UNIVERSITAT JAUME I DE CASTELLÓ

ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA I CIENCIAS EXPERIMENTALES

Programa de doctorado en Tecnologías Industriales y Materiales

Escuela de Doctorado de la Universitat Jaume I

DESARROLLO DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS BOOSTER CO₂. ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DE DIFERENTES CONFIGURACIONES.

*Memoria presentada por **Jesús Catalán Gil**, para optar al grado de
doctor por la Universitat Jaume I*

Doctorando:

Jesús Catalán Gil

Directores de la tesis:

Dr. Daniel Sánchez García-Vacas

Dr. Rodrigo Llopis Doménech

Castellón de la Plana, mayo de 2020

FINANCIACIÓN RECIBIDA

Agencias financiadoras del doctorando/a

Contratos predoctorales.

- Beca FPI BES-2015-073612, por el Ministerio de Economía y Competitividad de España

Agencias financiadoras del proyecto de investigación o de los recursos materiales específicos del grupo de investigación.

- Proyecto “Estudio de sistemas de refrigeración comercial de elevado rendimiento energético con refrigerantes de reducido PCA” (ENE2014-53760-R) por el Ministerio de Economía y Competitividad de España.
- Proyectos P11B2015-66 y UJI-B2019-56 por la Universidad Jaume I de Castellón.

Tesis por compendio de las siguientes publicaciones:

- [1] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation, *Energies*. 11 (2018) 1915. <https://doi.org/10.3390/en11071915>. IF: 2.707
- [2] J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, D. Calleja-Anta, Improvements in CO₂ Booster Architectures with Different Economizer Arrangements, *Energies*. 13 (2020) 1271. <https://doi.org/10.3390/en13051271>. IF: 2.707
- [3] J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 101 (2019) 11–23. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034>. IF: 3.177
- [4] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Calleja-Anta, Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility, *Appl. Therm. Eng.* 168 (2020) 114785. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114785>. IF: 4.026

“Esta tesis dispone de la aceptación de los coautores de las publicaciones que el doctorando/a presenta como tesis y su renuncia expresa a presentarlas como parte de otra tesis doctoral”

AGRADECIMIENTOS

La actual tesis ha sido desarrollada en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I de Castellón, gracias a la financiación obtenida por el Ministerio de Economía y Competitividad de España con el proyecto “Estudio de sistemas de refrigeración comercial de elevado rendimiento energético con refrigerantes de reducido PCA” (ENE2014-53760-R), la beca FPI BES-2015-073612 y a la Universidad Jaume I de Castellón (P11B2015-66 y UJI-B2019-56).

En primer lugar, agradecer a mis directores de tesis Daniel Sánchez García-Vacas y Rodrigo Llopis Doménech, y como no a Ramón Cabello López por haberme dado esta gran oportunidad de aprendizaje y desarrollo durante estos años. Sin duda, todo el trabajo realizado durante este tiempo no hubiera sido lo mismo sin su aporte de conocimientos, experiencia y horas de ayuda. Por otro lado, también agradecer a mis compañeros de departamento Laura Nebot Andrés y Daniel Calleja Anta por toda la ayuda recibida en todo aquello que he necesitado.

En segundo lugar, gracias a mis familias por el apoyo incondicional para llegar hasta aquí y en especial a mis padres, por haberme dado todas las facilidades y estudios previos al desarrollo de esta tesis. La curiosidad de mi padre en aprender el funcionamiento de las tecnologías, ha generado en mi la necesidad y motivación de investigar y experimentar con ello, siendo de gran ayuda en el desarrollo experimental de este trabajo.

Por último, como no, gracias a mi pareja Odette, la cual ha estado apoyándome siempre, durante todos estos años, sobre todo los largos días de laboratorio, haciendo ensayos hasta tarde, fines de semana, ... Me lo has dado todo a cambio de nada y parte de haber llegado hasta aquí es gracias a ti.

Al fin se consiguió redactar este documento con la ayuda de mucha gente de forma directo e indirecta. Muchas gracias a todos los que me habéis animado a seguir.

RESUMEN

El sector de la refrigeración está sufriendo grandes cambios normativos en los últimos años. Esto ha provocado modificaciones en los sistemas de producción de frío artificial, tanto a nivel de refrigerantes como al tipo de instalaciones utilizadas. En relación a la refrigeración comercial centralizada para dar servicio a varios niveles de evaporación, ha habido una transición reciente de las centrales *booster* con R-404A, a las centrales en cascada R-134a/CO₂ para climas cálidos y a los sistemas *booster* con CO₂ en climas fríos. Sin embargo, debido a la normativa actual, los sistemas *booster* con CO₂ se están extendiendo rápidamente a países con climas cálidos. Dado que las características del CO₂ en ciclo de trabajo convencional, hacen que no sea un refrigerante eficiente para altas temperaturas ambiente, los sistemas *booster* CO₂ deben de incorporar nuevas configuraciones que aporten al ciclo frigorífico una mayor eficiencia.

Con ello, la presente tesis doctoral analiza, de forma teórica y experimental, diferentes mejoras aplicables a los sistemas *booster* CO₂ para incrementar su eficiencia desde bajas a altas temperaturas de disipación.

Para ello, se han llevado a cabo las siguientes tareas:

- Estudio de las tecnologías y tipología de centrales utilizadas en refrigeración comercial centralizada.
- Desarrollo de diferentes modelos teóricos de mejoras aplicables a los sistemas *booster* CO₂ para supermercados.
- Elección de las configuraciones a analizar experimentalmente, elección de componentes, diseño 3D, montaje y desarrollo de la central, así como la monitorización y puesta en marcha.
- Análisis experimental de diferentes parámetros y configuraciones *booster* CO₂.

SUMMARY

At present, the refrigeration industry is undergoing major regulatory changes affecting not only the refrigerants used in it but also the refrigeration facilities. Focus on centralized commercial refrigeration systems, there has been a recent transition from booster plants with R-404A to cascade plants using R-134a/CO₂ in hot climates or to booster systems with CO₂ in cold climates. However, due to the current regulations, CO₂ booster systems are expanding quickly to hot climate countries. Because of the thermophysical properties of CO₂, the conventional operating cycle is not suitable for high ambient temperatures where CO₂ booster systems must incorporate new configurations to provide higher efficiency to the refrigeration cycle.

Accordingly, this doctoral thesis analyzes, theoretically and experimentally, different improvements applied to CO₂ booster systems to increase their efficiency in a wide range of heat rejection temperatures.

To achieve this target, the following tasks were conducted:

- A literature review of the technologies and types of facilities used in centralized commercial refrigeration.
- Development of different computational models to improve the operation of CO₂ booster systems used in supermarkets.
- 3D design and assembly of a booster test-bench taking into account the arrangements selected in the previous task. This point includes the selection of components as well as the monitoring system.
- An extensive test campaign to analyze different CO₂ booster configurations.

RESUM

El sector de la refrigeració està patint grans canvis normatius en els últims anys. Això ha provocat modificacions en els sistemes de producció de fred artificial, tant a nivell de refrigerants com al tipus d'instal·lacions utilitzades. En relació a la refrigeració comercial centralitzada per a donar servei a diversos nivells d'evaporació, hi ha hagut una transició recent de les centrals *booster* amb R-404A, a les centrals en cascada R-134a/CO₂ per a climes càlids i als sistemes *booster* amb CO₂ en climes freds. No obstant això, a causa de la normativa actual, els sistemes *booster* amb CO₂ s'estan estenent ràpidament a països amb climes càlids. Atès al fet que les característiques del CO₂ en cicle de treball convencional, fan que no siga un refrigerant eficient per a altes temperatures ambient, els sistemes *booster* CO₂ han d'incorporar noves configuracions que aporten al cicle frigorífic una major eficiència.

Amb això, la present tesi doctoral analitza, de manera teòrica i experimental, diferents millores aplicables als sistemes *booster* CO₂, per a incrementar la seua eficiència des de baixes a altes temperatures de dissipació.

Per a això, s'han dut a terme les següents tasques:

- Estudi de les tecnologies i tipologia de centrals utilitzades en refrigeració comercial centralitzada.
- Desenvolupament de diferents models teòrics de millores aplicables als sistemes *booster* CO₂ per a supermercats.
- Elecció de les configuracions a analitzar experimentalment, elecció de components, disseny 3D, muntatge i desenvolupament de la central, així com el monitorització i posada en marxa.
- Anàlisi experimental de diferents paràmetres i configuracions *booster* CO₂.

NOMENCLATURA

Abreviaturas

<i>BB</i>	<i>booster</i> básico
<i>BP</i>	<i>back-pressure</i>
<i>CFC</i>	clorofluorocarbono
<i>COP</i>	<i>Coefficient Of Performance</i>
<i>DMS</i>	subenfriamiento mecánico dedicado
<i>DSH</i>	desrecalentador
<i>ECO</i>	economizador
<i>FG</i>	<i>flash-gas</i>
<i>GWP</i>	<i>Global Warming Potential</i>
<i>GC/K</i>	<i>gas cooler</i> /condensador
<i>GEJ</i>	eyectores de gas
<i>h</i>	entalpía, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
<i>HFC</i>	hidrofluorocarburos
<i>HCFC</i>	hidroclorofluorocarburos
<i>HFO</i>	hidrofluoruroolefinas
<i>HP</i>	alta presión/ <i>horsepower</i>
<i>IHX</i>	intercambiador de calor interno
<i>IMS</i>	subenfriamiento mecánico integrado
<i>LEJ</i>	eyectores de líquido
<i>LP</i>	baja presión
<i>LT</i>	baja temperatura
<i>LTC</i>	compresor de baja temperatura

$\dot{m}$	caudal másico, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
MT	media temperatura
MTC	compresor de media temperatura
P	presión, bar
PC	compresión paralela/compresor paralelo
SAT	Sistema de Aporte Térmico
T	temperatura, $^{\circ}\text{C}$
T_w	temperatura del agua, $^{\circ}\text{C}$
t	tasa de compresión

Símbolos griegos

η_G	rendimiento global del compresor
η_V	rendimiento volumétrico del compresor
ΔT	salto de temperatura

Subíndices

GC	<i>gas cooler</i>
C	compresor
K	condensador
EV	válvula de expansión
LT	baja temperatura
MT	media temperatura
O	evaporación
max	máximo
min	mínimo

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. Introducción.....	27
1.1. Historia reciente de la refrigeración.....	30
1.2. Justificación	51
1.3. Objetivo	53
1.4. Estructura/metodología.....	54
CAPÍTULO 2. Artículo 1.....	57
CAPÍTULO 3. Artículo 2.....	111
CAPÍTULO 4. Artículo 3.....	159
CAPÍTULO 5. Artículo 4.....	191
CAPÍTULO 6. Instalación experimental <i>booster</i> CO₂.....	223
6.1. Aspectos generales	225
6.2. Sistemas introducidos.....	226
6.2.1. <i>Booster</i> básico (BB)	229
6.2.2. <i>Booster</i> con sistema de extracción de vapor (BB+FG).....	232
6.2.3. <i>Booster</i> con compresión paralela (BB+PC).....	235
6.2.4. <i>Booster</i> con economizador (BB+ECO)	238
6.2.5. <i>Booster</i> con subenfriamiento integrado (BB+IMS).....	240
6.2.6. <i>Booster</i> con subenfriamiento mecánico dedicado (BB+DMS) ...	243
6.3. Selección de componentes principales	246
6.3.1. Compresores	246
6.3.2. Resistencia de cárter para compresores	252
6.3.3. Separadores de aceite.....	253
6.3.4. Regulador del nivel de aceite.....	254

6.3.5.	Intercambiadores de calor	255
6.3.6.	Filtro deshidratador	262
6.3.7.	<i>Back-pressure</i>	262
6.3.8.	Válvulas flash-gas / economizador.....	263
6.3.9.	Válvulas de expansión	264
6.3.10.	Depósito de acumulación.....	265
6.3.11.	Depósito intermedio	266
6.3.12.	Elementos de conexionado flexible.....	267
6.3.13.	Válvulas de seccionamiento, antirretorno y visores	267
6.3.14.	Tuberías	268
6.3.15.	Sistema de subenfriamiento mecánico.....	268
6.3.16.	Aislamiento de la instalación	269
6.4.	Selección de elementos de seguridad	269
6.4.1.	Presostatos	270
6.5.	Elementos de medida y adquisición de datos	273
6.5.1.	Sondas de presión.....	273
6.5.2.	Sondas de temperatura	275
6.5.3.	Caudalímetros	275
6.5.4.	Vatímetros.....	277
6.5.5.	Variadores de frecuencia	278
6.6.	Procesado y representación de medidas	279
6.7.	Circuitos secundarios de regulación.....	281
6.7.1.	Sistema de aporte térmico existente (SAT).....	281
6.7.2.	Sistema de aporte térmico para baja temperatura.....	282
6.8.	Diseño CAD.....	284
6.8.1.	Estructura de la instalación	284

6.8.2.	Zona de aporte térmico a evaporadores	286
6.8.3.	Zona de disipación térmica con agua.....	287
6.8.4.	Zona de alta presión.....	288
6.8.5.	Zona <i>flash-gas</i> / economizador	289
6.8.6.	Zona evaporadores	290
6.8.7.	Zona desrecalentador	291
6.9.	Montaje de la instalación.....	294
6.10.	Incidencias y cambios en la instalación	298
6.10.1.	Vatímetro	298
6.10.2.	Control del nivel de aceite	298
6.10.3.	Acumulación aceite en depósito entre etapas.....	300
6.10.4.	Reducción del caudal de agua.....	301
6.10.5.	Exceso de temperatura en descarga del MT _C	302
6.10.6.	Latiguillos compresores.....	303
6.10.7.	Mangueras sondas y retorno de aceite.....	303
6.10.8.	Rotura conexión manómetro.....	304
6.10.9.	Medida de caudales	305
6.10.10.	Soldaduras.....	307
CAPÍTULO 7. Resultados experimentales		309
7.1.	Metodología de ensayos	311
7.2.	Procedimiento experimental	315
7.3.	Configuraciones analizadas	316
7.3.1.	Principales resultados de los sistemas BB y BB+DSH.....	316
7.4.	<i>Booster</i> CO ₂ con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG) ...	320
7.4.1.	Metodología de ensayos.....	321
7.4.2.	Resultados y discusión.....	324

7.5. Comparativa entre las configuraciones analizadas	331
7.5.1. Presión óptima.....	331
7.5.2. Temperaturas de aspiración y descarga de MT _C	333
7.5.3. Potencia de compresores.....	335
7.5.4. COP	337
7.6. Conclusión	339
CAPÍTULO 8. Conclusiones, trabajos futuros y publicaciones.....	343
8.1. Conclusiones	345
8.2. Trabajos futuros	349
8.2.1. Modificaciones en la central	349
8.2.2. Posibles ensayos.....	350
8.3. Publicaciones y proyectos derivados de la tesis	352
8.3.1. Publicaciones	352
8.3.2. Trabajos presentados en congresos	355
8.3.3. Proyectos de I+D+i con entidades públicas	365
CAPÍTULO 9. Referencias y bibliografía.....	367

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: características técnicas - Dorin CD150M.	248
Tabla 2: características técnicas - Dorin CD300H.	250
Tabla 3: características técnicas - Dorin CD180H.	252
Tabla 4: características intercambiador intermedio (IHX).	259
Tabla 5: sondas de presión.	274
Tabla 6: parámetros controlados y su margen de variabilidad aceptado.	312
Tabla 7: rango de datos obtenidos para las tres configuraciones.	322
Tabla 8: datos experimentales de compresores.	328

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: esquema <i>booster</i> CO ₂ con flash-gas (BB+FG).	34
Figura 2: evolución del número de centrales transcríticas en Europa.	36
Figura 3: relación de potencias eléctricas para un <i>booster</i> CO ₂ básico.	37
Figura 4: esquema <i>booster</i> CO ₂ con compresión paralela (BB+PC).	38
Figura 5: caudal de CO ₂ en BB (izq.) y BB+PC (der.) a 40°C de disipación.	39
Figura 6: esquema <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento mecánico (BB+DMS).	41
Figura 7: esquema <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento integrado (BB+IMS).	43
Figura 8: esquema <i>booster</i> CO ₂ con eyectores de gas (BB+GEJ).	45
Figura 9: funcionamiento del eyector (Danfoss 2019) [59].	46
Figura 10: esquema <i>booster</i> CO ₂ para evaporadores inundados.	48
Figura 11: esquema <i>booster</i> CO ₂ todo en uno.	50
Figura 12: denominación de los componentes.	227
Figura 13: esquema completo de la instalación.	228
Figura 14: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ básico	229
Figura 15: esquema <i>booster</i> CO ₂ básico	230
Figura 16: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ con sistema de extracción de vapor.	233
Figura 17: esquema <i>booster</i> CO ₂ con sistema de extracción de vapor.	234
Figura 18: esquema <i>booster</i> CO ₂ con compresión paralela.	236
Figura 19: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ con compresión paralela.	237
Figura 20: esquema <i>booster</i> CO ₂ con economizador.	239
Figura 21: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ con economizador.	240
Figura 22: esquema <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento mecánico integrado.	241
Figura 23: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento mecánico integrado.	242
Figura 24: diagrama P-h <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento dedicado.	243
Figura 25: esquema <i>booster</i> CO ₂ con subenfriamiento dedicado.	244

Figura 26: compresor Dorin CD150M.	247
Figura 27: rango de funcionamiento - Dorin CD150M.	247
Figura 28: compresor Dorin CD300H.	249
Figura 29: rango de funcionamiento - Dorin CD300H.	249
Figura 30: compresor Dorin CD180H.	251
Figura 31: rango de funcionamiento - Dorin CD180H.	251
Figura 32: resistencia de cárter (izq.) y situación en el compresor (der.).	253
Figura 33: separador de aceite Temprite 131.	254
Figura 34: regulado electrónico del nivel de aceite ESK ERM5-CDH-OC.	254
Figura 35: <i>gas-cooler</i> /condensador (GC/K).	256
Figura 36: economizador (EHX).	257
Figura 37: evaporador del subenfriamiento mecánico (<i>subcooler</i>).	258
Figura 38: condensador del subenfriamiento mecánico (KMS).	258
Figura 39: intercambiador interno (IHX) Packless HXR-50.	259
Figura 40: desrecalentador (DSH).	260
Figura 41: evaporador para baja y media temperatura.	261
Figura 42: filtro deshidratador.	262
Figura 43: válvula back pressure.	263
Figura 44: válvula <i>flash-gas</i> / economizador.	264
Figura 45: válvulas de expansión de media (sup.) y baja temperatura (inf.).	264
Figura 46: depósito de acumulación.	265
Figura 47: depósito entre etapas.	266
Figura 48: mangueras flexibles para transductores (izq.) y compresores (der.). ..	267
Figura 49: válvulas de seccionamiento, antirretorno y visor de humedad.	268
Figura 50: sistema auxiliar de subenfriamiento mecánico.	269
Figura 51: presostatos de baja.	270
Figura 52: presostatos de alta.	271

