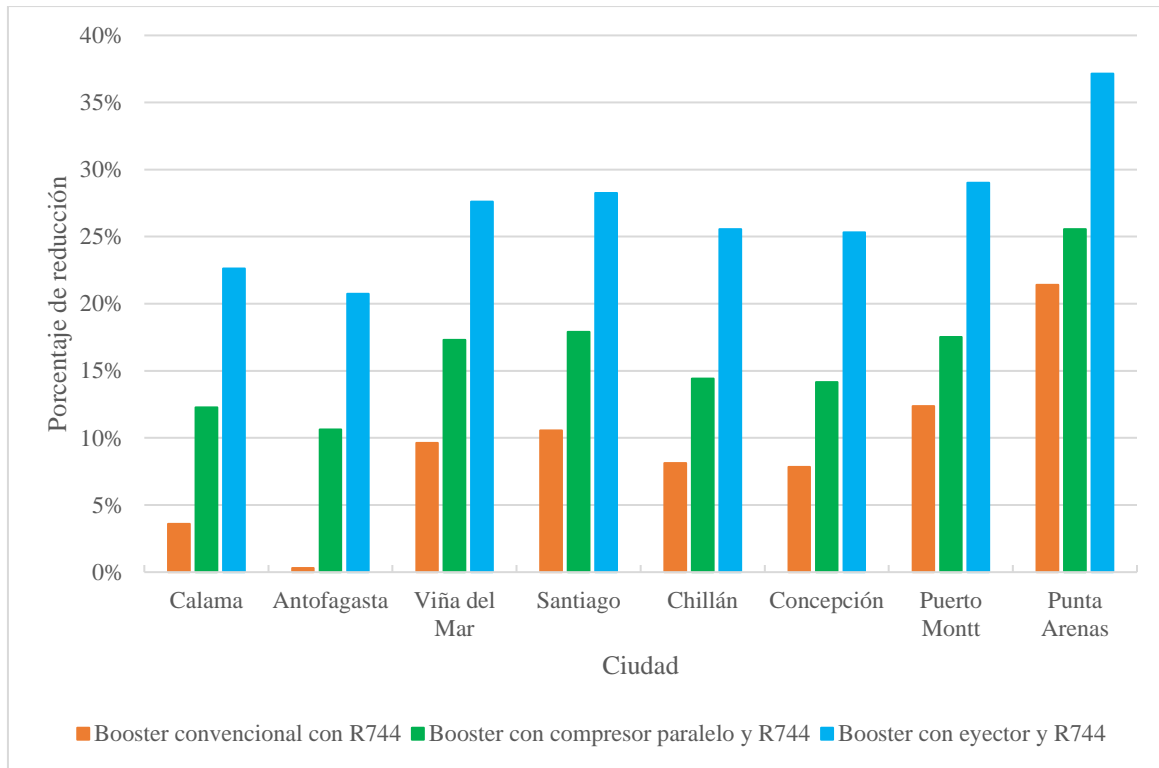


**Figura 4-5. Consumo energético anual de cada configuración sistema-ciudad. (Fuente: Elaboración propia.)**

En el gráfico de la figura 4-6 se presentan las reducciones de consumo energético en porcentaje de los sistemas que utilizan R744, respecto al sistema base con R404A en cada ciudad.

Las reducciones de consumo energético van desde un 0,3% en Antofagasta para el Booster convencional, hasta un 37,2% para el Booster con eyector en Punta Arenas. Se aprecia que, mientras más fría es la ciudad, mayor es la reducción de consumo energético de los sistemas con R744 respecto al con R404A, esto gracias al buen rendimiento de estos sistemas a bajas temperaturas. Es relevante destacar que por más que en algunos casos la reducción es baja, en todas las ciudades se registra una reducción de consumo energético.

La ciudades de la zona centro sur, tienen reducciones de consumo similares, con cifras en Chillán de 8,1%, 14,4% y 25,6%, y en Concepción de 7,8%, 14,2% y 25,3% para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente.