Figura 53: válvula de seguridad del depósito de acumulación.	272
Figura 54: módulo de protección térmica para los compresores.....	273
Figura 55: sondas de presión (izq.) y manómetro digital (der.).	274
Figura 56: sondas de temperatura de superficie (izq.) y de inmersión (der.).....	275
Figura 57: caudalímetro Coriolis Yokogawa. Conversor (izq.) y medidor (der.).	276
Figura 58: caudalímetro ultrasónico (izq.) y magnético (der.).	277
Figura 59: analizadores de redes.....	277
Figura 60: variadores de frecuencia.	278
Figura 61: pantalla principal de la interfaz gráfica de la instalación <i>booster</i>	280
Figura 62: representación de la potencia eléctrica, caudal másico y volumétrico.	280
Figura 63: sistema de regulación secundario existente.	281
Figura 64: sistema de aporte térmica para el evaporador de baja temperatura.	283
Figura 65: estructura inicial para la instalación <i>booster</i> CO ₂	284
Figura 66: estructura final para la instalación <i>booster</i> CO ₂	285
Figura 67: zona de aporte térmico a evaporadores con agua glicolada.	286
Figura 68: zona de disipación térmica con agua.	287
Figura 69: zona de alta presión.	288
Figura 70: zona <i>flash-gas</i> / economizador.....	289
Figura 71: zona de evaporadores.	290
Figura 72: zona del desrecalentador.....	291
Figura 73: diseño de la instalación <i>booster</i> CO ₂ completa (vista 1).	292
Figura 74: diseño de la instalación <i>booster</i> CO ₂ completa (vista 2).	293
Figura 75: instalación <i>booster</i> CO ₂ terminada (vista 1).	296
Figura 76: instalación <i>booster</i> CO ₂ terminada (vista 2).	297
Figura 77: cambio de vatímetro BM1400 (izq.) por A2000 (der.).....	298
Figura 78: circulación de aceite por la instalación.....	299
Figura 79: aceite inmiscible (izq.) y miscible (der.) con el CO ₂ en el recipiente..	299

Figura 80: acumulación de aceite inmisible con CO ₂ en recipiente intermedio..	300
Figura 81: cambio de toma inferior del recipiente intermedio. Antes (izq.), después (der.).....	301
Figura 82: filtro del circuito de agua saturado.	302
Figura 83: ventilador de culata en el compresor de media temperatura.	302
Figura 84: pérdidas en los latiguillos flexibles de los compresores.	303
Figura 85: pérdida de CO ₂ en las mangueras flexibles de los transductores.	304
Figura 86: pérdida de aceite en el retorno del compresor de media temperatura..	304
Figura 87: rotura de la parte abocardada del tubo.....	305
Figura 88: conexión manómetro inicial (izq.) y final (der.).	305
Figura 89: caudalímetro para media temperatura inicial (izq.) y final (der.).....	306
Figura 90: caudalímetro para baja temperatura inicial (izq.) y final (der.).....	306
Figura 91: caudalímetro para desrecalentador inicial (izq.) y final (der.).	307
Figura 92: fugas en soldaduras.	307
Figura 93: funcionamiento dentro del rango de variabilidad aceptado.	314
Figura 94: esquema de la configuración <i>booster</i> básico (BB) y con desrecalentador (BB+DSH).....	317
Figura 95: COP vs Presión GC/K (BB y BB+DSH).....	319
Figura 96: esquema de la configuración <i>booster</i> con desrecalentador y <i>flash-gas</i> (BB+DSH+FG).....	320
Figura 97: validación de la transferencia de calor en el evaporador de baja temperatura (LT ₀) y el desrecalentador (DSH).	323
Figura 98: validación de la transferencia de calor en el evaporador de media temperatura (MT ₀) y en el refrigerador de gas/condensador (GC/K).	324
Figura 99: diagramas P-h para temperatura de disipación de 25°C.....	325
Figura 100: distribución de los caudales en el <i>booster</i> CO ₂ con FG y DSH.	326
Figura 101: temperaturas de aspiración y descarga del MT _C	327
Figura 102: potencia del MT _C	329

Figura 103: COP para la configuración BB+DSH+FG.....	330
Figura 104: presiones óptimas del GC/K y depósito en las tres configuraciones. 331	
Figura 105: presiones del depósito en condiciones de disipación óptimas.....	333
Figura 106: temperaturas de aspiración del compresor MT en condiciones de disipación óptimas.....	334
Figura 107: temperaturas de descarga del compresor MT en condiciones de disipación óptimas.....	335
Figura 108: comparativa de potencia de los compresores LT en condiciones de disipación óptimas.....	336
Figura 109: comparativa de potencia de los compresores MT en condiciones de disipación óptimas.....	336
Figura 110: comparativa de COP.....	337
Figura 111: comparativa de incrementos del COP.....	338

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el sector de la refrigeración comercial ha sufrido grandes cambios, debido en parte a la mayor conciencia medioambiental adquirida por la sociedad y a la idea firme de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero causantes del calentamiento global del planeta.

Los supermercados son grandes contribuyentes al efecto invernadero tanto de forma directa (fugas de refrigerante) como indirecta (consumo energético). Debido a ello, constituyen uno de los puntos claves dentro del sector de la refrigeración en la lucha contra el cambio climático, no solo por su repercusión real al problema, sino también, por su repercusión mediática en un sector que gestiona más de 500 mil millones de dólares anuales solo en ventas de equipos [1].

Para poder atajar el problema, actualmente se plantean dos vías de actuación complementarias: el desarrollo de nuevos sistemas frigoríficos más eficientes y el uso de refrigerantes con menor Potencial de Calentamiento Atmosférico (GWP), junto a la reducción de fugas. En este sentido, el Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea, puso en marcha en 2015 el Reglamento UE 517/2014 [2] conocido como F-Gas, destinado a reducir el uso de gases fluorados con elevado GWP. Con las restricciones impuestas en el sector de la refrigeración comercial, se ha producido una reforma integral en todo el sector, haciendo que el CO₂ (R-744) se desmarque como el principal gas refrigerante en sistemas centralizados destinados a cubrir la demanda frigorífica de un supermercado.

En términos generales, el CO₂ es un refrigerante natural con un valor de GWP prácticamente despreciable ($GWP_{100}=1$) y clasificación de seguridad A1 [3], lo que hace que no tenga restricciones de carga como es el caso de otros fluidos refrigerantes clasificados como A2L, A2 y A3 [3]. Además, sus excelentes propiedades termodinámicas, permiten reducir el tamaño de los conductos e intercambiadores, ahorrando costes y minimizando pérdidas energéticas. No obstante, todas estas ventajas compiten con el hándicap que supone la baja eficiencia de las instalaciones frigoríficas que emplean CO₂ como refrigerante en condiciones transcríticas.

Actualmente, los sistemas empleados en supermercados están diseñados para poder cubrir la demanda de los servicios en media y baja

temperatura (conservación y congelación). Los sistemas *booster* con CO₂ ofrecen la distribución directa a ambos servicios con la ventaja de emplear un único refrigerante, a diferencia de los sistemas en cascada [4]. Sin embargo, se trata de sistemas más complejos y con un mayor número de componentes, principalmente en su uso para zonas con climas cálidos.

1.1. Historia reciente de la refrigeración

La producción de frío artificial, ha experimentado multitud de cambios a lo largo de la historia, enfocándose en sus inicios, hacia la mejora de la eficiencia y seguridad de los refrigerantes. Sin embargo, en los últimos años, los cambios experimentados han sido enfocados a combatir el problema climático y el uso de refrigerantes de bajo GWP.

Anteriormente a 1930, los refrigerantes más utilizados para la producción artificial de frío, considerados como de primera generación, se centraban en el amoníaco (NH₃ o R-717), dióxido de carbono (CO₂ o R-744) y sustancias volátiles de fácil disponibilidad. Sin embargo, estas sustancias planteaban determinados problemas como baja eficiencia, toxicidad o inflamabilidad entre otros.

Uno de los grandes cambios en la historia de la refrigeración, se produjo a partir del desarrollo del primer refrigerante sintético en 1930 de la mano de Thomas Midgley y sus colaboradores [5]. Este refrigerante conocido como R-12 o Freón, pertenecería a la familia de los CFC y contenía Cloro en su composición, dándole una gran estabilidad y una nula inflamabilidad. Con ello se inició una segunda generación de refrigerantes, los cuales solucionaban los problemas que planteaban los refrigerantes de la primera generación, aunque después de más de 40 años de uso, se descubrió que potenciaban la destrucción de la capa de Ozono. Los investigadores Molina y Rowland concluyeron que los CFCs eran los culpables del aumento del agujero en la capa de Ozono, debido a la liberación de átomos de cloro en la atmósfera [6]. A causa de ello, en 1987, se firmó el Protocolo de Montreal [7] con el fin de tomar medidas para la eliminación de los CFCs (prohibidos en Europa a partir del año 2000). A partir de aquí, se desarrollaron los refrigerantes HCFC para una fase de transición, los cuales seguían

conteniendo cloro, pero en menor proporción y seguían regulados por el Protocolo de Montreal.

Posteriormente, se desarrolló una tercera generación de refrigerantes, en este caso los HFC, que dejaban de incluir cloro, por lo que se evitaba el problema de la destrucción de la capa de Ozono, sin embargo, tenían otro efecto negativo sobre el planeta, repercutían en el aumento del denominado Calentamiento Global. Por una parte, debido al mayor consumo eléctrico de las instalaciones con los HFCs respecto a los CFCs y HCFCs (menor eficiencia) y, por otra parte, por el elevado GWP de dichos refrigerantes, debido a su enlace carbono-flúor, los cuales se descomponen muy lentamente en la atmósfera.

Estos refrigerantes no estaban regulados por el Protocolo de Montreal, por lo que en 1997, se firmó el Protocolo de Kyoto [8], con el fin de reducir los gases de efecto invernadero. A partir de aquí hubo un aumento en el uso de refrigerantes naturales debido a su bajo GWP. Sin embargo, este cambio se vio acentuado en Europa con la entrada en vigor del Reglamento EU N° 517/2014 (F-Gas) [2], el cual marca unas fechas para la reducción en la comercialización de gases fluorados de efecto invernadero. Esto afecta en gran medida a los refrigerantes de elevado GWP utilizados hasta la fecha y a las instalaciones actuales que utilizan dichos refrigerantes. En cuanto a la refrigeración comercial, para centrales de potencias frigoríficas superiores a 40kW, no se podrán emplear refrigerantes con GWP_{100} mayor a 150 en expansión directa, excepto en el circuito primario de los sistemas en cascada, donde el límite aumenta hasta 1500.

Para sustituir este tipo de refrigerantes por otros de menor GWP, se han desarrollado y siguen desarrollándose nuevos refrigerantes considerados como de cuarta generación. En este caso se trata de los HFOs, los cuales consiguen menores valores de GWP mediante un doble enlace en su composición (sustancias insaturadas) y un mayor número de hidrógenos. Esta última característica, dota a estos refrigerantes de una ligera inflamabilidad.

En 2016, el Reglamento europeo N° 517/2014 (F-Gas), se extendió con algunos cambios a nivel mundial en la Enmienda de Kigali al protocolo de Montreal, con la firma de 197 países ratificantes. Con ello y con el aumento

de la concienciación de los gobiernos en cuanto al cambio climático, la refrigeración se está dirigiendo hacia el uso de refrigerantes de bajo o nulo GWP, entre los cuales se encuentran los refrigerantes naturales como el CO₂. Sin embargo, las centrales más sencillas con CO₂ son menos eficientes que centrales con otros refrigerantes en climas cálidos como el sur de Europa, de acuerdo con los resultados obtenidos por Girotto *et al.* 2004 [9], tras realizar diferentes estudios de campo en un supermercado del norte de Italia, comparando un sistema “todo CO₂” respecto a uno con expansión directa con R-404A.

A nivel de publicaciones, se han desarrollado gran cantidad de estudios teóricos y experimentales de sistemas con CO₂ para abastecer a un único nivel de evaporación, como los realizados por Cecchinato *et al.* 2007 [10] en una central de un supermercado, o el desarrollo teórico de varias configuraciones con CO₂ *et al.* 2009 [11] con el mismo esquema base de funcionamiento que utilizan algunas configuraciones *booster* CO₂ en la actualidad. Sánchez desarrolló diferentes trabajos experimentales en una central de simple etapa con CO₂, como el análisis de la repercusión del recalentamiento en la aspiración del compresor *et al.* 2010 [12], el análisis energético tanto en régimen transcrito como en subcrítico de la central con CO₂ *et al.* 2014 [13] o el análisis de la repercusión energética de varias ubicaciones del IHX (2014) [14].

En lo relativo a las centrales frigoríficas comerciales centralizadas para dar servicios a varios niveles de evaporación, hasta hace poco tiempo, el mercado estaba copado por centrales *booster* de expansión directa con R-404A y posteriormente por centrales en cascada R-134a/CO₂, especialmente en países con clima cálido.

Con la puesta en escena de la F-Gas, este tipo de centrales han sido reconvertidas o sustituidas por otro tipo de sistemas con refrigerantes de menor GWP, como es el caso de las centrales *booster* con CO₂. El problema de este tipo de centrales en su configuración básica, al igual que ocurría con las de simple etapa, es que son más eficientes en climas fríos como en el norte de Europa. Sin embargo, el CO₂ es un refrigerante natural con un GWP prácticamente nulo, no inflamable y no toxicidad (nivel de seguridad A1), que

puede ser usado en refrigeración comercial en sistemas de expansión directa sin restricciones. Se trata de un gas ampliamente empleado en la industria con un coste muy económico, con unas propiedades termodinámicas características [15,16] totalmente diferentes al resto de refrigerantes empleados hasta el momento, y con un gran potencial para determinadas aplicaciones tanto a nivel industrial como comercial.

En lo relacionado a nivel comercial, el uso de centrales *booster* CO₂ en su configuración básica con *flash-gas* (BB+FG), similar a la representada en la Figura 1, ha tenido una gran acogida en el norte de Europa por su alta eficiencia a bajas temperaturas ambiente. Este tipo de central tuvo un primer prototipo desarrollado en 2006 en Dinamarca (primer país en prohibir el uso de refrigerantes sintéticos a partir de 2007 [17] a nivel comercial). Este prototipo fue impulsado por un proyecto europeo (LIFE05) con el que obtuvieron datos relevantes en 2008 [18] sobre este tipo de central.

Figura 1: esquema *booster* CO₂ con flash-gas (BB+FG).

Este sistema, además de los elementos comunes de una central tipo *booster*, incorpora una válvula de expansión denominada *back-pressure* (BP), encargada de mantener la presión deseada aguas arriba en la zona de disipación (*gas-cooler*/condensador), y un válvula denominada de *flash-gas* (FG), la cual hace lo propio manteniendo la presión del recipiente de líquido en un valor determinado, para conseguir una instalación más estable y evitar presiones variables aguas arriba de los sistemas de expansión en los servicios.

A la vista de las futuras restricciones en el uso de refrigerantes fluorados, se realizaron multitud de estudios comparando los sistemas de refrigeración centralizados con HFCs utilizadas hasta la fecha respecto a centrales *booster* CO₂ básicas. Entre ellos se encuentra el extenso trabajo realizado por Sawalha entre 2007 y 2008 [15,19,20] del uso de CO₂ para la refrigeración en supermercados. En ellos concluía que los sistemas *booster* CO₂ reducen el consumo anual de energía respecto a las centrales de expansión directa con R404A en climas fríos, siendo las centrales en cascada las que obtenían una mayor eficiencia en climas cálidos. Johanson siguió la misma línea de investigación de Sawalha, comparando en 2009 tres supermercados utilizando CO₂ como refrigerante, dos sistemas transcíticos y una cascada R-404A/CO₂ [21]. Posteriormente, Ge y Tassou *et al.* 2011 [22], Shilliday *et al.* 2012 [23], Fricke *et al.* 2016 [24], Sawalha *et al.* 2016 [25] y Catalán-Gil *et al.* 2018 [26], entre otros, realizaron estudios comparando los sistemas *booster* CO₂ respecto a sistemas con HFCs. Todos llegaron a conclusiones similares en lo referente a la alta eficiencia de las centrales *booster* CO₂ a bajas temperaturas ambiente y su reducción de eficiencia a altas temperaturas de disipación.

En países con clima cálido como España, Portugal o Italia, el incremento del número de estas centrales ha sido más moderado, siendo necesaria además, la incorporación de ciertas mejoras a los sistemas *booster* con CO₂, para aumentar la eficiencia a altas temperaturas ambiente.

Este hecho queda reflejado en la Figura 2, donde se observa el número de centrales CO₂ transcíticas instaladas en diferentes países de Europa en los últimos años. A nivel global, en Europa se pasó de 2885 centrales transcíticas con CO₂ en 2013 a 8732 en 2016 [27] y a más de 16000 en 2019 [28].

Figura 2: evolución del número de centrales transcricas en Europa.

A causa de la reducción de la eficiencia de centrales transcricas con CO₂ a altas temperaturas de disipación, en los últimos años, investigadores de todo el mundo han estado desarrollando mejoras aplicables a estos sistemas, con la principal finalidad de reducir el consumo de los compresores de media temperatura, que al fin y al cabo son los que mayor impacto tienen sobre la eficiencia de las instalaciones *booster* CO₂. Este hecho puede contrastarse en la Figura 3, donde se muestra la potencia eléctrica de las dos etapas de compresión para una central estándar, con potencias frigoríficas de 41 kW en baja temperatura (LT) y 140 kW en media temperatura (MT) para un rango de temperaturas de disipación de 0-40°C. La relación de potencias eléctricas de LT_C respecto a MT_C, para altas temperaturas de disipación, se reduce hasta ser solo el 7% de la potencia consumida por los MT_C. Por ello la importancia de atacar el consumo de los compresores de MT_C para aumentar la eficiencia de este tipo de instalaciones.

Figura 3: relación de potencias eléctricas para un *booster* CO₂ básico.

Entre las mejoras básicas en los sistemas *booster* CO₂ para el incremento del COP, la instalación de intercambiadores de calor interno introduce ciertos beneficios. Estos intercambiadores reducen la temperatura del refrigerante de una parte del circuito, a costa de aumentar la temperatura del refrigerante de otra parte de la instalación. Karampour y Sawalha en 2014 [29] analizó el efecto de este tipo de intercambiadores situados en diferentes puntos de un sistemas *booster* CO₂, obteniendo mejoras de hasta el 11%.

Sin embargo, se deben introducir mejoras avanzadas, entre las que se encuentran determinadas soluciones potenciales [30] para elevar la eficiencia de los sistemas con CO₂. Una de las principales y más empleadas mejoras para climas cálidos, es la incorporación de la compresión paralela (PC). Esta mejora, representada en la Figura 4, introduce una nueva etapa de compresión, la cual se encarga de recomprimir todo el refrigerante en estado gas del depósito de líquido, en lugar de expandirlo hasta media temperatura mediante la válvula *flash-gas* y recomprimirlo por los compresores de MT_C. Con ello, se consigue que la compresión de dicho refrigerante se realice de forma más eficiente, mejorando así el COP de la instalación.

Figura 4: esquema *booster* CO₂ con compresión paralela (BB+PC).

Para la optimización del funcionamiento de esta configuración, se debe modificar la presión de aspiración de los compresores PC [26,31,32] variando ésta desde la presión mínima que se desee en el depósito de líquido (sobre los 35 bar), hasta la máxima presión de aspiración recomendada por el fabricante de compresores (aproximadamente 55 bar) [33,34]. El incremento del COP respecto al sistema base, es mayor cuanto mayor es la temperatura de disipación, ya que, con el aumento de dicha temperatura, el título de vapor

del refrigerante en el depósito aumenta y con ello, la cantidad de gas que debe ser extraído de éste para comprimirlo con los compresores.

Un ejemplo de la variación de caudales a comprimir por los compresores MT_C en el sistema básico y en el sistema con compresión paralela, queda reflejado en la Figura 5, para unas potencias frigoríficas de 41 kW en baja y 140 kW en media temperatura. Ambos gráficos corresponden al funcionamiento teórico óptimo para cada sistema a una temperatura de disipación de 40°C. En este caso, la presión del depósito de líquido difiere entre un sistema y otro, lo que conlleva a una diferencia de caudales en los evaporadores. Sin embargo, con el sistema con compresión paralela, los compresores PC evitan la compresión de 2030 kg/h de refrigerante con los compresores MT_C , y aunque, exista un aumento en el caudal total trasegado (+937 kg/h), ofrecen una mayor eficiencia a la instalación por trabajar los PC con rendimientos más elevados que los compresores MT_C .

Figura 5: caudal de CO_2 en BB (izq.) y BB+PC (der.) a 40°C de disipación.

Este tipo de configuración, en sistemas con un nivel de evaporación, ha sido muy analizada por investigadores como Sarkar y Agrawal *et al.* 2009 [35], Chesi *et al.* 2014 [36] o Fristchi *et al.* 2015 [37] entre otros, obteniendo mejoras del COP del 10-47.3%. De hecho, esta mejora, es una de las más

implementadas en centrales *booster* CO₂ por el gran beneficio que aporta a temperaturas de disipación elevadas, en comparación con el sobrecoste que supone si se compara con otras mejoras que más adelante serán analizadas.

En lo referente a la introducción de la compresión paralela en sistemas *booster* CO₂, Sharma comparó varias configuraciones en cascada y sistemas con CO₂ en 2014 [38]. En dicho estudio concluyó que el sistema *booster* CO₂ con compresión paralela conseguía el mayor COP entre los demás sistemas transcríticos analizados, así como una mejora del COP respecto a los sistemas en cascada para temperaturas ambiente inferiores a 8°C. Javerschek analizó en 2015 y 2016 la optimización de la compresión paralela para sistemas *booster* CO₂ [39,40], introduciendo la posibilidad de utilizar dicho compresor como un compresor de apoyo a los compresores de media temperatura por medio de una válvula de tres vías.

Otros autores como Gullo *et al.* 2016 [41], Tsamos *et al.* 2016 [42] o Catalán-Gil *et al.* 2018 [26], entre otros, realizaron extensos análisis de diferentes soluciones centralizadas para dar servicio a los niveles de baja y media temperatura en supermercados, entre los que se encuentra el sistema con compresión paralela. Los resultados obtenidos, comparando con el ciclo *booster* básico sin sistema de *flash-gas-by-pass*, comprenden mejoras energéticas entre 3.6 y 8% [26,42] para ciudades con distribución de temperaturas anuales parecidas, llegando incluso hasta el 20% [41].

Otra de las configuraciones que mejoran la eficiencia de la instalación *booster* CO₂ a altas temperaturas ambiente, es la introducción de un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado (BB+DMS) utilizando un ciclo de compresión de vapor adicional, encargado de reducir la temperatura del CO₂ a la salida del gas-cooler/condensador. Este y otros sistemas de subenfriamiento para sistemas con CO₂, aportan grandes mejoras del COP para los sistemas transcríticos [43].

Aunque el uso de sistemas de subenfriamiento dedicado en sistemas de refrigeración fue patentado por Brown *et al.* 1973 [44] y analizado por otros autores años atrás, como Couvillion *et al.* 1988 [45] o Thornton *et al.* 1992 [46] y 1994 [47], su uso en sistemas *booster* CO₂ ha sido más reciente. Este subenfriamiento mecánico en sistemas *booster* CO₂, representado en la Figura

6, da la posibilidad de utilizar otros refrigerantes con mayor eficiencia que el CO₂ a altas temperaturas ambiente.

Figura 6: esquema *booster* CO₂ con subenfriamiento mecánico (BB+DMS).

En este caso, la mejora provoca una reducción del título de vapor en el depósito de líquido, y por ende, una reducción del caudal de CO₂ a comprimir por el compresor de media temperatura, reduciendo así su consumo eléctrico. Además, esta mejora consigue reducir la presión óptima de disipación, de

acuerdo con los resultados teóricos obtenidos por Llopis *et al.* [48,49] y los resultados experimentales de Sánchez *et al.* 2016 [50] y Nebot-Andrés *et al.* [51], en una instalación de simple etapa con CO₂. Otros investigadores como Hafner y Hemmingsen *et al.* 2015 [52] fueron los primeros en analizar este tipo de configuración en ciclos *booster* de CO₂, y Serwas (2012) en aplicarlo en un supermercado situado en Alzira (España) [30].

Además del sistema de subenfriamiento mecánico dedicado, el subenfriamiento puede aplicarse mediante otros sistemas como los analizados por Mazzola *et al.* 2016 en un sistema *booster* CO₂ [53], obteniendo reducciones en el consumo energético del 25-36%.

Relacionado con los sistemas de subenfriamiento mecánico con un ciclo simple de compresión adicional, en sistemas de doble etapa, son varios autores que han analizado esta mejora. Entre ellos, Beshr *et al.* 2016 [54] simuló y analizó experimentalmente el subenfriamiento mecánico con R134a en una instalación de doble etapa con CO₂. Gullo *et al.* 2016 [41] analizó energéticamente el comportamiento del subenfriamiento mecánico utilizando R-290 y R-1270, consiguiendo COPs a altas temperaturas ambiente cercanos a los sistemas en cascada. Así mismo, Catalán-Gil *et al.* 2018 [55] analizó energéticamente el funcionamiento del subenfriamiento mecánico con R-290, para multitud de ciudades en Europa y Asia, obteniendo reducciones en el consumo energético anual respecto al sistema *booster* CO₂ con compresión paralela de hasta el 3.5% para ciudades del Sur de Europa y hasta el 6% en Asia.

Otra solución con importantes beneficios para los sistemas *booster* CO₂, es la combinación de las dos mejoras anteriores, pero utilizando únicamente CO₂ como refrigerante. En este caso, se genera un subenfriamiento a la salida del *gas-cooler*/condensador (GC/K), con parte del refrigerante que circula por el GC/K (Figura 7). Esta parte del refrigerante, es expandido mediante una válvula electrónica hasta la presión deseada y, mediante un intercambiador de calor, absorbe calor de la otra parte de refrigerante proveniente del GC/K, reduciendo así su temperatura. El sistema, denominado *booster* CO₂ con subenfriamiento integrado (BB+IMS) [55], incorpora un sistema de

compresión adicional con el fin de recomprimir todo el refrigerante utilizado para subenfriar el refrigerante antes de la válvula *back-pressure*.

Aunque esta mejora no ha sido muy estudiada para sistemas con CO₂, Zubair *et al.* 1994 [56] ya analizó este tipo de mejora con R-502, obteniendo aumentos del COP de hasta el 85% para condiciones de disipación extremas, y posteriormente, Qureshi y Zubair *et al.* 2011 [57] analizaron esta mejora para otros refrigerantes.

Figura 7: esquema *booster* CO₂ con subenfriamiento integrado (BB+IMS).

Utilizando esta mejora para sistemas con CO₂ de simple etapa, Cechinato *et al.* 2009 [11] realizó un análisis termodinámico de este sistema para un ciclo con un nivel de evaporación, realizando el subenfriamiento con CO₂, pero con un ciclo de compresión de vapor independiente del ciclo principal, teniendo, a términos prácticos, el mismo principio de funcionamiento. Así mismo, Nebot-Andrés *et al.* 2019 [58] analizó termodinámicamente el uso del subenfriamiento integrado en un ciclo de simple etapa con CO₂, obteniendo incrementos del COP de hasta el 15.9% para temperaturas de evaporación de -10°C.

Por otro lado, su uso en sistemas *booster* con CO₂ fue ampliamente analizado por Catalán-Gil *et al.* 2019 [55]. Comparó energéticamente el funcionamiento de esta mejora respecto al sistema con compresión paralela y subenfriamiento mecánico para un gran número de ciudades en Europa, consiguiendo consumos energéticos menores a los otros dos sistemas *booster* CO₂ mejorados, con reducciones energéticas anuales de hasta el 6% en ciudades de Europa y Asia.

Una solución alternativa para la mejora de los sistemas *booster* CO₂ es el uso de eyectores de gas (Figura 8). Se trata de un sistema que mejora el funcionamiento de dichas centrales a altas temperaturas de disipación, actuando sobre dos aspectos característicos. Uno de ellos es reducir el caudal trasegado por los compresores MT_C, y el otro, elevar la presión de parte del refrigerante de una zona de la central (MT), sin utilizar para ello energía eléctrica adicional como ocurriría con los compresores.

Figura 8: esquema *booster* CO₂ con eyectores de gas (BB+GEJ).

El eyector (Figura 9) es un sistema en el que se aprovecha la energía potencial de un fluido (motriz), para elevar la presión de otro fluido (succionado), empleando para ello una serie de toberas de geometría convergente-divergente. El caudal motriz a alta presión ①, se hace pasar por una tobera convergente ②, aumentando así su velocidad y disminuyendo su presión por debajo de la presión de evaporación de MT. Esta depresión

succiona parte del refrigerante ③ procedente de dichos evaporadores, para posteriormente combinar las dos corrientes en la zona de mezcla del eyector ④. En esta zona, el refrigerante motriz aumenta ligeramente la presión respecto al punto anterior y el caudal succionado, reduce su presión hasta una presión que dependerá de las condiciones del refrigerante a las entradas, caudales y diseño del eyector. Una vez mezclado, el refrigerante pasa por una tobera divergente ⑤, provocando una reducción de la velocidad del refrigerante y, por consiguiente, un aumento en la presión de éste. Esta presión de salida, estará unos pocos bares por encima de la presión de evaporación de MT, la cual dependerá de las condiciones de funcionamiento.

Figura 9: funcionamiento del eyector (Danfoss 2019) [59].

Los eyectores tienen una curva de operación muy acentuada, por lo que su funcionamiento óptimo se alcanza en unas condiciones muy específicas. Con ello, no tiene sentido trabajar con un único eyector de geometría fija en sistemas con condiciones de funcionamiento variable, por lo que existen dos variantes, utilizar varios eyectores de geometría fija en paralelo [59,60], o utilizar un eyector con geometría variable [61,62]. Ambas soluciones tienen sus pros y sus contras, pero las dos son únicamente eficientes cuando tienen un diferencial de presión elevado entre las dos corrientes de refrigerante, por

lo que, para temperaturas de disipación inferiores a unos 30°C, los eyectores dejan de funcionar como tales y se comportan como válvulas *back-pressure*.

Existen multitud de estudios, tanto teóricos como experimentales, que analizan el comportamiento y repercusión del uso de eyectores en sistemas con CO₂. En relación a su uso en sistemas *booster* CO₂, estudios realizados por Hafner *et al.* 2014 [60] y 2016 [63], Haida y Smolka *et al.* 2015 [64] Banasiak *et al.* 2015 [65], Wiecha *et al.* 2016 [66], Gullo *et al.* 2016 [67] y 2018 [68], Zheng y Deng *et al.* 2017 [69], Catalán-Gil *et al.* 2018 [26] o Eskandari y Cheraghi *et al.* 2019 [70], entre otros, muestran el beneficio de esta mejora en dichos sistemas, utilizando un elemento que no necesita consumo energético importante, a excepción de los elementos electrónicos de regulación.

Otro sistema o forma de operación, es el funcionamiento mediante evaporadores inundados. Este sistema, representado en la Figura 10, se puede utilizar en cualquier sistema de los antes mencionados, a costa de incorporar varios elementos adicionales que incrementa el coste de cualquier sistema. El principal beneficio energético se debe al incremento del nivel de evaporación de MT, a causa de la eliminación del recalentamiento en los evaporadores de MT. Ello implica un ΔT inferior entre el refrigerante y el medio a refrigerar, por lo que los niveles de presión de evaporación son más elevados.

No obstante, es necesario introducir otro depósito entre las etapas de compresión de LT y MT para separar el líquido del gas. El refrigerante en estado gas es comprimido por los compresores de MT o por los eyectores de gas (cuando se utilicen), mientras que el refrigerante en estado líquido se trasiega a otra parte del circuito. En este caso existen tres soluciones principales. Una de ellas es bombear el refrigerante hacia el depósito de líquido principal, el cual se encuentra a una presión superior (presión intermedia). Otra es expandir el refrigerante hacia una presión inferior (**Punto A** en Figura 10), en este caso, hasta el nivel de BT e inyectarlo antes de los evaporadores, y por último, utilizar eyectores (**Punto B** en Figura 10) denominados como de líquido (LEJ), los cuales tienen un funcionamiento similar a los de gas pero utilizando el líquido como fluido succionado.

Figura 10: esquema *booster* CO₂ para evaporadores inundados.

En los sistemas con eyectores y evaporadores inundados, se combinan los eyectores de gas y de líquido, dando paso al sistema con multi-eyector (MEJ). La ventaja de este sistema es que permite aumentar la presión del fluido (gas o líquido) sin realizar un gasto de energía eléctrica adicional, como en el caso de la bomba o del compresor. Cabe destacar, tal y como se ha comentado antes, los sistemas con eyectores no pueden funcionar como tales en un amplio rango de temperaturas externas y potencias, por lo que, para

altas potencias, se precisa la inclusión de la válvula *back-pressure* y la válvula *flash-gas*, para poder combinar configuraciones según sea conveniente.

Investigadores como Minetto *et al.* 2013 [71], Wiecha *et al.* 2016 [66], Gullo *et al.* 2016 [67], Pardiñas *et al.* 2017 [72], Simarpreet *et al.* 2019 [73] o Haida *et al.* 2019 [74], realizaron estudios de los eyectores de líquido, obteniendo, reducciones en el consumo energético de hasta el 26% respecto a los sistemas sin eyectores, aumentando el nivel de presión de media temperatura entre 1-1.5 bar.

Por último, y dadas las propiedades termofísicas que ofrece el CO₂ en la zona de disipación de calor, se pueden emplear las centrales de CO₂ en supermercado para recuperación de calor y aprovechamiento para agua caliente sanitaria (ACS). Además, también se puede integrar un tercer nivel de evaporación para la generación de climatización siendo estas centrales conocidas con el nombre de centrales clima todo en uno (Figura 11), las cuales son capaces de abastecer todas las demandas de calor y “frío” de un supermercado, utilizando una única central y un único refrigerante. Este hecho permite amentar notablemente el grado de eficiencia de las centrales, siendo competitivas con las soluciones tradicionales para frío y clima.

Al igual que en el caso de los evaporadores inundados, este tipo de sistema puede aplicarse a cualquier configuración *booster* CO₂ anterior, pero se debe añadir por lo menos, un intercambiador de calor para el agua caliente sanitaria y otros dos para el clima, uno para el aporte de calor al aire y el otro para el aporte de “frío”.

Figura 11: esquema *booster* CO₂ todo en uno.

Este tipo de sistemas ha sido analizado ampliamente por investigadores del instituto KTH, como Sawalha [75,76], Karampour [77–81], Abdi *et al.* 2014 [82] o Mateu *et al.* 2018 [83], entre otros, mostrando grandes mejoras energéticas, principalmente para países con climas fríos. Otros investigadores como Hafner *et al.* 2012 [60], Polzot *et al.* 2016 [84] o Sarabia *et al.* 2019 [85] analizaron también estos sistemas “todo en uno” para la mejora de la eficiencia de las instalaciones *booster* CO₂. No obstante, cabe destacar que,

esta mejora puede variar mucho dependiendo de las demandas y del control que se realice sobre la instalación.

Como resumen de las tecnologías implementadas en los últimos años en las instalaciones *booster* CO₂, la presente tesis doctoral, se centra en los sistemas *booster* CO₂ que utilizan mejoras con tecnología convencional disponible sin dependencia de la tecnología del eyector.

Los sistemas con mejoras analizados se centran en los que necesitan una etapa o ciclo de compresión adicional, es decir, PC, DMS e IMS, los cuales son soluciones muy prometedoras siendo, la última de éstas, una configuración no estudiada hasta el momento. Todo ello busca mejorar la eficiencia de los sistemas *booster* CO₂ para altas temperaturas de disipación, sin aumentar en exceso la complejidad de la instalación. Además, el sistema con IMS, también proporciona mejoras para bajas temperaturas de ambiente, por lo que le convierte en un sistema aprovechable para un mayor número de localizaciones, obteniendo reducciones en el consumo energético anual superiores a sistemas que únicamente se centran en la mejora de la eficiencia de este tipo de instalaciones para elevadas temperaturas ambiente.

NOTA ACLARATORIA: Como bien habrá podido advertir el lector, en este apartado introductorio se han incluido referencias propias derivadas de la realización de esta tesis. Esto se debe a que las publicaciones derivadas de esta tesis se fueron realizando a la par que se elaboraba la tesis, aportando resultados científicos novedosos que han sido referenciados por otros autores en el desarrollo de posteriores trabajos. Por tanto, se trata de referencias importantes que, aunque forman parte de este documento, también han contribuido en el estudio científico de los ciclos *booster* con CO₂.

1.2. Justificación

La refrigeración se encuentra presente en una gran multitud de sectores. En la actualidad tiene un importante papel en la economía mundial y se espera que siga creciendo en el futuro, con más de 15 millones de personas trabajando en el sector de la refrigeración. Entre los aspectos más relevantes, se estima que existen en la actualidad alrededor de 5.000 millones de sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor, con unas ventas de

equipos mayores a 500 mil millones de dólares. Además, en términos energéticos, el sector de la refrigeración es el responsable del 20% de la energía total consumida en el mundo [1].

El sector de la refrigeración comercial e industrial ha experimentado un gran cambio y desarrollo en los últimos años para reducir el impacto medioambiental del sector. Este cambio a nivel mundial, ha sido en gran parte impulsado por los Protocolos de Montreal [7] y Kioto [8], así como sus posteriores enmiendas, entre las que se encuentra Kigali [86]. Esta enmienda de 2016, se basa en gran parte en el Reglamento europeo 517/2014 (F-GAS) [2], el cual extiende la línea de acción a nivel mundial y cuyo objetivo principal es reducir las emisiones directas de gases de efecto invernadero, mediante la utilización de refrigerantes de reducido o nulo GWP.