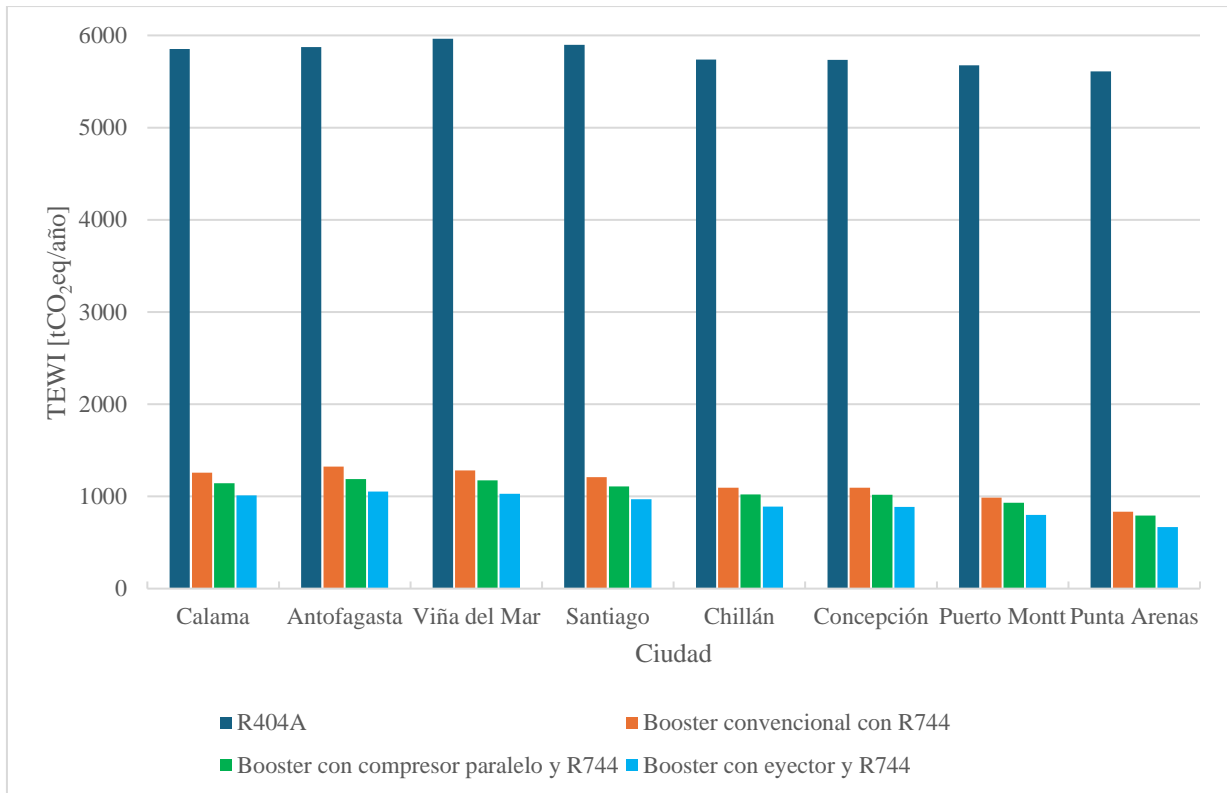
**Figura 4-6. Reducción consumo energético sistemas con R744 respecto a sistema con R404A.**  
(Fuente: Elaboración propia)

#### 4.5 TEWI de los sistemas de refrigeración.

Los resultados del impacto total al calentamiento global en un año se presentan en la figura 4-7, la cual muestra los valores obtenidos para cada configuración sistema-ciudad.

El sistema Booster con R404A es el que presenta mayor TEWI en las ocho ciudades, donde sus valores oscilan entre las 5609,9 [tCO<sub>2</sub>eq/año] y 5965,2 [tCO<sub>2</sub>eq/año] para las ciudades de Punta Arenas y Viña del Mar, respectivamente. Los altos valores para este sistema se deben a que el potencial de calentamiento global del refrigerante R404A es mucho más alto en comparación con el R744. En todas las ciudades el valor TEWI del Booster con R404A, al menos, cuatriplica la cantidad de los sistemas con R744.

En Antofagasta es donde se obtienen los valores más altos para los sistemas con R744, con cifras de 1324,3 [tCO<sub>2</sub>eq/año], 1187,2 [tCO<sub>2</sub>eq/año] y 1052,9 [tCO<sub>2</sub>eq/año] para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente, mientras que para los mismos sistemas los valores más bajos se obtuvieron en Punta Arenas, con TEWI de 835,7 [tCO<sub>2</sub>eq/año], 791,6 [tCO<sub>2</sub>eq/año] y 668,6 [tCO<sub>2</sub>eq/año], respectivamente para cada sistema. La variación de TEWI entre los sistemas con R744 se debe principalmente al consumo energético anual que registró cada ciudad, ya que las otras variables de las que depende son constantes y no se calculan en función de la ciudad.