Entre los refrigerantes de bajo GWP, el único refrigerante natural de alta seguridad (A1) y bajo GWP₁₀₀ (1) es el CO₂. De hecho, los sistemas *booster* utilizando CO₂ como refrigerante, están siendo las grandes alternativas para dar servicio a varios niveles de evaporación simultánea, utilizando un único refrigerante e incluyendo la posibilidad de utilizar dichas centrales como fuente de aporte térmico, tanto para agua caliente sanitaria como clima.

Con ello, y siguiendo la línea de investigación del grupo de ingeniería térmica (GIT), la presente tesis se centra en los sistemas *booster* con CO₂ y las posibles mejoras que pueden introducirse en ellos para incrementar su eficiencia a temperaturas de disipación elevadas, que es cuando mayores problemas tienen estos sistemas. Ya en el inicio de la tesis se vio la necesidad de comparar multitud de configuraciones bajo unas condiciones similares para sacar conclusiones objetivas de las posibles mejoras. Sin embargo, el análisis completo no solo debía centrarse en el estudio teórico de las diferentes alternativas, sino también en el diseño y montaje de una central *booster* con CO₂ suficientemente versátil, que fuera capaz de incorporar las configuraciones estudiadas anteriormente. Por ello esta tesis incluye además, todo el trabajo que ha supuesto desarrollar esta central frigorífica tipo *booster* con CO₂ adaptada a las potencias frigoríficas que se dispone en el laboratorio. Cabe destacar, que esta central es un banco de ensayos muy versátil en el que

se han implementado ciertas configuraciones de las analizadas inicialmente. En desarrollos futuros se espera ensayar nuevas configuraciones, que aunque implementadas, no han sido analizadas por no extender el contenido del presente documento.

1.3. Objetivo

El objetivo de esta tesis es, mediante el análisis teórico y experimental, evaluar y desarrollar nuevas configuraciones *booster* CO₂ que permitan incrementar la eficiencia energética respecto a los ciclos utilizados hasta la actualidad. Además, se sigue la línea de investigación que lleva a cabo el grupo de investigación GIT (www.git.uji.es), centrada en sistemas de refrigeración con bajo impacto medioambiental.

Adicionalmente al desarrollo de modelos teóricos de sistemas *booster* CO₂, una de las grandes motivaciones de esta tesis se ha centrado en la construcción de una planta frigorífica *booster* totalmente monitorizada en la cual se puedan ensayar diferentes configuraciones que corroboren los datos obtenidos mediante los modelos teóricos. En la actualidad, la mayoría de trabajos publicados se centran en comparar posibles mejoras en estos sistemas de forma teórica, sin embargo, hay una carencia de trabajos experimentales en este tipo de instalaciones, en los que se analicen y comparen diferentes configuraciones que permitan mejorar las prestaciones de la misma.

Por ello, los principales objetivos que se plantean en el desarrollo de la presente tesis doctoral son:

- Análisis teórico de diferentes configuraciones de sistemas *booster* con CO₂, destinadas a mejorar la eficiencia de éstos en climas cálidos.
- Elección de las configuraciones más interesantes y susceptibles de ser introducidas en una central *booster* con CO₂.
- Construcción de una central *booster* con CO₂ que permita probar las configuraciones de ciclo elegidas.

- Montaje de un sistema de monitorización completo para la visualización y adquisición de datos en tiempo real, así como para la actuación sobre diferentes parámetros de funcionamiento.
- Puesta en marcha de la central y realización de diferentes ensayos experimentales.
- Evaluación y comparación de los datos obtenidos en las configuraciones analizadas.

1.4. Estructura/metodología

A partir de lo citado anteriormente, la tesis se ha estructurado en varios capítulos, incluyendo los artículos publicados, la parte de desarrollo de la central *booster* CO₂ y los estudios experimentales no publicados hasta el momento de elaborar el presente documento. En el *CAPÍTULO 1* se realiza una introducción y justificación del tema elegido para el desarrollo de la tesis doctoral. Además, se elabora una revisión del estado del arte actual, centrado principalmente en los sistemas de refrigeración centralizada *booster* con CO₂.

Los siguientes cuatro capítulos muestran los artículos desarrollados en el transcurso de la tesis doctoral. El *CAPÍTULO 2* analiza teóricamente las diferentes posibilidades de mejora en los sistemas *booster* CO₂, comparándolos energéticamente y medioambientalmente.

El *CAPÍTULO 3* analiza en profundidad dos sistemas de mejora para centrales *booster* con CO₂ poco estudiadas hasta la fecha, como son el sistema *booster* CO₂ con economizador (ECO) y *booster* CO₂ con subenfriamiento integrado (IMS), los cuales permiten reducir la temperatura del refrigerante a la salida del *gas-cooler*/condensador mediante el propio CO₂.

El *CAPÍTULO 4* se centra en el análisis de mejoras de alta eficiencia más prometedoras, enfocadas en el subenfriamiento del refrigerante a la salida del *gas-cooler*/condensador, utilizando el propio CO₂ por una parte (sistema de subenfriamiento integrado o IMS) y por otra, empleando un ciclo de compresión de vapor adicional (sistemas de subenfriamiento mecánico o DMS). Los resultados obtenidos, se comparan energéticamente con uno de

los sistemas *booster* CO₂ más utilizados en climas cálidos, como es el *booster* con compresión paralela (PC).

En el *CAPÍTULO 5* se analizan experimentalmente la configuración básica de ciclo *booster* con CO₂, frente a la configuración con desrecalentador entre etapas de compresión. Este análisis se lleva a cabo empleando, una central construida para el testeo de las diferentes configuraciones que pueden ser adoptadas en un ciclo *booster*.

El *CAPÍTULO 6* muestra todo lo realizado para la puesta en marcha de la central *booster* CO₂. Desde el diseño y selección de componentes, pasando por el montaje e instrumentación para la toma de datos y control de la central, hasta la puesta en marcha, validación y resolución de los problemas derivados.

El *CAPÍTULO 7* analiza los resultados experimentales obtenidos en tres configuraciones *booster* CO₂. En este caso corresponden a las configuraciones *booster* básico (BB), *booster* básico con desrecalentador (BB+DSH) y *booster* básico con desrecalentador y *flash-gas* (BB+DSH+FG).

El *CAPÍTULO 8* desarrolla las conclusiones y trabajos futuros. También se muestran los artículos y ponencias que han derivado de dicha tesis.

Por último, el *CAPÍTULO 9* contiene las referencias y bibliografía adicional utilizada en esta tesis.

CAPÍTULO 2.

ARTÍCULO 1

Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation

AUTORES: Jesús Catalán-Gil*, Daniel Sánchez, Rodrigo Llopis, Laura Nebot-Andrés, Ramón Cabello

REVISTA: *Energies*, 11(7), 1915 (2018) **DOI:** 10.3390/en11071915

RESUMEN:

En este artículo se analizaron y compararon energéticamente diferentes sistemas de refrigeración comercial para dar servicio simultáneamente a baja y media temperatura. Se analizaron y compararon energéticamente sistemas que incorporan HFCs respecto a diferentes configuraciones *booster* CO₂. Para ello se consideraron unas potencias de evaporación de 41 y 140 kW en baja (-32°C) y media (-6°C) temperatura respectivamente, para temperaturas ambiente de 0-40°C, considerando las restricciones de funcionamiento de los componentes y los polinomios característicos de los compresores a partir de datos del fabricante.

Como conclusiones principales, se obtuvo que, entre los sistemas *booster*, el sistema subcrítico consigue la mayor eficiencia para temperatura inferiores a 12°C y superiores a 30°C, con incrementos del COP de hasta el 60.6%. Para los sistemas transcíticos, el sistema con eyectores consiguió incrementos del COP de hasta el 29.5%. En términos energéticos, se consiguieron mejoras anuales de hasta el 8%, con reducciones en el TEWI respecto a los sistemas en cascada R-513A/R-744.

Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Cabello, R. (2018). Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation. Energies, 11(7), 1915. <https://doi.org/10.3390/en11071915>

Energies 2018, 11, 1915

Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation

Jesús Catalán-Gil*, Daniel Sánchez, Rodrigo Llopis, Laura Nebot-Andrés,
Ramón Cabello

Department of Mechanical Engineering and Construction, Campus de Riu
Sec., Jaume I University, E-12071 Castellón, Spain

* Correspondence: jcatalan@uji.es; Tel.: +34-964-72-8133

Abstract

This work analyses different refrigeration architectures for commercial refrigeration providing service to medium and low temperature simultaneously: HFC/R744 cascade, R744 transcritical booster, R744 transcritical booster with parallel compression, R744 transcritical booster with gas ejectors, R513A cascade/R744 subcritical booster, and R513A cascade/R744 subcritical booster with parallel compression. The models were developed using compressor manufacturers' data and real restrictions of each system component. Limitations and operating range of each component and architecture were analysed for environment temperatures from 0 to 40°C considering thermal loads and environment temperature profiles for warm climates. For booster systems, cascade with subcritical booster with parallel compression provide highest coefficient of performance (COP) for temperatures below 12°C and above 30°C with COP increases compared basic booster up to 60.6%, whereas for transcritical boosters, architecture with gas ejectors obtains the highest COP with COP increases compared to the basic booster up to 29.5%. In annual energy terms, differences among improved booster systems are below 8% in the locations analysed. In Total Equivalent Warming Impact (TEWI) terms, booster architectures get the lowest values with small differences between improved boosters.

Keywords: R744 transcritical booster; subcritical booster; cascade; parallel compression; ejector; commercial/retail refrigeration.

1. Introduction

Commercial refrigeration systems are large contributors to the Greenhouse Effect due to four aspects: large refrigerant charges, high leakage rates, high energy consumption, and use of high GWP refrigerants such as R404A (GWP = 3922) or R507A (GWP = 3985) [1,2]. Europe, leading the fight against the climate change, has adopted a restriction for centralised refrigeration systems in the commercial sector from 1 January 2022 on (Regulation (EU) No 517/2014 [3]). This regulation has limited the GWP of the refrigerant to 150, in multipack centralised refrigeration systems for commercial use with capacity of 40 kW or more, with the exception of the refrigerant for the primary circuit of cascade systems where the GWP limit of 1500 has been considered. To accomplish this restriction, direct expansion in centralised refrigeration systems must rely on refrigerants with GWP less than 150. Among the different possible fluids to be used, the most suitable fluids are R744, HFO synthetic refrigerants and their mixtures, and HC, as it has been studied by members of the British Refrigeration Association et al. [4].

Supermarket refrigeration in Europe was dominated by direct expansion systems with R404A for low and medium temperature [5] and recently by R134a/R744 cascade which was experimentally analysed by Sanz-Kock et al. [6]. However, due to the restrictions established by the F-Gas, some of the existing commercial refrigerating plants will disappear as they cannot be reconverted to completely fulfill the F-Gas Regulation. In many cases, installations will have to modify their technology in order to avoid refrigerants with GWP greater than 150 to direct expansion. One possible solution for the existing systems is to replace the direct expansion systems by secondary fluid loops, such as the ones described by Wang et al. [7]. Nonetheless, the introduction of secondary fluid loops generally introduces penalties in the energy efficiency of the system. Sánchez et al. [8], measured energy increments up to 14.0% when reconvertng a R134a/CO₂ direct cascade to an indirect one using propylene-glycol at medium temperature. Llopis et al. [9], presented an experimental evaluation of energy consumption reconvertng a direct expansion refrigeration system to an

indirect system, using R134a and R507A, with energy consumption increases up to 22.8% (R134a) and 38.7% (R507A).

Some of these improvements are: parallel compression [17] to reduce the mass flow rate of the medium temperature compressor (MT_C), mechanical subcooling [18, 19] to increase the specific cooling capacity in evaporators, systems with ejectors and parallel compression [20, 21] to reduce exergy losses in the expansion processes and the MT_C mass flow rate, and overfeed evaporators [22, 23] to achieve higher evaporation temperature. In addition, the heating and air conditioning integration in the booster architecture is possible and it is an efficient solution to reduce annual energy consumption as analysed by Karampour et al. [15] and Hafner et al. [24]. Ge et al. [25] analysed a tri-generation using the high rate of heat rejection in CO_2 refrigeration systems in supermarkets to provide space cooling or refrigeration and Polzot et al. [26] analyses the energy saving potential using a Water Loop Heat Pump system. Generally, all these improvements try to reduce the power of the MT_C or to use the excess thermal energy, however these systems have more inherent complexity and economic cost than an R744 basic booster.

Some researchers analysed the R744 basic booster and cascade system to compare these types of architectures in different regions with different climates. Sawalha et al. [27, 28] evaluated theoretically different CO_2 centralised system solutions with two- or single-stage compression systems considering the possibility of using flooded evaporators. He compared the systems taking a R404A system and the NH_3/CO_2 cascade as reference [29] and he concluded that the cascade system is better for hot climates and the two-stage centralised systems with CO_2 are better for cold climates. Also, he indicated that the cascade system offers the best results for high temperature environments. Additionally, Fricke et al. [30] contrasted the energy consumption of cascades and booster systems in different climate regions in the USA, concluding that cascade systems obtain the lowest energy consumption in hot regions and booster systems in cold regions, however, current cascades will not be compatible with the F-Gas Regulation if the medium temperature level is served with direct expansion systems with refrigerant GWP greater than 150.

This work aims to energetically and environmentally compare several refrigeration architectures using R744 as the main refrigerant by introducing two new alternative booster arrangements working in subcritical conditions. A detailed thermodynamic analysis is presented for each configuration using a classic R513A/R744 cascade system as reference due to its extensive use in warm regions for centralised commercial refrigeration. The novelty of the analysis makes emphasis on the operational limits of the main components: compressors, expansion valves, and gas ejectors, as well as the limitations of each architecture depending on the environmental temperature. Additionally, the displacement of each compressor and the maximum operating pressure of each configuration are compared and discussed for a medium-size supermarket typically used in Spain and Portugal.

2. Refrigeration Architectures

This section presents the different refrigeration architectures considered in this work. All the architectures provide service simultaneously to medium and low temperature services using high safety refrigerants (A1). All architectures, with the exception of the R513A/R744 cascade, are in agreement with the restrictions established by the F-Gas Regulation. The R513A/R744 cascade (2.1), R513A cascaded R744 subcritical booster (2.5), and R513A cascaded R744 subcritical booster with parallel compression (2.6) always operate in subcritical conditions, either in the R513A cycle or in the R744 cycle. These cycles have been analysed using R513A (GWP = 629) as refrigerant in the high temperature cycle (HT cycle), because it is a drop-in of the widely used refrigerant in that cycle, R134a (GWP = 1430) [2], that offers improvement in COP with a reduced GWP refrigerant [31, 32].

On the other hand, the other architectures analysed (basic booster (2.2), booster with parallel compression (2.3) and booster with gas ejectors and parallel compression (2.4)), use R744 as refrigerant, operating both in transcritical or subcritical conditions depending of the heat rejection temperature.

2.1. R513A/R744 Cascade Cycle (CC)

Cascade configuration, shown in Figure 1, has two independent refrigerant circuits coupled through the cascade heat exchanger (CHX). It uses R513A in the high temperature (HT) circuit and R744 in the low temperature (LT) circuit. It incorporates an internal heat exchanger (IHX) before the LT compressors (LT_C) to ensure the expansion of liquid in the expansion valves and a small superheating before LT_C , it also incorporates a desuperheater at the discharge of the LT_C [33] to perform heat rejection before the cascade heat exchanger. This system was analysed theoretically by Llopis et al. [34] and investigated experimentally by Sanz-Kock et al. [6] with R134a as HT refrigerant as a solution to commercial refrigeration in warm climates. On the other hand, this architecture was also analysed with different A3 refrigerants by Sachdeva et al. [35].

Figure 1. Schematic of a R513A/R744 cascade cycle (a) and its T-s diagram (b).

2.2. Basic Booster (BB)

The basic booster configuration, Figure 2, uses only R744 as refrigerant. It incorporates LT compressors, desuperheater (DSH), MT compressors (MT_c), a high pressure control valve (HPCV) to control the heat rejection pressure in order to operate in optimal conditions, a flash gas valve (FG_v), and a gas-cooler/condenser (GC/K) which needs to be well designed and controlled as analysed by Ge et al. [36] and Tsamos et al. [37, 38]. R744 is distributed to the services using direct expansion systems. R744 is sent as saturated liquid to the MT cabinets and subcooled (due to IHX) to the LT cabinets. This system will operate in subcritical or transcritical mode depending on the environment temperature (Section 3).

Figure 2. Schematic of a basic booster (a) and its p-h diagram (b).

2.3. Booster with Parallel Compression (BB+PC)

The booster with parallel compression configuration, Figure 3, uses the same architecture as the basic booster (BB) but it includes additional compressors denoted as parallel compressors (PC). The PC extracts saturated vapour from the flash tank and it is compressed to the high rejection pressure. As analysed theoretically by Sarkar et al. [39] in a simple stage, the use of PC

allows one to reduce the pressure in the flash tank and to increase the specific cooling capacity. In addition, these compressors reduce the mass flow rate in MT and LT services and in the LT_c and MT_c . Chesi et al. [40] also analysed this cycle, reaching COP improvements of over 30% with respect to the basic cycle and showed three main parameters with high influence on the cycle; compressors volumetric flow ratio, intermediate pressure, and the separator efficiency. BB+PC but without DSH was theoretically investigated by Gullo et al. [17], who indicated that it allows COP increments compared to the basic booster system up to 33% for an environment temperature of 35°C. Another study by Tsamos et al. [41] showed that parallel compression is an energy efficient system for moderate and warm climates.

Figure 3. Schematic of a booster + PC (a) and its p-h diagram (b).

2.4. Booster with Parallel Compression and Gas Ejectors (BB+PC+GEjs)

The booster system with gas ejectors and parallel compression, Figure 4, incorporates ejectors in combination with parallel compressors. Ejectors reduce the mass flow rate through the medium temperature compressors [42] and reduce the exergy losses incrementing the specific cooling capacity in the evaporators.

Figure 4. Schematic of a booster + PC (a) and its p-h diagram (b).

If the ejector is modulating, it could also replace the high-pressure control valve of the system [21]. The use of ejectors in the R744 booster is one of the improvements with better future prospects, such as the multi-ejector system as presented by Hafner et al. [20] and by Hafner and Banasiak et al. [43].

Operation of the ejectors depends mainly on the input pressures and mass flow ratios, as analysed by Li and Groll et al. [44] and Liu and Groll et al. [45] and on the ejectors geometry as evaluated by Liu and Groll et al. [46]. Accordingly, the improvements using ejectors are very dependent on the operating conditions of the system. Nonetheless, this architecture presents COP increments respect to the booster system with parallel compression up to 7%, as analysed by Haida et al. [42].