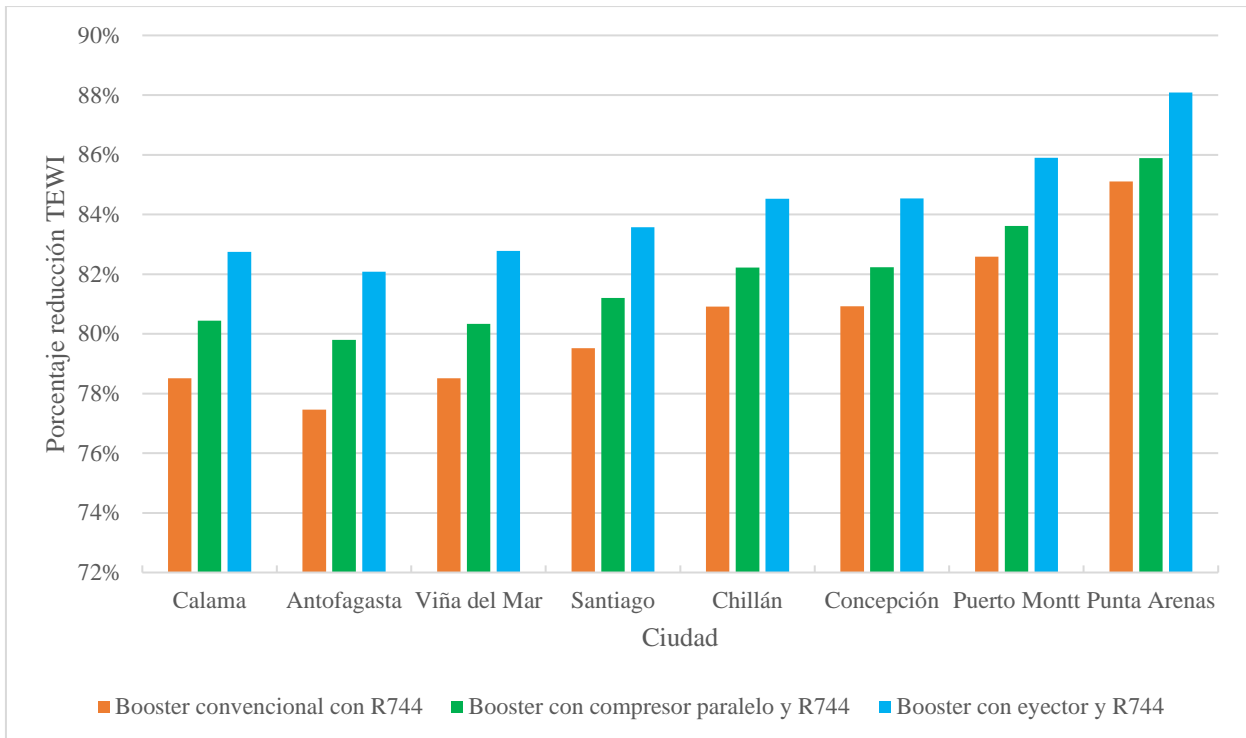


**Figura 4-7. TEWI de las configuraciones sistema-ciudad. (Fuente: Elaboración propia)**

En la figura 4-8 se analiza por medio de un gráfico de barras la diferencia de TEWI entre los sistemas con R744 y el con R404A.

La reducción de TEWI para el sistema Booster convencional en las ciudades de Calama, Santiago, Chillán y Concepción fue de un 78,5%, 79,5%, 80,9% y 80,9%, respectivamente, mientras que para el sistema Booster con compresor paralelo, en las mismas ciudades, fue de un 80,4%, 81,2% 82,2% y 82,2%, respectivamente.

El sistema Booster con eyector fue el que presentó mayores reducciones de TEWI, ya que es el sistema que posee un mejor rendimiento y menor consumo energético. Los valores de reducción en las ciudades de Calama, Antofagasta, Viña del Mar, Santiago, Chillán, Concepción, Puerto Montt y Punta Arenas fue de 82,7%, 82,1%, 82,8%, 83,6%, 84,5%, 84,5%, 85,9% y 88,1%, respectivamente. Estos valores son sumamente significativos, teniendo en consideración que uno de los mayores problemas que tienen los refrigerantes HFC, es su impacto al calentamiento global, por lo que se destaca el hecho de tener una reducción tan significativa del TEWI en todas las ciudades estudiadas.



**Figura 4-8. Reducción TEWI sistemas con R744 respecto al sistema con R404A. (Fuente: Elaboración propia)**

#### 4.6 Costos operacionales.

En la figura 4-9 se presenta el gráfico con los costos operacionales de los sistemas de refrigeración en cada ciudad.

A partir del gráfico, se logra inferir que las diferencias porcentuales de costos operacionales entre cada sistema y entre cada ciudad son similares a los de consumos energéticos, con la diferencia de que en este caso influye que las tarifas eléctricas son distintas en cada ciudad.

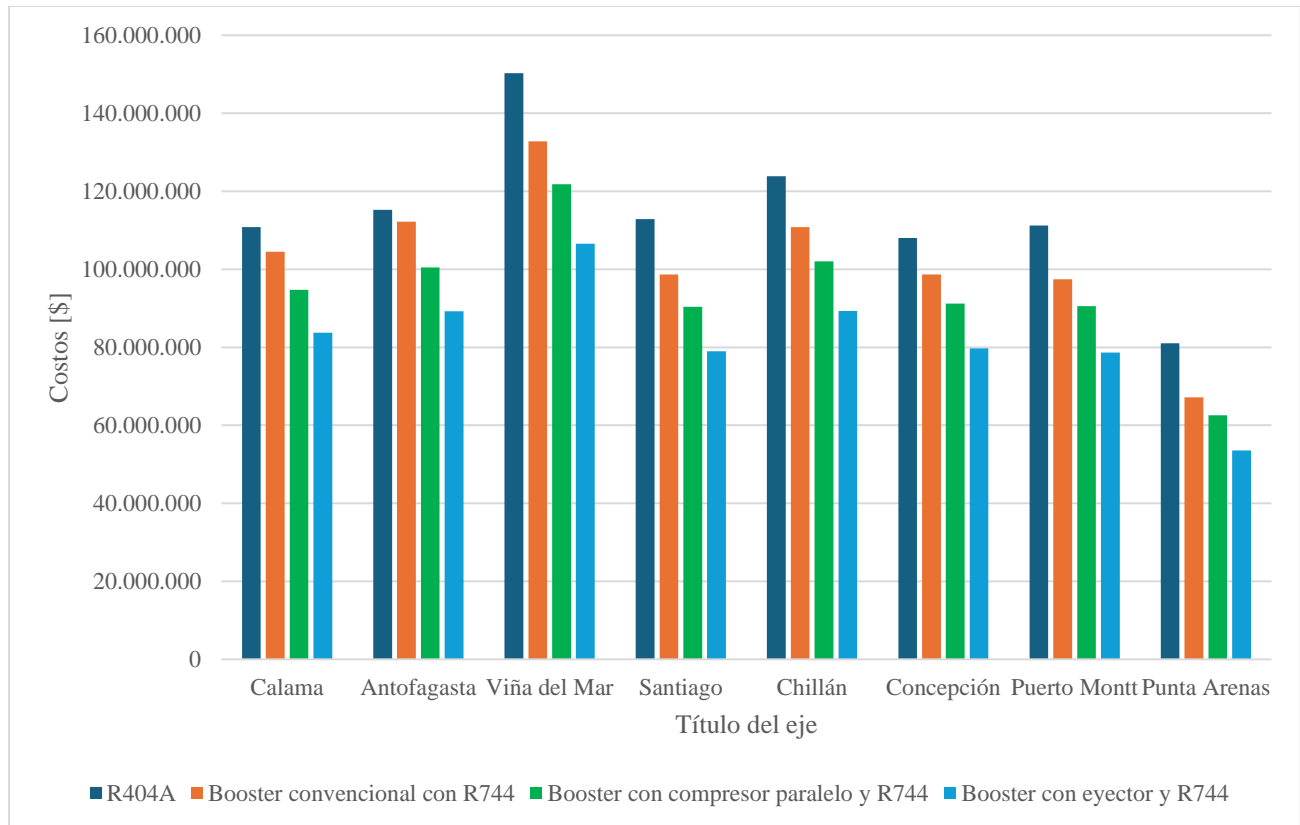
El sistema Booster con R404A es el que tiene un valor de costo operacional superior entre los cuatro sistemas, lo que se debe al alto consumo energético que posee, los valores van desde los \$81.016.668 en Punta Arenas, a los \$150.275.247 en Viña del Mar. El sistema Booster con eyector es el que tiene menores costos operacionales, con valores que oscilan entre \$53.583.525 y \$106.566.879 para las ciudades de Punta Arenas y Viña del Mar, respectivamente.