2.5. Cascade with Subcritical Booster (CC+SB)

The next configuration is a cascade cycle, with R513A in the primary cycle (HT cycle) and a R744 subcritical booster (Figure 5). This system joins two types of architectures (cascade and booster) to obtain great performance at low and high environment temperatures, because basic boosters architectures have great performance at low environment temperatures, as does the cascade architecture at high environment temperature.

Figure 5. Schematic of a cascade with subcritical booster (a) and its R744 p-h diagram (b).

This architecture provides service simultaneously to MT and LT appliances (Section 2.2) with R744, such as the other R744 transcritical boosters, but in this case, the R744 booster always works in subcritical conditions (forced by the HT cycle).

Since MT_C always work in subcritical conditions, subcritical R744 compressors can be used in this rack. The advantage is that subcritical compressors present higher efficiencies than transcritical ones operating in subcritical conditions according to the manufacturer-provided data. For this reason, the type of compressors selected for MT_C in this architecture are subcritical. This is an advantage in relation to transcritical boosters working in subcritical conditions.

Another advantage of this architecture for some supermarkets with HFC/R744 cascades (widely used in warm climates), if the facility has not reached its end-life use, some parts of the existing system (condenser and HT compressors) could be used in the reconversion procedure. This system can operate with other refrigerants in the HT cycle such as R152a, R290, and R1270, but these are not considered in this work due to their lower safety classifications.

2.6. Cascade with Subcritical Booster and Parallel Compression (CC+SB+PC)

The last configuration is similar to the previous one but uses parallel compression (PC) (Figure 6). This system corresponds to a cascade cycle with R513A in the primary cycle, maintaining the R744 booster with parallel compression in subcritical conditions. As in the previous case, this system can reuse the HT compressors and condenser of a previous cascade architecture.

Figure 6. Schematic of a cascade with subcritical booster + PC (a) and its R744 p-h diagram (b).

For CC+SB+PC, MT_C always work in subcritical and now also the PC, so these compressor racks are composed of subcritical R744 compressors.

3. Thermodynamic Modelling and Component Limitations

This section describes the thermodynamic models of each refrigeration cycle component, establishes the transition methodology between operation in transcritical and subcritical conditions, describes the reference supermarket application for sizing the systems, and shows the working limitations of each element that condition the operating of the systems.

3.1. Heat Rejection Characteristics

For R513A cycles, condensing temperature is evaluated with Equation (1), considering an environment-condensing temperature difference (ETD) of 5 K [35].

$$T_{K.R513A} = T_{env} + ETD \quad (1)$$

For R744 cycles in subcritical conditions, condensing temperature is computed with Equation (2), considering an approach temperature (ETD) and a subcooling degree in condenser (Sub). The approach temperature between the condensation and environment temperature has been fixed to 5 K too. On the other hand, a subcooling of 2 K has been considered because the proper operation of this system relies on a certain subcooling degree, as described by Danfoss [47].

$$T_{K.R744} = T_{env} + Sub + ETD \quad (2)$$

For R744 cycles in transcritical conditions, the gas-cooler outlet temperature is calculated with Equation (3), considering an approach temperature of 2 K due to the high thermal effectiveness of the gas-cooler in transcritical conditions, as measured by Sánchez et al. [48]. For these systems, the results are expressed for the optimum heat rejection pressure, which is evaluated through an iterative method.

$$T_{GC.R744} = T_{env} + ETD \quad (3)$$

3.2. Cascade Heat Exchanger (CHX)

The architectures with R513A in an HT cycle have been analysed considering a temperature difference of 5 K between the R744 condensation level and the R513A evaporation level, which it is an average value measured by Sanz-Kock et al. [6] in an experimental cascade plant.

3.3. Desuperheater (DSH)

Although not generally considered in R744 booster systems, we include a DSH in all the cycles, placed at the exit of the LT_C , since the compressor's discharge temperature is always higher than the environment temperature. This desuperheater performs heat rejection before the second compression stage, thus reducing the temperature at the MT_C inlet. This element always increases the energy efficiency of the plant. This improvement was analysed by Sanz-Kock et al. [6] in a cascade system.

It has been evaluated that the introduction of a desuperheater after the first compression stage reduces energy consumption around 3–4% for each system analysed.

The outlet temperature of R744 at the DSH is evaluated with Equation (4), considering an approach of 5 K (ETD) with the environment temperature (T_{env}).

$$T_{DSH_{out}} = T_{env} + ETD \quad (4)$$

3.4. Refrigeration Heat Loads

All the refrigeration architectures have been evaluated considering the same heat load design condition, which represents a medium-sized supermarket working at standard evaporating levels [49], with cooling capacity of 41 kW and 140 kW for low and medium temperature service, respectively.

The heat load profile considered for all architectures only takes into account variations of the heat load factor between the opening and closing schedule of the supermarket, since they are always maintained at a constant inner temperature. One hundred percent heat load factor has been considered

from 7:00 a.m. to 10:00 p.m. and 50% from 10:00 p.m. to 7:00 a.m. for every day of the year.

All the data described above is summarised in Table 1.

3.5. Internal Heat Exchanger (IHX)

The compressor manufacturer specifies a minimum lubricant working temperature to operate with suitable viscosity [50]. Accordingly, it is necessary to introduce an IHX in the suction line of the LT compressors. This element ensures liquid refrigerant at the inlet of the expansion valve (increasing the specific cooling capacity in evaporator) and it allows increasing the refrigerant temperature at the compressor's inlet. The combination of both effects provides a small energetic improvement to the system as discussed by Llopis et al. [51]. Taking into account the experimental results from the reference, a constant thermal effectiveness of the IHX of 65% has been considered for all the refrigeration architectures.

Table 1. Summary data table.

	CC	CC+BB	CC+BB+PC	BB	BB+PC	BB+PC+GEJs
Condensing Temp. (R513A) (°C)	T _{env} + 5			-		
Condensing Temp. (Subcritical R744) (°C)	-3	10	14.3	T _{env} + 5		
GC _{out} Temp. (Transcritical R744) (°C)	-			T _{env} + 2		
Condenser Subcooling (R513A) (°C)	0			-		
Condenser Subcooling (Subcritical R744) (°C)	0	2				
DSH _{out} Temp. (Subcritical R744) (°C)	T _{env} + 5					
LT _E Temp. (°C)	-32					
MT _E Temp. (°C)	-8	5	9.3	-		
LT _E , MT _E and CHX superheating (K)	5					
Evaporators _{out} useless superheating (K)	5					
LT Load (kW)	41					
MT Load (kW)	140					
Flash Tank Limit Pressures (bar)	-	35	35-48.5	35	35-48.5	35-48.5

3.6. Compressors

Compressors used in this study have been modelled using data from manufacturer BITZER. Models are based on parametric adjustments of the volumetric and global efficiencies as detailed by Equations (5) – (7), whose coefficients are presented in Appendix A. Equation (6) expresses the global efficiency for all the compressors except MT_C in subcritical conditions, for which the global efficiency is modelled by Equation (7), because it get a smaller error than with Equation (6). More information about these expressions in a hermetic compressor can be found in Sanchez et al. [52].

$$\eta_{\text{volum.}} = a_0 + a_1 \cdot P_{\text{suc}} + a_2 \cdot P_{\text{dis}} + a_3 \cdot \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}}\right) + a_4 \cdot v_{\text{suc}} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{global}} = b_0 + b_1 \cdot P_{\text{suc}} + b_2 \cdot P_{\text{dis}} + b_3 \cdot \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}}\right) + b_4 \cdot v_{\text{suc}} \quad (6)$$

$$\eta_{\text{global}} = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}}\right) + c_2 \cdot \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}}\right)^2 + c_3 \cdot \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}}\right)^3 \quad (7)$$

In the architectures, there are two types of compressors (subcritical and transcritical). In addition, the transcritical compressors can work in both transcritical and subcritical mode. The compressors chosen for LT_C for all systems are subcritical compressors.

The MT_C and PC chosen for transcritical boosters (BB, BB+PC, BB+PC+GEjs) are transcritical compressors and they can operate in transcritical or subcritical mode, thus these compressors are modelled with different equations depending on their operating mode. The MT_C and PC chosen for subcritical boosters (CC+SB, CC+SB+PC) are subcritical compressors and they can operate only in subcritical mode, thus these compressors have better efficiency in subcritical mode than transcritical compressors working in subcritical mode.

3.7. Ejectors

To model the architecture operating with gas ejectors, the thermodynamic model described by Liu and Groll et al. [45] has been taken

as reference. It considers the mass, movement, and energy conservation equations in each ejector part. The behaviour of each part has been modelled considering a constant efficiency of 0.8 in the motive nozzle, suction nozzle, and diffuser, as recommended by Elbel and Hrnjak et al. [53]. In addition, a constant mass entrainment ratio (ratio of suction mass flow rate respect to motive mass flow rate) of 0.25 has been considered, as an average value of mass entrainment ratios analysed by Banasiak et al. [54], for the entire operating range.

3.8. Components' Operating Restrictions

To be as close as possible to reality, the real elements' operating restrictions have been included in the analysis of the refrigeration architectures to evaluate their energy performance over a wide range of environment temperatures.

The most important operating restrictions are:

- A minimum pressure difference (ΔP) of 3.5 bar is needed in all the expansion valves for proper operation and regulation [55].
- The maximum ΔP in the expansion valves is 35 bar, for proper operation and regulation [56].
- Compressors must always operate with a compression ratio (t) higher than 1.5, because at lower values the compressors can be damaged [57].
- Pressure at the inlet of the PC must always to be lower than 55 bar. This is a restriction from the compressor's manufacturer.

3.9. R744 Flash Tank Pressure

The flash tank has a maximum and minimum pressure limitation. The minimum pressure limitation is needed to keep a minimum pressure differential at the expansion valves. Although a minimum pressure differential around 3.5 bar is needed in all the valves for proper operation [54], in a transcritical booster, the minimum flash tank pressure considered is approximately 5 bar higher than the pressure of the medium temperature loads

[58]. Thus, for the evaporation temperature of -6°C (≈ 30 bar), the minimum flash tank pressure considered will be 35 bar. This limitation is considered for all booster system analysed.

The maximum pressure in the flash tank is limited by the maximum operational pressure difference (MOPD) of the LT_{EV} (35 bar) [56]. Thus, for a low temperature evaporation of -32°C (≈ 13.5 bar), the maximum flash tank pressure will be 48.5 bar. A similar restriction was considered by Pardiñas et al. [59].

For booster cycles without PC but with flash gas (BB and CC+SB), the receiver pressure will be kept constant at 35 bar because it has been proven that the system COP increases with lower receiver pressure. Ge and Tsou et al. [60] reached the same conclusion for a booster without PC. On the other hand, it has been proven that for booster cycles with PC (BB+PC, BB+PC+GEjs, and CC+SB+PC), the COP is not always higher with lower pressure in the receiver, mainly due to the variable efficiency of the compressor depending on the operating conditions. For this reason, the receiver pressure at architectures with PC can vary between both pressure limitations considered in systems with PC (35–48.5 bar). In addition, it has been proven that for the system with ejectors, the pressure of the receiver also depends on the efficiency of the ejectors, mass entrainment ratio, and the pressure of the gas-cooler, although the receiver pressure limitation will be the same (35–48.5 bar). Flash tank limit pressures for all systems analysed are summarised in Table 1.

3.10. Transition Zone

For transcritical booster architectures, transition between transcritical and subcritical conditions depends on the control algorithm implemented in the regulation device [61]. Figure 7 shows an example of this regulation.

Figure 7a shows the variation of the GC/K output point according to the different operating conditions, while Figure 7b shows the COP variation of the analysed configuration respect to the GC/K heat rejection pressure.

According to Figure 7, the systems operating in transcritical-subcritical regime have three operating zones: transcritical zone, subcritical zone, and

transitional zone. The transitional zone marks the progressive transition between the two other zones, to avoid sudden changes in the operation conditions of the booster.

(a)

(b)

Figure 7. HPCV operation for booster ((a) (P vs. h), (b) (COP vs. P)) in subcritical, transitional, and transcritical zones.

The operation of the system in one zone or another is conditioned by the heat rejection temperature and the desired operating condition. For all the configurations analysed in this work, the maximum COP condition has been

chosen for each of the dissipation temperatures. Thus, in transcritical operation, the maximum COP depends on the optimum pressure and its operating conditions. However, in subcritical operation, the maximum COP corresponds to the minimum operating pressure, which depends on the environment temperature, the efficiency of the GC/K, working as condenser, and the subcooling considered. The transition from one zone to the other implies a compromise between getting the maximum COP and a stable operation of the booster, since although the maximum COP is not achieved, the installation has a stable operation in the transition from transcritical to subcritical.

In Figure 7, for environment temperatures above 28°C, the system follows the transcritical operation curve (line 1) with optimum GC/K pressures above the critical point. For an environment temperature about 28°C, the optimum COP is obtained at R744 critical pressure (Point A). At this point, for lower environment temperatures, the maximum COP is achieved by keeping the GC/K pressure in transcritical operation until it reaches an environment temperature in which the system COP equals the transcritical one (Point B) as in subcritical operation (Point C). For lower environment temperatures, the highest COP is obtained with the system in subcritical operation (line 2).

In order to avoid a sudden change from transcritical (point A) to subcritical operation (point C), GC/K pressure and subcooling must be varied progressively (line A–C). Thus, the booster system operates stably but with little COP reduction.

3.11. Architectures' Working Cycles

The introduction of these restrictions to the refrigeration architectures, limit the operation of some components of the refrigeration systems over all the range of environment temperatures that they need to cover. The consequence is that a defined architecture will operate with a different cycle all over the environment temperature range, as summarised by Figure 8 and detailed for each cycle architecture in the following subsections.

Figure 8. Operation of each architecture at different environmental temperatures.

3.11.1. R513A/R744 Cascade System (CC)

With the considered limitations for the expansion valves ($\Delta P \geq 3.5$) and compressors ($t \geq 1.5$) (Section 3.8), the cascade system operates in the R513A cycle with floating condensing pressure for outdoor air temperatures higher than 13.7°C. For lower temperatures, the condensing pressure is maintained at 5.9 bar (18.7°C) in order to guarantee the proper operation of the R513A expansion valve ($\Delta P = 3.5$).

3.11.2. R744 Basic Booster (BB)

As can be seen in Figure 8, the R744 basic booster cycle operates in four zones: optimised transcritical cycle for outdoor air temperatures higher than 27.9°C (TRANSC); transition zone (TRANSI) from 27.9°C to 23°C as described in Section 3.10; subcritical zone (SUB) with floating condensing pressure from 23°C to 2.4°C; and finally, subcritical zone maintaining the condensing pressure of the heat rejection at 44.5 bar (9.4°C), to avoid compression ratios lower than 1.5.

The compression ratio restriction for the MT_C is more restrictive than the minimum ΔP at the medium temperature expansion valve (MT_{EV}).

3.11.3. R744 Booster + PC (BB+PC)

The R744 booster system with parallel compression (PC) operates similarly to the basic booster (transcritical, transition, and subcritical), but operating with the PC for outdoor air temperatures higher than 9.3°C. Below this temperature, the compression ratio of the PC reaches 1.5, so the heat rejection pressure is kept constant at 52.5 bar ($t_{PC} = 1.5$). For temperatures below 8.6 °C, the COP of the BB+PC is lower than the BB, therefore, below this outdoor air temperature, the PC is disconnected and the system starts operating as BB, thus, from 8.6°C to 2.4°C, the refrigerating plant operates as a BB with floating condensing pressure, and below 2.4°C, the heat rejection pressure is kept constant at 44.5 bar to avoid a compression ratios in MT_C lower than 1.5.

3.11.4. R744 Booster + PC + Gas Ejectors (BB+PC+GEjs)

The R744 booster system with gas ejectors and parallel compression operate in transcritical, transition, and subcritical conditions for outdoor air temperatures higher than 18.5°C. At this temperature (18.5°C), the flash tank pressure reaches 35 bar, so, from 18.5°C to 18°C, the GC/K pressure is kept constant at 65.2 bar. Below 18°C, the COP of the BB+PC+GEjs is lower than the BB+PC, therefore, below this environmental temperature, the GEjs are disconnected and the system starts operating as BB+PC, thus for lower outdoor air temperature, the operation is the same as described for the BB+PC.

3.11.5. R513A Cascade + R744 Subcritical Booster (BB+SB)

The R513A cascade with R744 subcritical booster operates with floating condensing pressure at the HT cycle for outdoor air temperatures above 21°C. At this temperature (21°C), the DP in the HT expansion valve is of 3.5 bar, so, below this value, the HT condensing pressure is kept constant at 7.3 bar. From 21°C to 20°C, the pressure of the HT condenser is kept constant but for lower temperatures than 20°C, the COP of the BB is greater than the BB+SB, therefore, below 20°C, the facility operates as a R744 basic booster as previously described.

3.11.6. R513A Cascade + R744 Subcritical Booster + PC (BB+SB+PC)

The R513A cascade with R744 subcritical booster and parallel compression operates with floating condensing pressure at the HT cycle for outdoor air temperatures above 23.8°C. At this temperature (23.8°C), the compression ratio of the parallel compressors is lower than 1.5, and consequently the dissipation pressure of the R513A cycle must be kept constant at 7.9 bar. The limit in this case occurs at higher environment temperatures (23.8°C) than the previous architecture because the use of the parallel compression raises the R744 condensing level to avoid a compression ratio of PC lower than 1.5. So, from 23.8°C to 22.9°C, this system operates like a cascade with fixed condensing pressure at the R513A cycle. For outdoor environmental temperatures below 22.9°C, the COP of the BB+SB+PC architecture is lower than that of BB+PC, the R513A cycle is disconnected, and the system starts working as a booster with parallel compression (BB+PC) as described previously.

3.12. Other Considerations

In addition to the specific limitations considered in each architecture, the following considerations and assumptions are taken to obtain the energy results of all the configurations:

- Heat rejection pressures: the evaluation of the energy efficiency of each architecture is computed at the optimum heat rejection pressure corresponding to the pressure that maximises COP.
- Pressure drops and heat losses with environment are neglected.
- The ejectors are modelled as if they operated at maximum efficiency throughout the temperature range analysed.
- The motive and secondary flows have the same pressure at the ejectors mixing zone inlet.
- Kinetic energy at the inlet and outlet of the ejectors are considered as negligible.

- All the thermo-dynamic properties were evaluated using Refprop 9.1 [62] and all architectures are modelled with Matlab (2016b, Mathworks, USA) and VBA (2016, Microsoft, USA).

4. Results and Discussion

This section is devoted to presenting the results of the performance evaluation of all the architectures presented in Section 2. The systems are evaluated using the models and assumptions detailed in Section 3 for a range of environment temperatures from 0 to 40°C.