En las ciudades de la zona centro sur, es decir, Chillán y Concepción, se tienen consumos energéticos similares, pero Chillán tiene un costo de \$123.896.679 y \$110.816.399 para los sistemas Booster con R404A y Booster convencional, respectivamente, mientras que en Concepción el costo es de \$108.048.393 y \$98.634.673 para los mismos sistemas. Esta amplia diferencia, radica principalmente en que el costo de la tarifa de suministro eléctrico de Chillan es levemente más alta a la de Concepción, y dado los altos consumos energéticos de los sistemas de refrigeración, esta diferencia se hace notar en los costos.

Por otra parte, las ciudades de la zona norte tienen costos operacionales similares entre sí, esto dado que su consumo energético y tarifas eléctricas son semejantes, cambiando solo el costo por energía.

En Calama los sistemas Booster convencional y con compresor paralelo tiene costos operacionales de \$104.517.376 y \$94.743.493, respectivamente, mientras que para los mismos sistemas en Antofagasta se obtuvieron costos operacionales de \$112.197.041 y 100.504.630.

Entre las ciudades de la zona norte y centro sur, Santiago fue la que tuvo un menor costo, esto dado por las tarifas eléctricas que tiene. Para esta ciudad, los sistemas Booster con R404A, Booster convencional con R744, con compresor paralelo y con eyector, obtuvieron costos de \$112.880.411, \$98.708.807, \$90.408.360 y \$ 78.977.039, respectivamente.



**Figura 4-9. Costos operacionales de las configuraciones sistema-ciudad. (Fuente: Elaboración propia)**

#### 4.7 Comparación de resultados con los de otros autores.

Es importante realizar una comparativa de los resultados de este estudio con los de otros autores para investigaciones similares, pero con ubicaciones distintas, que a su vez tengan similitudes de condiciones climatológicas, para así poder analizar los resultados de una manera más objetiva y distinguir si estos están dentro de un rango aceptable o no.

Para comparar el consumo energético se utilizó la razón entre el consumo energético y la capacidad frigorífica, ya que esto permite dar un resultado de consumo energético en función de un kW requerido por el sistema, y de esta manera hacer una comparación acorde a cada sistema. En la tabla 4-1 se presenta esta comparativa.

Los autores Caliskan et al. [13], llegaron a una razón de consumo energético por unidad frigorífica requerida de 2,97 y 2,72 en la ciudad de Istanbul, y de 2,90 y 2,69 en la ciudad de Samsun, para los

sistemas Booster convencional y Booster con eyector, respectivamente, estos resultados son similares a los obtenidos en las ciudades de las zonas centro y sur analizadas en este estudio, es decir, Viña del Mar, Santiago, Chillán y Concepción. Si bien, la clasificación Köppen de las ciudades del estudio de Caliskan no es la misma a las de este estudio, si son similares, lo que permite la comparación entre sí.

Los autores Gullo et al. [15] obtuvieron una razón de consumo energético por unidad de capacidad frigorífica de 2,24, 2,17 y 1,79 para la ciudad de Frankfurt, con los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente. Estos valores son similares a los obtenidos en este estudio para la ciudad de Puerto Montt, la cual también tiene clasificación Köppen Cfb, con cifras de 2,26, 2,13 y 1,83 para los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, respectivamente.

Al igual que en este estudio, en las otras investigaciones también se presenta la tendencia de disminución de consumo energético entre los sistemas Booster convencional, con compresor paralelo y con eyector, y se distingue la amplia ventaja de este último con respecto a los otros. En general, los resultados de consumo energético de este estudio son semejantes a los obtenidos por otros autores para investigaciones similares, lo cual indica que los resultados obtenidos en este ítem están dentro de los rangos aceptables.