The first part is dedicated to analysing the COP and capacity over the whole environment temperature range. For this range, the emphasis is on the evaluation of the compressor displacements and the optimum operating pressures. The second part is devoted to presenting the energy consumption of the systems with the conditions summarised in Section 3.4 in several representative cities of Spain and Portugal.

4.1. COP

The COP evolution for each refrigeration architecture, evaluated with Equation (8), over the range of environment temperatures is presented in Figure 9. The COP values are the optimum at each outdoor air temperature, considering optimised heat rejection pressure and working cycle according to Figure 8.

$$COP = \frac{Q_{O_{LT}} + Q_{O_{MT}}}{P_{C_{LTc}} + P_{C_{MTc}} + P_{C_{PC}} + P_{C_{R513Ac}}} \quad (8)$$

Compressors power are calculated using Equation (9).

$$P_{C_i} = \frac{\dot{m}c_i(h_{out_i} - h_{in_i})}{\eta_{global_i}} \quad (9)$$

As it can be observed in Figure 9, for environment temperatures above 14°C, R513A/R744 cascade (CC) presents the highest COP among all the configurations with a significant COP increase compared to transcritical

boosters. However, for environment temperatures below 12°C, all booster architectures present higher COP in relation to CC. This is mainly because at low environment temperatures, the high temperature cycle of the cascade is forced to condensate at a fixed pressure to avoid small pressure differentials in the HT expansion valve, as analysed in Section 3.8.

Figure 9. Systems COP at different environmental temperatures.

On the other hand, basic booster has the lowest COP of the booster systems for the whole range of analysed temperatures, but for outdoor air temperatures below 9°C, all transcritical boosters (BB, BB+PC, and BB+PC+GEjs) have identical COP because for temperatures lower than 9°C, these systems operate as BB, however, the subcritical boosters (CC+SB and CC+SB+PC) have higher COP than any other system analysed for temperatures below 12°C for CC+SB and below 14°C for CC+SB+PC. This is mainly due to the fact that these two systems use subcritical compressors which have better performance than transcritical ones working in subcritical condition. For all booster architectures, for environmental temperature of 2.4°C, the limitation of the minimum compression ratio at MT_C is achieved, so below this temperature, the rejection pressure in the R744 cycles is kept constant.

For outdoor air temperatures between 14 and 30°C, all improved boosters have similar COP but with an important COP improvement compared to the BB, mainly for temperatures above 20°C.

For high environment temperatures (above 30°C), the COP differences increase between R744 boosters, with the CC+SB+PC architecture having the highest COP, followed by CC+SB with a similar COP, then the BB+PC+GEjs, BB+PC, and finally the BB.

The COP differences between each architecture compared to the R513A/R744 cascade (CC) and R744 basic booster (BB) are presented in Figures 10 and 11, respectively, and summarised in Table 2.

The COP variations are obtained with Equations (10) and (11).

$$\Delta COP_{i/CC}(\%) = \frac{COP_i - COP_{CC}}{COP_{CC}} \cdot 100 \quad (10)$$

$$\Delta COP_{i/BB}(\%) = \frac{COP_i - COP_{BB}}{COP_{BB}} \cdot 100 \quad (11)$$

In relation to the R513A/R744 cascade, all booster architectures present COP improvements for environment temperatures from 0 to 12°C. On the one hand, these improvements range from 48% to 0% for transcritical boosters (BB, BB+PC, and BB+PC+GEjs) with hardly any difference between them. Accordingly, these booster improvements are not justified for temperatures below 12°C. On the other hand, cascaded subcritical boosters (CC+SB and CC+SB+PC) have a COP improvement in relation to CC from 56% to 0%, with a small COP improvement over the BB up to 5.4–7.3% for environment temperatures from 0–12°C.

Figure 10. COP increment of each system with respect to R513A/R744 cascade.

Figure 11. COP increment of each system with respect to R744 basic booster.

Table 2. COP variation of each architecture compared with the R513A/R744 cascade (CC) and R744 basic booster (BB).

T_{air} (°C)	BB		BB + PC		BB + PC + GEjs		CC + SB		CC + SB + PC	
	ΔCOP_{CC} (%)	ΔCOP_{BB} (%)	ΔCOP_{CC} (%)	ΔCOP_{BB} (%)	ΔCOP_{CC} (%)	ΔCOP_{BB} (%)	ΔCOP_{CC} (%)	ΔCOP_{BB} (%)	ΔCOP_{CC} (%)	ΔCOP_{BB} (%)
0	47.95	-	47.95	0.00	47.95	0.00	56.03	5.46	56.03	5.46
5	33.16	-	33.16	0.00	33.16	0.00	39.88	5.05	39.88	5.05
10	8.99	-	12.29	3.03	12.29	3.03	13.44	4.08	16.62	7.00
15	-7.42	-	-3.12	4.64	-3.12	4.64	-4.57	3.08	-0.43	7.55
20	-13.89	-	-7.75	7.13	-5.54	9.69	-12.51	1.60	-6.30	8.82
25	-19.53	-	-11.54	9.93	-7.45	15.02	-9.50	12.46	-8.55	13.65
30	-26.19	-	-14.07	16.42	-10.61	21.11	-8.95	23.36	-7.90	24.78
35	-35.12	-	-23.04	18.63	-18.92	24.97	-8.36	41.24	-7.18	43.07
40	-41.48	-	-29.32	20.79	-24.27	29.40	-7.41	58.23	-5.98	60.66

However, for temperatures above 14°C, the COP of all booster architectures falls below that offered by the R513A/R744 cascade. The reductions in COP in relation to the R513A/R744 cascade solution vary from 0 to 41.5% for the BB, from 0 to 29.3% for the BB+PC, and from 0 to 24.3% for BB+PC+GEjs, whereas the reductions of cascaded R744 subcritical boosters are small; for the CC+SB architecture, the reductions vary from 0 to 7.4% and for the CC+SB+PC from 0 to 6%. These COP variations of each architecture with respect to the BB and CC are summarised in Table 2.

In booster architectures, improved transcritical boosters get COP increments over the BB, for outdoor air temperatures above 8.6°C, up to 20.8% for BB+PC and up to 29.4% for BB+PC+GEjs, however, cascaded subcritical boosters have COP increments from 1.6 to 58.2% for CC+SB and from 5% to 60.7% for CC+SB+PC with respect to BB for whole range of temperatures analysed.

4.2. Displacement of Compressors

In this subsection, the displacement of each type of compressor rack and its variation range is presented and discussed for all the environment temperatures. This parameter allows one to select the number and the size of the compressors to be installed at the refrigerating facility. Calculations are made considering refrigeration heat loads for MT and LT established in Section 3.4. The results of the range of displacement calculated for each compressor rack are analysed graphically in the next figures (summarised in Table 3).

Table 3. Compressors displacement and their variation over all the range of environment temperatures analysed.

CYCLE	LTc (R744)				MTc (R744)				PC (R744)				HFCc (R513A)			
	MODEL	d _{min} (m ³ /h)	d _{max} (m ³ /h)	d _{var} (%)	MODEL	d _{min} (m ³ /h)	d _{max} (m ³ /h)	d _{var} (%)	MODEL	d _{min} (m ³ /h)	d _{max} (m ³ /h)	d _{var} (%)	MODEL	d _{min} (m ³ /h)	d _{max} (m ³ /h)	d _{var} (%)
BB	A1	22.4	22.4	0,0%	B1	42.2	94.2	38,1%								
BB + PC	A2	22.4	26.0	7,6%	B2	41.0	58.1	17,2%	C1	5.6	22.9	60,9%				
BB + PC + GEjs	A3	22.4	24.8	5,0%	B3	25.3	47.1	30,2%	C2	5.6	49.9	79,9%				
CC	A4	22.2	22.2	0,0%									D1	383,7	586.8	20,9%
CC + SB	A5	22.4	22.4	0,0%	B4	42.2	61.2	18,4%					D2	247,7	364.9	19,1%
CC + SB + PC	A6	22.4	25.8	7,0%	B5	41.0	53.3	13,0%	C3	5.7	9.4	24,0%	D3	212,7	302.0	17,4%

The displacements of the compressors are related to the volumetric efficiency, mass flow rate, and the density of the refrigerant in the suction side. The displacements for the compressors are obtained using Equation (12).

$$\eta_{vol}(\%) = \frac{\dot{m}_{LTc}}{\dot{V}_{disp} \cdot \rho(T_{suction}, P_{suction})} \quad (12)$$

The next table presents the maximum and minimum compressor displacements, as well as their variation over the environment temperature range from 0 to 40°C. Each compressor's rack for each architecture is denoted by a letter and a number to be easily identified in the graphs. The ranges of displacement shown in Table 3 are an output result of the computation model.

4.2.1. Low Temperature Compressors (LT_C)

The LT_C use R744 as refrigerant and the displacement for each architecture, all over the environment temperature range, is presented in Figure 12. For this compressor rack, BB+PC gets the largest displacements because the flash tank optimum pressure increases for higher outdoor air temperatures, so the enthalpy increment in LT_E is reduced and, for the same cooling capacity, the mass flow rate through LT_E and LT_C increases. The same happens with the other systems with parallel compression (BB+PC+GEjs and CC+SB+PC).

For this type of compressor, the differences between all architectures are smaller, with a maximum displacement variation from 0 to 40°C of 7.6% for BB+PC, for a fixed cooling capacity of 41 kW.

Other architectures have similar LT_C displacement in the whole range of temperatures because the conditions before and after the LTE are similar. In R513A/R744 cascade, the HT cycle forces the R744 cycle to work in similar conditions, and for R744 boosters without PC, the flash tank keeps a constant pressure of 35 bar.

For outdoor air temperatures above 23°C, the CC+SB+PC operates with the minimum pressure in the flash tank (35 bar) like architectures without PC, because this system is limited by the compression ratio of the PC when operates with R513A cycle. For lower temperatures, the R513A compressor of the HT cycle is disconnected and this architecture works as SB+PC with a slight difference in displacement compared to the compressors A2 used in BB+PC architecture, because these architectures operate with a different model of compressors.

Figure 12. Low temperature compressor displacement.

4.2.2. Medium Temperature R744 Compressors (MT_C)

MT_C displacement for each booster architecture is presented in Figure 13 for the entire environmental temperature range. The MT_C with larger variation of displacement corresponds to the BB system (B1), with a maximum displacement of $94 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ and a minimum of $42.2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

This represents a displacement variation of 38.1%. However, improved boosters allow reductions in the MT_C displacement between 38% and 73% compared to the BB, where a booster with ejectors is the system with greatest displacement reduction. For this rack of compressors, due to their displacement variations, it is necessary to use variable frequency drives in order to satisfy the cooling demand. This affects the final cost of the architectures.

Figure 13. Medium temperature compressor displacement.

4.2.3. R744 Parallel Compressors (PC)

Parallel compressor displacements are presented in Figure 14. As can be observed for the three configurations, the range of displacement needed to cover the entire operating range (0–40°C) is 60.9% for BB+PC system, 79.9% for BB+PC+GEjs, and 24% for PC. These large variations in displacement are important because, according to the compressor's manufacturers, the maximum variation range is generally 40% [49]. For transcritical boosters with PC (BB+PC and BB+PC+GEjs), the variation range will force one to design the parallel compression rack using more than one parallel compressor if the facility is designed for outdoor air temperatures between 8.6–40°C. Otherwise, for a subcritical booster (BB+SB+PC), this variation can be absorbed by only one compressor.

Figure 14. Parallel compressor displacement.

4.2.4. R513A Compressors

R513A compressor displacements for CC, CC+SB, and CC+SB+PC are detailed in Figure 15.

It needs to be mentioned that the displacement of these compressors is of another magnitude than of the R744 ones due to the different specific volumes of R513A. The first observation that can be made is that the CC systems need practically double displacement compared to the configurations of cascaded R744 subcritical booster systems. That is because the R744 condensing level with the cascade is lower than in the other systems. In addition, the variation range of displacement for this configuration remains below 20.9% in all environments. It is important to clarify that the refrigerant R513A is more expensive than R744, so this affects to the final cost of the cascaded systems, although R744 compressors are more expensive than these.

Figure 15. R513A compressor displacement.

4.3. Maximum Operating Pressures

Another important aspect to be mentioned regarding the refrigeration architectures corresponds to the maximum operating pressures, which condition the classification of the plant regarding safety.

Figure 16 presents the optimum working pressures of all the compressors in all the environment temperature range, and Table 4 collects their maximum operating pressures. As it can be observed, the range of pressure needs to be considered. First, the transcritical boosters (BB, BB+PC, BB+PC+GEjs) present maximum operating pressures in the evaluated range near 100–106 bar. Next, the cascaded R744 subcritical booster systems present a maximum working pressure below 67–72 bar. Finally, the cascade solution has a maximum R744 working pressure below 35 bar.

Figure 16. Optimal pressure at different environment temperatures.

Table 4. Maximum optimum pressures.

CYCLE	Max P_{opt} (R744) (bar)	Max P_{opt} (R513A) (bar)
BB	105.8	
BB + PC	100.8	
BB + PC + GEJs	102.7	
CC	32.2	12.2
CC + SB	67.4	12.2
CC + SB + PC	72.1	12.2

4.4. Annual Energy Consumption (AEC)

This section presents the annual energy consumption of the different analysed refrigeration architectures for some representative cities of Spain and Portugal. The outdoor air temperatures for each city are obtained using the EnergyPlus tool [63] to simulate the systems' hourly performance.

The energy consumption over 24 h throughout an entire year represents the estimated energy consumption of the refrigeration system for supplying the refrigeration loads detailed in Section 3.4.

The heat load profile of the systems always considers the inside of the supermarket to be at the same conditions, since they are air-conditioned, and only takes into account a different heat load factor (LF) depending on the opening or closing schedule of the supermarkets. In this case, 100% heat load

factor has been considered from 7:00 a.m. to 10:00 p.m. and 50% from 10:00 p.m. to 7:00 a.m. for all the days of the year. The COP of each refrigeration architecture has been considered at its optimum conditions, those detailed in Figure 9. The annual energy consumption for each location is calculated using Equation (13).

$$AEC(kWh) = \sum_{m=1}^{12} \sum_{H=1}^{24} \frac{Q_{o_{LT}} + Q_{o_{MT}}}{COP_{m,H}} \cdot \frac{LF}{100} \cdot D_m \quad (13)$$

Figure 17 represents the annual energy consumption of each architecture for each location, as well as their average annual temperature, and Figure 18 represents the energy consumption variation of each one, calculated by Equation (14), in relation to the R513A/R744 cascade configuration, which is considered as a reference system in warm climates.

$$\Delta E_i(\%) = \frac{E_i - E_{CC}}{E_{CC}} \cdot 100 \quad (14)$$

From the results presented in Figure 17, the following inferences can be made:

- For locations with lower annual average temperature (Burgos and León), all the analysed booster architectures offer energy consumption reductions compared to the R513A/R744 cascade. They range from 3.9% for the BB system, to 14.5% for the BB+SB PC system. Between transcritical booster architectures, the best performing system for these locations is the BB+PC+GEjs, however the additional investment cost due to addition of parallel compressors and gas ejectors must be amortised by the energy consumption reduction, which reaches 5.3% compared to the BB system and only 1% over the BB+PC. The same happens with subcritical booster architectures at these locations, where CC+SB+PC only reaches an energy reduction of 2.1% with respect to the same system without PC.

- For locations with annual average temperature from 13 to 15°C (Madrid, Oporto and Barcelona), all improved boosters offer similar energy consumption to the R513A/R744 system. The differences in energy consumption are below 3% for all improved boosters, except for CC+SB+PC in Madrid with an energy reduction up to 4.2%. Accordingly, the construction cost of the architecture will be the determinant conditions.
- For the locations with the highest temperatures (Lisbon, Valencia, and Seville) the best performing system is the R513A/R744 cascade. All booster architectures present higher energy consumption. For Lisbon and Valencia, the BB presents an energy increment of 10%, the BB+PC around 4%, the BB+PC+GEjs about 2.3%, 4.2% for CC+SB, and the CC+SB+PC around 1.3%. Accordingly, for these annual temperatures, all systems except the BB would be recommended.
- Finally, in Seville, the gap in energy consumption, in relation to R513A/R744 cascade, increases, with BB+PC+GEjs and cascaded R744 subcritical boosters being the architectures with an increase in energy consumption below 5%. For this location, BB presents an energy increase of 14.2%, 6.7% for BB + PC, 4.5% for BB+PC+GEjs, 5% for CC+SB, and 2.4% for CC+SB+PC.

To summarise the energy consumption results, it can be affirmed that for locations with annual average temperature below about 13°C, the R744 booster architectures are recommended. For intermediate annual temperatures about 13–15°C, all systems except BB offer a similar annual energy consumption. For higher outdoor air temperatures, the cascade is clearly the best solution, from an energy point of view, to get lower annual energy consumption. For improved booster architectures, the one with the lowest annual consumption for all the locations analysed is CC+SB+PC, but focusing on the transcritical booster architectures, the one with the lowest annual consumption for all the locations analysed is BB+PC+GEjs. It needs to be said that the comparison has been made taking into account the energy consumption of the architectures, and no environmental or cost analysis has been included.

Figure 17. Annual energy consumption in different cities

Figure 18. Energy increment with respect to R513A/R744 cascade in different cities.

4.5. Environmental Comparison

Finally, this section analyses the TEWI for all architectures evaluated in this work. This parameter includes the direct and indirect contributions to the greenhouse effect due to direct and indirect CO₂ emissions. On the one hand, the direct contribution refers to equivalent CO₂ emissions originating from the refrigerant losses (leakage and non-recovered refrigerant, Equation

(15)). On the other hand, the indirect impact refers to CO₂ emissions due to energy consumption of the systems, Equation (16). Equation (17) has been used to compare the TEWI of each architecture.

$$TEWI_{Direct} = [GWP \cdot M_{leakage} \cdot n] + [GWP \cdot M_{ref} \cdot (1 - \alpha)] \quad (15)$$

$$TEWI_{Indirect} = [n \cdot AEC \cdot \beta] \quad (16)$$

$$TEWI = TEWI_{Direct} + TEWI_{Indirect} \quad (17)$$

To compare all architectures, it is necessary to consider some assumptions and so the standardised method proposed by AIRAH [64] was used as well as other assumptions adopted by Karampour et al. [65] and EMERSON Climate Technologies [49]. The basis for the TEWI evaluation is the following:

- GWPs of R513A and R744 are 629 and 1, respectively (AR4, [2]).
- Refrigeration capacity of 140 kW for MT, 41 kW for LT, and 190 kW for CC+SB and CC+SB+PC high stage evaporators.
- Refrigerant charge has been evaluated according to EMERSON Climate Technologies (2010) [49] and Karampour et al. [65]. These charges are:
 - 4 kg/kW: DX LT Centralised [49, 65].
 - 2 kg/kW: DX MT Centralised [49, 65].
 - 3 kg/kW: R744 Boosters (LT and MT) [65].
 - 0.75 kg/kW: high stage in CC+SB and CC+SB+PC [65].
- Annual leakage rate of 15% for all systems and 5% at high stage in CC+SB and CC+SB+PC [49,64].
- System lifetime of 10 years [49,64].
- 95% of the refrigerant charge is recovered after 10 years [49, 64].
- The CO₂ emissions considered are 0.258 kg_{CO2,eq}·kWh⁻¹ which is an annual average value for locations in the Iberian Peninsula in 2017 [66].