**Tabla 4-1. Razón entre el consumo energético y la capacidad frigorífica de este estudio y los de otros autores para investigaciones similares.**

Capacidad frigorífica total [kW]	Ciudad y clasificación Köppen	Booster convencional [MWh/kW]	Booster con compresor paralelo [MWh/kW]	Booster con eyector [MWh/kW]	Fuente
183	Calama BWk: Desértico frío	2,88	2,62	2,13	Este estudio
	Antofagasta BWk: Desértico frío	3,03	2,72	2,41	
	Viña del Mar Csb: Mediterráneo de verano cálido	2,94	2,69	2,35	
	Santiago Csb: Mediterráneo de verano cálido	2,77	2,54	2,22	
	Chillán Csb: Mediterráneo de verano cálido	2,51	2,34	2,03	
	Concepción Csb: Mediterráneo de verano cálido	2,51	2,33	2,03	
	Puerto Montt Cfb: Marítimo de costa occidental	2,26	2,13	1,83	

	Punta Arenas Cfc: Marítimo subártico	1,91	1,81	1,53	
145	Estambul Csa: Templado, verano cálido y seco	2,97	-	2,72	[13]
	Samsun Cfa: Templado, sin estación seca, veranos calurosos	2,90	-	2,69	
	Konya BSk: Seco, semiárido o estepario frío	2,86	-	2,62	
145	Londres Cfb: Templado lluvioso, sin estación seca	2,17	2,14	1,62	[15]
	Frankfurt Cfb: Templado lluvioso, sin estación seca	2,24	2,17	1,79	
	Milán Cfa: Templado, sin estación seca, veranos calurosos	2,48	2,39	2,0	

Al igual que para el consumo energético, para la comparación del TEWI se hará una relación entre el TEWI y la capacidad de refrigeración de cada investigación. En la tabla 4-2 se presenta esta comparativa.

Los autores Caliskan et al. [13] obtuvieron una relación entre el TEWI y la capacidad de refrigeración de 16,21 y 14,48 en Samsun, 16,13 y 14,1 en Konya, para los sistemas Booster convencional y con compresor paralelo. Los autores Gullo et al. [15] obtuvieron relaciones de 23,55 y 22,68 en Londres, 37,27 y 35,4 en Atenas, para los sistemas Booster convencional y Booster con compresor paralelo, respectivamente. Los resultados de las investigaciones de otros autores arrojaron TEWI más altos a los obtenidos en este estudio, lo cual se puede deber a que las condiciones de operación de sus sistemas, como lo son la vida útil o carga de refrigerante, son distintas a las propuestas en este caso. Además, el factor de emisiones de cada ciudad donde implementaron los sistemas es distinto al de Chile, lo que también puede influir significativamente en los resultados.

**Tabla 4-2. Razón entre el TEWI y la capacidad frigorífica de este estudio y los de otros autores para investigaciones similares.**

Capacidad frigorífica total [kW]	Ciudad y clasificación Köppen	Booster convencional $\left[ \frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{kW} \cdot \text{año}} \right]$	Booster con compresor paralelo $\left[ \frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{kW} \cdot \text{año}} \right]$	Booster con eyector $\left[ \frac{\text{tCO}_2\text{eq}}{\text{kW} \cdot \text{año}} \right]$	Fuente

183	Calama BWk: Desértico frío	6,87	6,25	5,52	Este estudio
	Antofagasta BWk: Desértico frío	7,24	6,49	5,75	
	Viña del Mar Csb: Mediterráneo de verano cálido	7,00	6,41	5,61	
	Santiago Csb: Mediterráneo de verano cálido	6,60	6,06	5,29	
	Chillán Csb: Mediterráneo de verano cálido	5,99	5,58	4,85	
	Concepción Csb: Mediterráneo de verano cálido	5,98	5,57	4,85	
	Puerto Montt Cfb: Marítimo de costa occidental	5,40	5,08	4,37	
	Punta Arenas Cfc: Marítimo subártico	4,57	4,33	3,35	
145	Estambul Csa: Templado, verano cálido y seco	16,90	-	15,17	[13]
	Samsun Cfa: Templado, sin estación seca, veranos calurosos	16,21	-	14,48	
	Konya BSk: Seco, semiárido o estepario frío	16,13	-	14,10	
130	Londres Cfb: Templado lluvioso, sin estación seca	23,55	22,68	-	[16]
	Atenas Csa: Templado, verano cálido y seco	37,27	35,40	-	

## CAPÍTULO 5: Conclusiones generales.

Es importante realizar un análisis general de las diferentes configuraciones sistema-ciudad, para así poder identificar cuáles son los sistemas que tienen mejor comportamiento bajo las distintas condiciones climáticas. A continuación, se analizará cada sistema por separado, evaluándolo en las ciudades investigadas.

En general, el sistema Booster con R404A fue el que tuvo un menor COP en el rango de temperaturas estudiadas, superando solo al sistema Booster convencional entre los 13°C y 18°C. En cuanto a consumo energético, este sistema tuvo valores que oscilaron entre los 445,5 [MWh] y los 594,5 [MWh] en las ciudades de Punta Arenas y Viña del Mar, respectivamente. En relación con el TEWI, este sistema obtuvo valores altos en comparación a los sistemas con R744, lo que se debió principalmente al alto valor de GWP del refrigerante R404A.

El sistema Booster convencional obtuvo resultados mejores que el Booster con R404A, pero inferiores a los otros dos sistemas con R744. A una temperatura de 35°C el sistema Booster convencional tuvo un COP de 1,54, lo que se traduce en un aumento del 22,4% respecto al sistema con R404A. Este sistema tuvo una reducción de consumo energético del 3,6%, 0,3%, 9,6%, 10,6%, 8,1%, 7,8%, 12,4% y 21,4% en las ciudades de Calama, Antofagasta, Viña del Mar, Santiago, Chillán, Concepción, Puerto Montt y Punta Arenas, respectivamente, respecto al sistema con R404A. En cuanto a valores de TEWI, este sistema, al igual que todos los con R744 obtuvo valores bajos, gracias al bajo GWP de este refrigerante, llegando a reducciones de entre 77,5% y 85,1%, en las ciudades de Antofagasta y Punta Arenas, respectivamente.

Para el sistema Booster con compresor paralelo se destaca la mejora de la adición de la compresión paralela, ya que permitió el aumento de rendimiento, reducción de consumo energético, costos operacionales y TEWI, respecto al sistema Booster convencional y con R404A. A una temperatura de 35°C este sistema tuvo un COP de 1,69, que es un aumento del 34,8%, respecto al sistema con R404A. En Santiago el consumo energético anual se redujo en un 17,9%, mientras que el TEWI en un 81,2%, con respecto al sistema con R404A.

El sistema Booster con eyector fue el que obtuvo mejores resultados en todas las variables estudiadas, por lo que, la mejora de reemplazar una válvula de expansión por un eyector fue exitosa. Para este sistema se obtuvo un COP de 1,86 a una temperatura exterior de 35°C, lo cual es un aumento del 48,2% y 10%, respecto a los sistemas Booster con R404A y Booster con compresor paralelo y R744. En el caso del TEWI, este sistema obtuvo el valor más bajo de todas las configuraciones sistema-ciudad, específicamente Punta Arenas, con un TEWI de 668,6 [tCO<sub>2</sub>eq/año].

En cuanto a costos operacionales el sistema Booster con eyector fue el que tuvo el valor más bajo en todas las ciudades estudiadas, siendo Punta Arenas la ciudad donde presentó el costo más bajo, con un valor de \$53.583.525. Además, se nota la influencia de los costos de energía en cada ciudad, siendo Santiago donde más se marca este punto. También, las ciudades de la zona sur y Austral son las que tuvieron valores de costos operacionales más bajos, debido a que el consumo energético en estas ciudades es inferior en comparación a las ciudades de la zona norte y centro.

De acuerdo con los resultados obtenidos, se concluye que el sistema Booster con eyector y R744 es el que se desempeña de mejor manera en las ocho ciudades analizadas, ya que tiene un buen COP integrado, una gran reducción de consumo energético, bajos costos operacionales y bajo TEWI, es por lo que se selecciona este sistema como el idóneo para todas las ciudades.

En base a este estudio, se determina que si es viable la implementación de los tres sistemas de refrigeración con R744, y que pueden ser una buena alternativa para reemplazar los HFC que se utilizan actualmente, esto al corto y mediano plazo. Además, el R744 no es un refrigerante nuevo, lo que permite ya conocer sus desventajas, ventajas y propiedades en general.

En cuanto al cumplimiento de los objetivos de trabajo, fue posible la selección e implementación de tres sistemas de refrigeración con R744 en un supermercado base, los cuales fueron aplicados en distintas ciudades de Chile, dimensionando tanto el supermercado, como los sistemas de refrigeración. Se desarrolló una metodología de cálculo individualizada para cada componente de los sistemas de refrigeración, lo que permitió posteriormente realizar un análisis global de los sistemas, obteniendo resultados de rendimiento, consumo energético, impacto medioambiental y costos operacionales de cada configuración sistema-ciudad.

La metodología utilizada en este proyecto permitió dimensionar el supermercado base y aplicar cada configuración sistema-ciudad en este supermercado, utilizando un modelo matemático para cada sistema de refrigeración y recopilando los datos climatológicos más importantes de cada ciudad. Los resultados obtenidos arrojaron que, en general, los sistemas de refrigeración a base de R744 tienen un mejor comportamiento energético, medioambiental, económico y de rendimiento en las ocho ciudades estudiadas, esto respecto al sistema de refrigeración base planteado, que utilizaba el HFC R404A. Además, la climatología de cada ciudad, principalmente la temperatura ambiente, afectó directamente el desempeño de los sistemas de refrigeración, los cuales tuvieron mejores resultados en las ciudades de las zonas centro-sur, sur y austral, esto debido a que acá las temperaturas son más bajas a las de la zona norte y centro. En base a lo descrito anteriormente, se valida la hipótesis definida en un inicio, la cual planteaba que al menos una de las configuraciones basadas en R744 tendría un mejor desempeño técnico, económico y medioambiental que la basada en R404A, y que además el comportamiento de cada sistema dependiera de las condiciones climáticas de cada ciudad.

## Referencias

- [1] Naciones Unidas. Causas y efectos del cambio climático. [Online]. <https://www.un.org/es/climatechange/science/causes-effects-climate-change>
- [2] CLIMATE & CLEAN AIR COALITION. (2024, Agosto) CLIMATE & CLEAN AIR COALITION. [Online]. <https://www.ccacoalition.org/es/short-lived-climate-pollutants/hydrofluorocarbons-hfcs>
- [3] Ministerio del Medio Ambiente, "5to Informe Bienal de Actualización ante la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático," 2022.
- [4] International Energy Agency. (2023, Julio) International Energy Agency. [Online]. <https://www.iea.org/commentaries/keeping-cool-in-a-hotter-world-is-using-more-energy-making-efficiency-more-important-than-ever>
- [5] Diego Vasco. (2023, Octubre) La climatización de cara a los retos de Chile en Eficiencia Energética. [Online]. <https://fing.usach.cl/es/noticias/la-climatizacion-de-cara-los-retos-de-chile-en-eficiencia-energetica#:~:text=Por%20ejemplo%2C%20en%20los%20supermercados,el%20C3%A9ctrica%20consumida%20en%20nuestros%20hogares.>
- [6] Ministerio del Medio Ambiente. (2024, Agosto) Unidad Ozono. [Online]. <https://ozono.mma.gob.cl/normativa/>
- [7] INTARCON. (2019, Octubre) Refrigerantes sustitutivos naturales. [Online]. <https://www.intarcon.com/refrigerantes-sustitutivos-naturales/>
- [8] Meteotest. (2024, Octubre) Meteororm. [Online]. <https://meteonorm.com/en/>
- [9] F-Chart Software. (2024, Agosto) F-Chart Software. [Online]. <https://www.fchartsoftware.com/ees/>
- [10] Linde. (2024, Agosto) Linde. [Online]. [https://www.linde-gas.es/wcsstore/ES\\_RES\\_Industrial\\_Gas\\_CatalogueAS/Attachment/hojas\\_tecnicas\\_producto/R744.pdf](https://www.linde-gas.es/wcsstore/ES_RES_Industrial_Gas_CatalogueAS/Attachment/hojas_tecnicas_producto/R744.pdf)
- [11] Centre for Sustainable Cooling, "RETAIL REFRIGERATION – Making the Transition to Clean Cold," University of Birmingham, 2020.
- [12] Ministerio del Medio Ambiente. (2024, Agosto) Inventarios HFC. [Online]. <https://ozono.mma.gob.cl/inventarios-hfc/>