TEWI analysis results are shown in Figure 19. TEWI values of the reference architecture (CC) are higher than for all booster architectures for the analysed locations. This is because CC architectures use working fluids in MT with GWP values much higher than R744 and although CC has lower energy consumption than booster architectures in several locations, the direct contribution to the greenhouse gas emissions of CC is higher than for booster architectures.

Figure 20 shows the TEWI ratio of CC in relation to all booster architectures for each location analysed, which is calculated with Equation (18). A TEWI reduction from 7 to 31% is achieved with the R744 booster architectures since these systems have lower greenhouse gas emissions than the R513A/R744 cascade cycle, however, TEWI reductions between improved booster architectures are similar in the locations analysed.

Figure 19. Total Equivalent Warming Impact (TEWI) value in the cities analysed.

Figure 20. TEWI reductions with respect to R513A/R744 CC.

5. Conclusions

This work has analysed thermodynamically different refrigeration architectures which provide service simultaneously to medium and low temperature levels. These refrigeration architectures are in agreement with the new European Regulation 517/2014 and are candidates to replace the existing systems for supermarket refrigeration.

Systems have been evaluated using detailed thermodynamic models close to reality, where operating restrictions of ejectors, expansion valves, and compressors have been included.

These restrictions determine the operating cycle of each architecture over the environment temperature range analysed (0 to 40°C). The evaluation has covered the energetic performance of the architectures in their optimum conditions and their energy consumption in a medium-sized supermarket for different representative cities in Southern Europe.

From the performance evaluation, it has been concluded that for outdoor air temperatures below 12°C, booster architectures present higher COP compared to CC, with COP improvements up to 48% for transcritical booster architectures (BB, BB+PC, BB+PC+GEjs) and up to 56% for subcritical booster architectures (CC+SB, CC+SB+PC). Below 9°C, all

booster architectures operate as subcritical BB. For the temperature range 9–12°C, although improved boosters get COP increments over the BB, the COP increments between boosters are small, so for outdoor air temperatures below 12°C, the use of these improved architectures is not entirely justified from an economic point of view.

For environment temperatures above 14°C, R513A/R744 cascades (CC) get the highest COP among all the architectures, with COP improvements up to 41.5% over BB, 29.3% for BB+PC, 24.3 for BB+PC+GEjs, 7.4% over CC+SB, and only up to 3% with respect to CC+SB+PC.

For environment temperatures between 14 to 30°C, all improved boosters have similar COP with significant COP increase regarding BB, mainly for temperatures above 20°C. For temperatures above 30°C, the COP between improved boosters is no longer similar, with CC+SB+PC being the booster architecture with the highest COP, followed by CC+SB with a similar COP, then BB+PC+GEjs, BB+PC, and finally BB. Subcritical boosters offer COP improvements at 40 C compared to transcritical boosters up to 24.2% (BB+PC+GEjs), 30.2% (BB+PC), and 60.8% (BB), with the architecture with ejectors being the transcritical booster with the highest COP, with an increase up to 7.2% regarding BB+PC and up to 29.5% with respect to BB.

To counteract the cooling loads of a medium sized supermarket, taken as reference in this study, it has been observed that the R744 basic booster presents the largest R744 MT compressors, which are the ones that most affect the final consumption of the facility. In BB+PC and BB+PC+GEjs systems, the PC operates with high displacement variations, so more than one parallel compressor is needed in these boosters.

From the energy consumption analysis along a year in different locations of Southern Europe, it has been determined that for areas with annual average temperature below 13°C, all booster architectures offer energy consumption reductions in relation to the CC. For these locations, the best performing system is CC+SB+PC and the transcritical booster with the lowest consumption is BB+PC+GEjs, with energy consumption reductions with respect to CC from 3.9% for the BB, to 14.5% for the BB+SB+PC. For

locations with annual medium temperature from 13 to 15°C, all improved boosters offer similar energy consumption to CC, with differences in energy below 3%.

Finally, locations with annual medium temperature higher than 15°C, R513A/R744 cascade is the architecture with lowest annual energy consumption, with energy reductions of 14.2% compared to BB, 6.7% for BB+PC, 4.5% for BB+PC+GEjs, 5% for CC+SB, and 2.4% for CC+SB+PC.

Finally, TEWI analysis shows that the lowest value in all locations analysed is obtained by R744 transcritical boosters with a similar value between BB+PC and BB+PC+GEjs, which is mainly due to the high charges of refrigerant with higher GWP than R744 for the architectures with R513A.

The thermodynamic analysis done in this study shows that improved boosters obtain similar energy consumptions to R513/R744 cascades for locations in warm climates, with the R513A cascaded-R744 subcritical booster with parallel compression being the booster architecture with the lowest energy consumption in the locations analysed.

Nomenclature

Abbreviations

AAET	annual average environment temperature (°C)
AC	air conditioning
AEC	annual energy consumption (kWh·year ⁻¹)
BB	basic booster
CC	cascade cycle
CHX	cascade heat exchanger
COP	coefficient of performance
d	displacement (m ³ ·h ⁻¹)
D	number of days
DSH	desuperheater
DX	direct expansion
d_var	displacement variation (%)
E	energy (kWh)
Ej	ejector
ETD	environment temperature difference (K)
GEjs	gas ejectors
FG	flash gas
GC/K	heat exchanger that works as gas-cooler or desuperheater in transcritical and as condenser in subcritical.
GWP	global warming potential
h	specific enthalpy (kJ·kg ⁻¹)
H	hour
HC	Hydrocarbon
HFC	hydro fluoro carbon. Referring to R513A refrigerant
HFO	hydro fluoro olefin.
HPCV	high pressure control valve
HT	high temperature
IHX	internal heat exchanger
LT	low temperature
LF	heat load factor (%)

CAPÍTULO 2: Artículo 1

m	month
$\dot{m}$	mass flow rate ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
M	mass (kg)
n	system lifetime (years)
MOPD	maximum operational pressure difference (bar)
MT	medium temperature
P	pressure (bar)
Pc	power consumption (kW)
PC	parallel compressors/parallel compression
$\dot{Q}$	cooling capacity (kW)
SB	subcritical booster
STD	standard temperature deviation (K)
Sub	degree of subcooling (in subcritical conditions) (K)
SUB	subcritical operation
SWEC	Spanish Weather for Energy Calculations
T	temperature ($^{\circ}\text{C}$)
t	compression ratio
TEWI	Total Equivalent Warming Impact ($\text{ton CO}_{2,\text{equ}}$)
TRANSC	transcritical operation
TRANSI	transitional operation
v	specific volume ($\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$)
var	variable
Vdisp	displacement ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)
VBA	Visual Basic for Applications

Greek symbols

α	recycling factor of the refrigerant
β	indirect emission factor ($\text{kg}_{\text{CO}_2}\cdot\text{kWh}^{-1}$)
Δ	increment
η	efficiency
ρ	density ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Subscripts

R744	referring to R744 circuit
R513A	referring to R513A circuit
CHX	cascade heat exchanger
GC	gas-cooler or desuperheater
C	compressors
dis	discharge
env	environment
K	condenser
E	evaporator
EV	expansion valve
LT	low temperature
MT	medium temperature
O	evaporating level
leakage	refrigerant leakage
max	maximum
min	minimum
ref	refrigerant
SEC	refers to secondary flow in ejectors
suc	suction
V	valve
volum	volumetric

Appendix A. Compressor Coefficients

The coefficients used for modelling each compressor are detailed in this appendix. They have been obtained from the real operating curves of the compressors provided by the manufacturers, both in transcritical and subcritical operation.

Using these coefficients with Equations (5)–(7), we can obtain the global and volumetric efficiency of each compressor used in this work for the entire operating range.

Compressor	Refrigerant	Compressor Type	Operating Mode	System	Coefficients			
					$\eta_{\text{volum.}}$		η_{global}	
HFC _C (6FE-44Y)	R513A	Subcritical	Subcritical	CC	a0	1.054269689	b0	0.558531883
				CC + SB	a1	0.002487651	b1	−0.0653248
				CC + SB + PC	a2	−0.009678312	b2	0.0354848
					a3	−0.007210402	b3	−0.046919092
					a4	−1.10136203	b4	1.012723931
LTC (2ESL-4K)	R744	Subcritical	Subcritical	CC	a0	1.079482348	b0	0.622642122
				CC + SB	a1	0.008315932	b1	−0.00224251
				CC + SB + PC	a2	−0.006455476	b2	0.005639549
				BB	a3	−0.021919084	b3	−0.082177859
				BB + PC BB + PC + GEjs	a4	−2.55054527	b4	3.353632409
MTC (4FTC-20K)	R744	Transcritical	Subcritical	BB BB + PC BB + PC + GEjs	a0	0.965626672	c0	−0.302399694
					a1	0.004788087	c1	1.184852917
					a2	−0.002646382	c2	−0.46751257
					a3	−0.032284071	c3	0.060394265
					a4	−0.680966051		
			Transcritical		a0	−0.020009972	b0	0.847488488
					a1	1.092295905	b1	−0.006472439
					a2	0.001054646	b2	0.001908872
					a3	−0.002270644	b3	−0.090839418
					a4	−0.020009972	b4	5.321003429
MTC (2DME-7K)	R744	Subcritical	Subcritical	CC + SB	a0	−4.252830196	c0	−0.154129231
				CC + SB + PC	a1	−0.000573377	c1	1.107677702
					a2	−0.003359172	c2	−0.460630577
					a3	−0.039423238	c3	0.06096634
					a4	−6.922851325		
PC (4MTC-10K)	R744	Transcritical	Subcritical	BB + PC BB + PC + GEjs	a0	1.064450854	b0	0.754943632
					a1	0.001960619	b1	−0.012442215
					a2	−0.001653461	b2	0.011749996
					a3	−0.073049783	b3	−0.333783866
					a4	−1.718699602	b4	17.80582359
			Transcritical		a0	1.052753205	c0	0.714231431
					a1	0.002008184	c1	−0.004470091
					a2	−0.001612749	c2	0.004286052
					a3	−0.054916991	c3	−0.183037087
					a4	−4.547670512	c4	17.57882968
PC (2GME-4K)	R744	Subcritical	Subcritical	CC + SB + PC	a0	1.333657271	b0	0.681542314
					a1	−0.001724897	b1	−0.002254769
					a2	−0.00460297	b2	0.002217279
					a3	−0.024718001	b3	−0.12237903
					a4	−9.932359991	b4	9.903497011

References

- [1] C. Francis, G. Maidment, G. Davies, An investigation of refrigerant leakage in commercial refrigeration, *Int. J. Refrig.* 74 (2016) 12–21.
doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.10.009.
- [2] S. Solomon, D. Qin, M. Manning, M. Marquis, K. Averyt, M. Tignor, H.L. Miller, Z. Chen, *Climate Change 2007 The Physical Science Basis*, 2007.
http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg1/ar4_wg1_full_report.pdf (accessed July 13, 2018).
- [3] European Parliament, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing, 2014.
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN> (accessed April 7, 2018).
- [4] British Refrigeration Association Action Group, Putting into Use Replacement Refrigerants, 2015. http://www.henrytech.co.uk/wp-content/uploads/2015/09/BRA-on-PURR-report_09-2015.pdf (accessed April 8, 2018).
- [5] . The Institute Of Refrigeration, . The British Refrigeration Association, . The Carbon Trust, Refrigeration Road Map, 2010.
<https://www.epa.gov/sites/production/files/documents/refrigerationroadmap.pdf> (accessed January 12, 2018).
- [6] C. Sanz-Kock, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, E. Torrella, Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 41–50.
doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041.
- [7] K. Wang, M. Eisele, Y. Hwang, R. Radermacher, Review of secondary loop refrigeration systems, *Int. J. Refrig.* 33 (2009) 212–234.
doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.018.
- [8] D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO₂) cascade refrigeration system: Energy impact analysis, (2016). doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012.
- [9] R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Conversion of a Direct to an Indirect Refrigeration System at Medium Temperature Using R-134a and R-507A: An Energy Impact Analysis, *Appl. Sci.* 8 (2018) 247.
doi:10.3390/app8020247.
- [10] Shecco, F-Gas Regulation shaking up the HVAC&R industry, 2016.
<http://publication.shecco.com/upload/file/org/57fe03c438c881476264900fdtko.pdf> (accessed February 1, 2018).
- [11] S. Sawalha, Investigation of heat recovery in CO₂ trans-critical solution for supermarket refrigeration, *Int. J. Refrig.* 36 (2013) 145–156.
doi:10.1016/J.IJREFRIG.2012.10.020.
- [12] M. Karampour, S. Sawalha, Performance and Control Strategies Analysis of a CO₂ Trans-Critical Booster System, in: 3rd IIR Int. Conf. Sustain. Cold Chain, 2014: p. 8.
https://www.researchgate.net/publication/281583942_Performance_and_control_strategies_analysis_of_a_CO2_trans-critical_booster_system.

- [13] A. Hafner, S. Poppi, P. Neksa, S. Minetto, T.M. Eikevik, Development of Commercial Refrigeration Systems with Heat Recovery for Supermarket Building, in: 10th IIR Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig., 2012.
- [14] M. Karampour, S. Sawalha, Supermarket refrigeration and heat recovery using CO₂ as refrigerant, 2014. doi:10.13140/RG.2.1.2000.7125.
- [15] M. Karampour, S. Sawalha, Energy efficiency evaluation of integrated CO₂ trans-critical system in supermarkets: A field measurements and modelling analysis, *Int. J. Refrig.* 82 (2017) 470–486. doi:10.1016/J.IJREFRIG.2017.06.002.
- [16] A. Hafner, A.K. Hemmingsen, R744 Refrigeration technologies for supermarkets in warm climates, in: Proceedings of the 24th International Congress of Refrigeration, 2015.
- [17] P. Gullo, B. Elmegaard, G. Cortella, Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates, *Int. J. Refrig.* 64 (2016) 61–79. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016.
- [18] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling, *Int. J. Refrig.* 69 (2016) 361–368. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.
- [19] D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, E. Torrella, Improvements in a CO₂ transcritical plant working with two different subcooling systems., in: 12th IIR Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids, 2016. doi:10.18462/iir.gl.2016.1170.
- [20] A. Hafner, S. Försterling, K. Banasiak, Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, *Int. J. Refrig.* 43 (2014) 1–13. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.
- [21] P. Gullo, A. Hafner, G. Cortella, Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 75 (2016) 164–176. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009.
- [22] S. Minetto, R. Brignoli, C. Zilio, S. Marinetti, Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems, *Int. J. Refrig.* 38 (2013) 1–9. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044.
- [23] N. Purohit, D. Kumar Gupta, M. Sankar Dasgupta, Energetic and economic analysis of trans-critical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition, *Int. Journal Refrig.* (2016).
- [24] A. Hafner, Integrated CO₂ system for refrigeration, air conditioning and sanitary hot water., in: 7th IIR Ammon. CO₂ Refrig. Technol. Conf., Ohrid, Macedonia, 2017. http://www.iifir.org/clientBookline/service/reference.asp?INSTANCE=EXPLOITATION&OUTPUT=PORTAL&DOCID=IFD_REFDOC_0021729&DOCBASE=IFD_REFDOC&SETLANGUAGE=FR (accessed April 9, 2018).
- [25] Y.T. Ge, S.A. Tassou, I.N. Suamir, Prediction and analysis of the seasonal performance of tri-generation and CO₂ refrigeration systems in supermarkets, *Appl. Energy*. 112 (2013) 898–906. doi:10.1016/J.APENERGY.2012.12.027.

- [26] A. Polzot, C. Dipasquale, P. D'Agaro, G. Cortella, Energy benefit assessment of a water loop heat pump system integrated with a CO₂ commercial refrigeration unit, *Energy Procedia*. 123 (2017) 36–45. doi:10.1016/J.EGYPRO.2017.07.282.
- [27] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 516–524. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017.
- [28] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 525–534. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.018.
- [29] S. Sawalha, A. Soleimani, J. Rogstam, EXPERIMENTAL AND THEORETICAL EVALUATION OF NH₃/CO₂ CASCADE SYSTEM FOR SUPERMARKET REFRIGERATION IN A LABORATORY ENVIRONMENT, (2006).
- [30] B.A. Fricke, V. Sharma, High Efficiency, Low Emission Refrigeration System, 2016. <https://betterbuildingssolutioncenter.energy.gov/sites/default/files/attachments/Ref-system.pdf> (accessed January 29, 2018).
- [31] R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Experimental analysis of R-450A and R-513A as replacements of R-134a and R-507A in a medium temperature commercial refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 84 (2017) 52–66. doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.08.022.
- [32] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, R. Khodabandeh, J. Navarro-Esbrí, Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A, *Int. J. Refrig.* 74 (2017) 682–688. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.11.021.
- [33] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. On Cabello, D.S. Anchez, E. Torrella, Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler, *Appl. Therm. Eng.* 80 (2015) 31–41. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040.
- [34] R. Llopis, D. Sánchez, C. Sanz-Kock, R. Cabello, E. Torrella, Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems, *Appl. Energy*. 138 (2015) 133–142. doi:10.1016/J.APENERGY.2014.10.069.
- [35] G. Sachdeva, V. Jain, S.S. Kachhwaha, Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants, *Int. J. Mech. Aerospace, Ind. Mechatron. Manuf. Eng.* 8 (2014) 7. <http://waset.org/publications/9997619/performance-study-of-cascade-refrigeration-system-using-alternative-refrigerants> (accessed April 9, 2018).
- [36] Y.T. Ge, S.A. Tassou, I.D. Santosa, K. Tsamos, Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system, *Appl. Energy*. 160 (2015) 973–981. doi:10.1016/J.APENERGY.2015.01.123.
- [37] K.M. Tsamos, Y.T. Ge, I.D.M.C. Santosa, S.A. Tassou, Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO₂ booster system, *Appl. Energy*. 186 (2017) 470–479. doi:10.1016/J.APENERGY.2016.03.004.
- [38] K.M. Tsamos, P. Gullo, Y.T. Ge, IDew, Santosa, S.A. Tassou, A. Hafner, Performance investigation of the CO₂ gas cooler designs and its integration with the refrigeration system, *Energy Procedia*. 123 (2017) 265–272. doi:10.1016/J.EGYPRO.2017.07.237.