- [13] Oguz Caliskan, Nagihan Bilir Sag, and H. Kursad Ersoy, "Thermodynamic, environmental, and exergoeconomic analysis of multi-ejector expansion transcritical CO<sub>2</sub> supermarket refrigeration cycles in different climate regions of Türkiye," *International Journal of Refrigeration*, vol. 165, pp. 466-484, 2024.
- [14] Konstantinos M. Tsamos, Carlos Amaris, Zoi Mylona, and Savvas Tassou, "Analysis of Typical Booster Configuration, Parallel-Compressor Booster Configuration and R717/R744 Cascade Refrigeration System for Food Retail Applications. Part 1: Thermodynamic analysis ," *Energy procedia*, vol. 161, pp. 268-274, 2019.
- [15] Paride Gullo, Konstantinos Tsamos, Armin Hafner, Yunting Ge, and Savvas A. Tassou, "State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigerationsystems – a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry," *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 46-53, Abril 2017.
- [16] K.M. Tsamos et al., "Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822-829, Marzo 2017.
- [17] Paride Gullo, Armin Afner, and Giovanni Cortella, "Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 75, pp. 164-176, Diciembre 2017.
- [18] Oguz Caliskan and H. Kursad Ersoy, "Energy analysis and performance comparison of transcritical CO<sub>2</sub> supermarket refrigeration cycles," *The Journal of Supercritical Fluids* , vol. 189, 2022.
- [19] Lingeng Zou, Ye Liu, Mengqi Yu, and Jianlin Yu, "A modified dual-ejector enhanced dual-evaporator transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle: 4E (Energy, Exergy, economic and Environmental) assessment," *Energy Conversion and Management*, vol. 303, Febrero 2024.
- [20] Pórtan. (2024, Septiembre) Pórtan. [Online]. <https://portan.cl/#proyectos>
- [21] ATS Energía S.A. (2020, Mayo) Unidad Ozono. [Online]. [https://ozono.mma.gob.cl/wp-content/uploads/2022/03/5.-Inventario-HFC-SM-AAM-TR\\_ATS-2020.pdf](https://ozono.mma.gob.cl/wp-content/uploads/2022/03/5.-Inventario-HFC-SM-AAM-TR_ATS-2020.pdf)
- [22] Georgios Mitsopoulos et al., "Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO<sub>2</sub> refrigerant," *Energy Conversion and Management*, vol. 1, Marzo 2019.
- [23] Copeland. (2024, Octubre) Software Copeland Select. [Online]. <https://www.copeland.com/es-es/tools-resources/copeland-select-software>

- [24] RIVACOLD. (2024) RIVACOLD. [Online]. <https://www.rivacold.com/ww/en/>
- [25] Danfoss. (2024, Octubre) Software. [Online]. <https://www.danfoss.com/es-es/products/dps/software/#tab-software-and-tools>
- [26] Jean Lebrun, Jean-Pascal BOURDOUXHE, and Marc GRODENT, "A TOOLKIT FOR PRIMARY HVAC SYSTEM ENERGY CALCULATION," Université de Liège, Liège, 1999.
- [27] Paride Gullo, Brian Elmegaard, and Giovanni Cortella, "Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates," *International journal of refrigeration*, vol. 64, pp. 61-79, Enero 2016.
- [28] Mazyar Karampour and Samer Sawalha, "State-of-the-art integrated CO2 refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 239-257, Febrero 2018.
- [29] Zhen-ying Zhang, Yi-tai Ma, Hong-li Wang, and Min-xia Li, "Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO2 refrigeration cycle," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 932-938, Agosto 2013.
- [30] Freon. (2024, Octubre) Refrigerante Freon™ 404A (R-404A). [Online]. <https://www.freon.com/es/products/refrigerants/r404a>
- [31] Qi Cui, Enyuan Gao, Zhiyuan Zhang, and Xiaosong Zhang, "Preliminary study on the feasibility assessment of CO2 booster refrigeration systems for supermarket application in China: An energetic, economic, and environmental analysis," *Energy Conversion and Management*, vol. 225, Diciembre 2020.
- [32] Coordinador Eléctrico Nacional. (2024, Enero) Sistema eléctrico redujo 21% sus emisiones en 2023 y se espera que siga creciendo participación de energía renovable variable. [Online]. <https://www.coordinador.cl/novedades/sistema-electrico-redujo-21-sus-emisiones-en-2023-y-se-espera-que-siga-creciendo-participacion-de-energia-renovable-variable/>
- [33] Climate Data. (2024, Septiembre) Climate Data. [Online]. <https://es.climate-data.org/>

# Anexo A: Carta Gantt.

CARTA GANTT - ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO-AMBIENTAL DE LA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CON CO<sub>2</sub> EN SUPERMERCADOS DE CHILE.

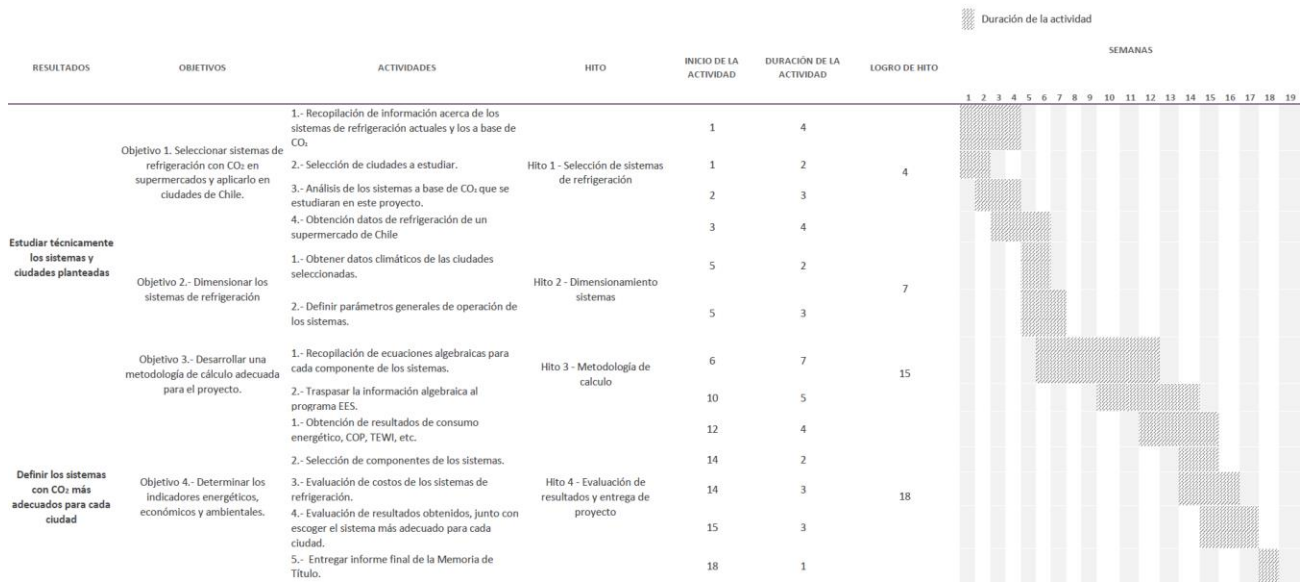


Figura A-1. Carta Gantt Memoria de Título. (Fuente: Elaboración propia)

## Anexo B: Tabla complementaria de los resultados.

**Tabla B-1. Porcentaje de diferencia de COP de los sistemas Booster con R744 respecto al Booster con R404A.**

$t_{\text{ext}} [^{\circ}\text{C}]$	Booster convencional con R744	Booster con compresor paralelo y R744	Booster con eyector y R744
-6,0	46,2%	60,2%	93,1%
-5,0	46,2%	60,2%	93,1%
-4,0	46,2%	60,2%	93,1%
-3,0	46,2%	60,2%	93,1%
-2,0	46,2%	60,2%	93,1%
-1,0	46,2%	60,2%	93,1%
0,0	46,2%	60,2%	93,1%
1,0	46,2%	60,2%	93,1%
2,0	46,2%	60,2%	93,1%
3,0	46,2%	60,2%	93,1%
4,0	46,2%	60,2%	93,1%
5,0	42,3%	54,4%	85,8%
6,0	37,5%	44,9%	75,0%
7,0	32,5%	35,9%	64,7%
8,0	27,4%	24,8%	54,9%
9,0	22,1%	20,4%	35,5%
10,0	16,7%	15,9%	33,3%
11,0	11,1%	11,3%	31,0%
12,0	5,5%	11,2%	28,6%
13,0	-3,7%	9,8%	26,2%
14,0	-4,2%	8,2%	23,8%
15,0	-5,1%	6,5%	21,4%
16,0	-4,3%	6,7%	20,3%
17,0	-2,8%	7,9%	20,4%
18,0	0,4%	11,3%	24,4%
19,0	4,1%	15,6%	29,2%
20,0	8,8%	21,0%	35,3%
21,0	12,5%	25,2%	40,1%
22,0	12,3%	25,1%	40,0%
23,0	12,8%	25,9%	41,0%
24,0	14,5%	27,9%	43,4%
25,0	17,3%	31,2%	47,0%
26,0	20,1%	34,5%	50,9%
27,0	24,5%	39,6%	56,7%
28,0	30,4%	46,6%	64,5%
29,0	27,5%	42,6%	61,9%

30,0	23,7%	30,3%	58,8%
31,0	21,0%	30,1%	57,5%
32,0	19,2%	31,2%	58,2%
33,0	23,3%	32,2%	59,4%
34,0	24,5%	35,0%	57,5%
35,0	22,4%	34,8%	48,2%
36,0	21,9%	36,4%	51,9%
37,0	20,5%	39,6%	58,0%
38,0	23,5%	38,8%	60,4%
39,0	24,0%	35,2%	60,2%
40,0	26,9%	41,0%	64,0%