- [39] J. Sarkar, N. Agrawal, Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2009) 838–843.
doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001.
- [40] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, L. Ferrari, Experimental analysis of R744 parallel compression cycle, *Appl. Energy*. 135 (2014) 274–285.
doi:10.1016/J.APENERGY.2014.08.087.
- [41] Tsamos, Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates, *Energy Convers. Manag.* 150 (2017) 822–829. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2017.03.020.
- [42] M. Haida, K. Banasiak, J. Smolka, A. Hafner, T.M. Eikevik, Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module, *Int. J. Refrig.* 64 (2015) 93–107. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.01.017.
- [43] A. Hafner, K. Banasiak, R744 ejector technology future perspectives, 7th Eur. Therm. Conf. 745 (2016). doi:10.1088/1742-6596/745/3/032157.
- [44] D. Li, E.A. Groll, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 766–773. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008.
- [45] F. Liu, E.A. Groll, Analysis of a Two Phase Flow Ejector For Transcritical CO₂ Cycle, *Int. Refrig. Air Cond. Conf.* (2008).
<https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.es/&httpsredir=1&article=1923&context=iracc> (accessed December 10, 2017).
- [46] F. Liu, E.A. Groll, D. Li, Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles, *Energy*. 45 (2012) 829–839.
doi:10.1016/j.energy.2012.07.008.
- [47] Danfoss, Food Retail CO₂ Refrigeration Systems. Designing subcritical and transcritical CO₂ systems and selecting suitable Danfoss components, (2009) 48.
http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCEPAR1A102_The_Food_Retail_CO2_application_handbook_DILA.pdf (accessed April 8, 2018).
- [48] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella, Development and validation of a finite element model for water – CO₂ coaxial gas-coolers, *Appl. Energy*. 93 (2012) 637–647.
doi:10.1016/j.apenergy.2011.12.100.
- [49] Emerson Climate Technologies, Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration, (2010) 32.
http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/Resources/TGE124_Refrigerant_Report_EN_1009.pdf (accessed January 20, 2018).
- [50] BITZER, BITZER CO₂ BOOSTER RACK, 2017.
https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/bao-107-1-au.pdf (accessed April 9, 2018).
- [51] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 103 (2016) 1077–1086.
doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075.

- [52] D. Sánchez, E. Torrella, R. Cabello, R. Llopis, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2009) 302–309. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.09.008.
- [53] S. Elbel, P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 411–422. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [54] K. Banasiak, A. Hafner, E.E. Kriezi, K.B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units, *Int. J. Refrig.* 57 (2015) 265–276. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016.
- [55] W. Dick, *Commercial Refrigeration: For Air Conditioning Technicians*, 2nd ed., 2009.
- [56] Danfoss, Electronically operated expansion valve for CO₂ Type AKVH, (2012). http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCCPDVA1D302_Smartconnector_AKVH.pdf (accessed January 23, 2018).
- [57] P.J. Boudreau, The compressor operating envelope, (2013) 2. <http://www.r744.com/files/the-compressor-operating-envelope.pdf> (accessed November 30, 2017).
- [58] V. Sharma, B. Fricke, P. Bansal, Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems, *Int. J. Refrig.* 46 (2014) 86–99. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001.
- [59] Á.Á. Pardiñas, A. Hafner, K. Banasiak, Novel integrated CO₂ vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and influence of operational conditions, *Appl. Therm. Eng.* 131 (2017) 1008–1025. doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.12.015.
- [60] Y.T. Ge, S.A. Tassou, Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket, *Energy Convers. Manag.* 52 (2011) 1868–1875. doi:10.1016/j.enconman.2010.11.015.
- [61] Danfoss, Capacity controller for small CO₂ booster refrigeration system, (2013) 116. http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/RS8GU102_AK-PC_772_.pdf (accessed November 2, 2017).
- [62] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, Natl Std. Ref. Data Ser. (NIST NSRDS) -. (2013). <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport> (accessed January 29, 2018).
- [63] EnergyPlus, DOE, BTO, NREL, EnergyPlus, (2017). <https://energyplus.net/> (accessed January 12, 2018).
- [64] AIRAH, Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012, (2012). https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June_2012.pdf (accessed March 21, 2018).
- [65] M. Karampour, S. Sawalha, State-of-the-Art Integrated CO₂ Refrigeration System for Supermarkets: a Comparative Analysis, *Int. J. Refrig.* (2017).

https://www.researchgate.net/publication/320979787_State-of-the-Art_Integrated_CO2_Refrigeration_System_for_Supermarkets_a_Comparative_Analysis (accessed November 20, 2017).

- [66] Red Eléctrica de España, CO2 emissions associated to the power generation, (2017). <http://www.ree.es/en/statistical-data-of-spanish-electrical-system/statistical-series/national-statistical-series> (accessed March 18, 2018).

CAPÍTULO 3.

ARTÍCULO 2

Improvements in CO₂ Booster Architectures with Different Economizer Arrangements

AUTORES: Jesús Catalán-Gil, Laura Nebot-Andrés, Daniel Sánchez, Rodrigo Llopis, Ramón Cabello, Daniel Calleja-Anta.

REVISTA: *Energies*, 13, 1271 (2020) **DOI:** 10.3390/en13051271

RESUMEN:

En este artículo se analizaron los sistemas economizadores en sistemas *booster* CO₂, para reducir la temperatura del CO₂ a la salida del *gas-cooler*/condensador utilizando el propio CO₂ de una parte de la instalación. Se analizan diferentes posibilidades y formas de control, eligiendo dos configuraciones, una introduciendo un intercambiador adicional y otra, además, una etapa de compresión (BB+IMS). En ambos casos se comparó energéticamente con el sistema *booster* CO₂ con *flash-gas*. El análisis se realiza para unas potencias de 41 y 140 kW para baja y media temperatura, con restricciones de funcionamiento cercanas a la realidad, incluyendo la variación de la eficiencia de los compresores con la variación de la velocidad de giro para ajustarse a la demanda.

Como conclusiones principales, la combinación del economizador con el compresor adicional (BB+IMS) permite obtener ahorros anuales de energía, respecto al sistema con *flash-gas*, de hasta el 8.5% en países con clima cálido y hasta el 4% en los países con clima frío. Además, permite reducir el desplazamiento volumétrico requerido de los compresores MT hasta un 37%.

Catalán-Gil, J., Nebot-Andrés, L., Sánchez, D., Llopis, R., Cabello, R., & Calleja-Anta, D. (2020). Improvements in CO₂ Booster Architectures with Different Economizer Arrangements. Energies, 13(5), 1271. <https://doi.org/10.3390/en13051271>

Energies 2020, 13, 1271

Improvements in CO₂ Booster Architectures with Different Economizer Arrangements

Jesús Catalán-Gil*, Laura Nebot-Andrés, Daniel Sánchez, Rodrigo Llopis, Ramón Cabello, Daniel Calleja-Anta.

Department of Mechanical Engineering and Construction, Campus de Riu Sec., Jaume I University, E-12071 Castellón, Spain

* Correspondence: jcatalan@uji.es; Tel.: +34-964-72-8133

Abstract

CO₂ transcritical booster architectures are widely analyzed to be applied in centralized commercial refrigeration plants in consonance with the irrevocable phase-out of HFCs. Most of these analyses show the limitations of CO₂ cycles in terms of energy efficiency, especially in warm countries. From the literature, several improvements have been proposed to raise the booster efficiency in high ambient temperatures. The use of economizers is an interesting technique to reduce the temperature after the gas cooler and to improve the energy efficiency of transcritical CO₂ cycles. The economizer cools down the high pressure's line of CO₂ by evaporating the same refrigerant extracted from another point of the facility. Depending on the extraction point, some configurations are possible. In this work, different booster architectures with economizers have been analyzed and compared. From the results, the combination of the economizer with the additional compressor allows obtaining energy savings of up to 8.5% in warm countries and up to 4% in cold countries with regard to the flash-by-pass arrangement and reduce the volumetric displacement required of the MT compressors by up to 37%.

Keywords: CO₂ transcritical booster; economizer; subcooling; commercial refrigeration; integrated mechanical subcooling; variable frequency drive.

1. Introduction

The adoption of the F-Gas regulation in 2015 [1] has struck the commercial refrigeration sector harshly, where new limits for the refrigerants used until nowadays were adopted. Accordingly, in centralized refrigeration systems with cooling capacity higher than 40 kW and direct expansion arrangement, the F-Gas demands the use of substances with a GWP₁₀₀ lower than 150. Since the vast majority of anthropogenic refrigerants with low-GWP are middle-flammable [2], the CO₂ is a durable solution to ensure safety conditions, especially in the sales area.

CO₂ as refrigerant is used in both transcritical and subcritical conditions depending on the heat rejection conditions. Hence, it can be used as the main refrigerant in transcritical/subcritical refrigerating plants [3], as secondary fluid in CO₂ pumped systems [4], or as an additional refrigerant in cascade refrigerating facilities [5, 6]. At present, one of the most representative arrangements using this fluid is the booster systems, which have been extended in commercial refrigeration thanks to the complete solution that they provide, covering the services of low and medium temperature [7–9]. At first, this architecture was used mainly in the northern countries of Europe where the ambient temperatures allow working in subcritical conditions most of the time. Later, with the entry into force of the F-Gas, transcritical CO₂ booster systems were adopted in the Southern European countries in order to achieve a long-term solution by avoiding the use of fluorinated refrigerants. However, there are important energy differences between the traditional refrigeration systems and the simplest CO₂ booster systems [10], which demand the use of new technologies [11] and improvements to enhance their efficiency [12, 13]. These technologies range from the most basic improvements such as the use of a desuperheater [14] to the main advanced systems for CO₂ boosters. Among the advanced improvements, there are the parallel compression [15, 16], the dedicated [17] or integrated mechanical subcooling [18], the ejector technology [19] such as the multi-ejector arrangements [20], combinations of these systems [21], flooded evaporators [22], liquid ejectors [23], and the “all-in-one” systems that integrate the A/C and the tap water heating in the same refrigerating plant [24–27]. In addition, there are other improvements applied

to the heat rejection zone for high ambient temperatures, such as adiabatic gas coolers [17] or desiccant wheels [28], which are able to increase the efficiency of all facilities, reducing the temperature by increasing the humidity in the heat rejection medium. Some of these technologies are based on the addition of an extra heat exchanger named the economizer heat exchanger or subcooler at the exit of the gas cooler. The main function of this element is to reduce the temperature at the exit of the gas cooler just before entering the expansion device, minimizing the vapor quality at the inlet of the evaporators and consequently increasing the cooling capacity of the refrigerating plant [29]. Additionally, these systems allow reducing the optimum heat rejection pressure of the system. Depending on the arrangement used to cool the CO₂ through the subcooler, subcooling control can be performed in several ways. This improvement to CO₂ booster architecture is analyzed in detail in this work as well as the use of an additional economizer compression stage with the economizer heat exchanger (integrated mechanical subcooling), which have received little attention on CO₂ booster architectures.

According to the literature, the system with integrated subcooling in booster systems has only been evaluated by Catalan-Gil et al. [18], who performed an energy analysis with respect to the system with dedicated subcooling and parallel compression. However, this system provides high improvements to the basic booster with low-complexity changes in the basic architecture.

Therefore, this work analyzes these improvement systems, evaluating different specific parameters not previously analyzed in CO₂ booster systems, aiming to maximize efficiency by modifying certain parameters, such as those experimentally analyzed by Nebot-Andrés [30] in a single-stage CO₂ refrigeration plant.

In this work, a detailed thermodynamic analysis is presented for several arrangements of an economizer installed in a CO₂ booster system for a typical European supermarket ($\dot{Q}_{LTO} = 41$ kW at -32°C; $\dot{Q}_{MTO} = 140$ kW at -6°C). In order to be close to reality, an accurate parametric compressor model (error less than 0.2% regarding compressors' manufacturing data) has been adopted to take into account the effect of the rotation speed over the efficiencies of the

compressors, which has not been considered in booster architectures to the best of the authors' knowledge.

For each arrangement, a wide range of heat rejection temperatures from 0 to 40°C have been used to determine the optimal operating conditions of the refrigerating plant, including the optimal heat rejection pressure, the optimum subcooling, the required compressor displacement, and its optimal rotation speed. In addition, some relevant parameters that have not been analyzed in other works with booster architectures are studied in detail as well as the importance of controlling the heat rejection pressure and the suction pressure of the additional compressors (EC), as well as the level of subcooling applied. The combined effect of all parameters is reflected in an annual energy consumption study obtained for different European cities and additionally for 282 locations distributed throughout Europe, aiming to clarify the most suitable regions for each system.

2. Booster Architectures

This section is devoted to presenting the main architectures analyzed in this manuscript. All of them are designed to cover two specific cooling demands: 140 kW at medium temperature conditions (approximately -6°C) and 41 kW at a low-temperature regime (approximately -32°C). These values are selected according to the field data gathered by Sawalha et al. [31, 32] in several supermarkets which revealed a typical load ratio (LR) between medium and low-temperature loads from 3:1 to 3.5:1. The rest of the parameters considered at each architecture as well as the particular operating limitations for each component are described in Section 3 (Model assumptions).

2.1. Basic Booster (BB)

To determine the degree of improvement reached using the economizer, a typical CO₂ booster arrangement (BB) has been taken as a reference (Figure 1). This base cycle is composed by a rack of compressors at the low-temperature side (LT_C), a desuperheater (DSH) installed at the exit of these compressors, a rack of compressors at the high-temperature side (MT_C), a

flash-gas valve (FGv), and an internal heat exchanger (IHX) placed at the exit of the liquid receiver.

Figure 1. Schematic of the basic booster arrangement (BB) and the P-h diagram for $T_{amb}=32^\circ\text{C}$.

The use of the DSH allows reducing the temperature at the inlet of the MT compressors improving their operation and lowering their discharge temperature. In this case, a cross-flow heat exchanger has been used employing ambient air as secondary fluid.

The discharge from the second compressor rack is connected to an air-cross-flow heat exchanger (GC/K), which can operate in a transcritical or subcritical regime depending on the ambient temperature. The heat rejection pressure also depends on the ambient temperature, and it is controlled by a high-pressure control valve (HPCV) that ensures optimal operating conditions [33]. A liquid receiver installed after the HPCV regulates the refrigerant mass distribution as well as feeds the LT_{EV} and MT_{EV} with liquid phase. The use of a flash-gas valve (FG_V) extracts vapor from the liquid receiver, reducing the pressure of the accumulator tank and, consequently, the enthalpy at the inlet of both expansion valves (LT_{EV} and MT_{EV}). The vapor extracted is expanded and injected at the inlet of the MT compressors, which reduces their suction and discharge temperature.

Finally, an IHX is installed at the outlet of the liquid receiver to ensure the liquid phase at the inlet of thermostatic valves (LT_{EV} and MT_{EV}) and to heat up the lubricant oil of the LT compressors [34].

It is important to notice that one compressor of each compression rack is driven by a variable frequency drive (VFD) in order to cover easier, the cooling demand with the minimal energy consumption.

2.2. Basic Booster with Economizer (BB+EHX)

In this case, an additional heat exchanger named the economizer or subcooler (EHX) is introduced in the architecture (Figure 2). The EHX cools down the exhaust refrigerant from the GC/K by means of a stream of refrigerant extracted and expanded from the GC/K exit. The expanded fluid has low vapor quality; thus, the cooling capacity to reduce the temperature of the high-pressure stream is greater than that of other cooling systems that reduce the temperature with the vapor extracted from the liquid receiver. The expansion valve used in this case is labelled as ECO_{EV} and its superheating control mode defines two different cycles, as can be shown in Figure 2. The

first one (EHX_{OUT} Superheat) controls the superheating degree at the exit of economizer, while the second one (MT_{C_IN} Superheat) minimizes the superheating degree at the inlet of the MT compressors (MT_C). Depending on the control mode adopted, the refrigerant mass flow injected and the degree of subcooling will vary, affecting the pressure of the liquid receiver.

Figure 2. Schematic of a basic booster with economizer and the P–h diagrams for $T_{amb}=32^{\circ}\text{C}$.

From the results obtained in the computational model presented in this work, it has been proved that both configurations have a similar COP, so for the complete analysis of the BB+EHX configuration, only the arrangement that controls the superheating degree at the exit of the economizer (EHX_{OUT} Superheat) has been chosen, because it is easier to implement in a real facility.

2.3. Basic Booster with Economizer and Additional Compression Stage (BB+IMS)

The arrangements shown in Figure 2 can be improved by adding an additional compression stage acting over the stream of refrigerant expanded from the high-pressure level. The purpose of those compressors (EC) is to reduce the mass flow rate driven by the MT compressors, taking advantage of its low compression ratio. As before, Figure 3 presents the possible arrangements of the refrigeration cycle depending on the temperature control of the ECO_{EV} valve. The valve labelled as ELEC_v allows bypassing the EC compressors when they are not used, mainly when their compression ratio is below the manufacturer limits [35] or if the use of the EC compressors does not provide significant energy saving.

Figure 3. Schematic of a basic booster with IMS and the P–h diagram for $T_{amb}=32^\circ\text{C}$.

Similarly, to Section 2.2, the configurations depicted in Figure 3 have similar results in terms of COP when the computational model developed in this manuscript is applied. Consequently, the analysis of the BB+IMS configuration will be referred to the configuration that controls the superheating degree at the exit of the economizer (EHX_{OUT} Superheat), as its control is easier to implement.

3. Model Assumptions

This section is dedicated to listing all the model assumptions considered for the theoretical calculation.

3.1. Heat Rejection Conditions

Since all the architectures described before use air as the secondary fluid, the heat rejection conditions depend on the ambient temperature. Hence, for transcritical conditions ($P_{GC/K} \geq 73.75$ bar), the temperature at the exit of the gas cooler has been obtained by means of Equation (1) with the ambient temperature (T_{amb}) and a temperature approach (ATD) of 2K. The low value of ATD is based on the high thermal effectiveness of the gas cooler in transcritical conditions [36]. On the other hand, the heat rejection pressure was adjusted to the optimal one with an iterative method from 120 bar to 73.75 bar with small intervals of 0.05 bar.

$$T_{GC_{out}} = T_{amb} + ATD \quad (1)$$

For subcritical conditions ($P_{GC/K} < 73.75$ bar), the temperature approach has fixed to 5K in order to consider the loss of thermal effectiveness when the heat exchanger is operating as a condenser [36]. Additionally, a subcooling degree (SUB) of 2K has been added according to the control strategies described by Danfoss [37] to ensure the proper operation of the facility. With those values, the condensing temperature (T_K) is determined with Equation (2).

$$T_K = T_{amb} + ATD + SUB \quad (2)$$

3.2. Economizer (EHX)

As was stated before, the aim of the economizer (EHX) is to cool down the refrigerant at the exit of the GC/K using a stream of CO₂ expanded with the ECO_{EV}. Depending on how the valve is controlled, the cycle arrangement changes as shown in Figures 2 and 3. Notwithstanding, in both cases, the set point for the superheating control was fixed to 5K to avoid liquid in the

suction line of the compressors. Equations (3)–(7) determine the inlet and outlet temperatures at the economizer.

$$T_{in_EHX_HP} = T_{out_GC/K} \quad (3)$$

$$T_{out_EHX_HP} = T_{in_EHX_HP} - SUB \quad (4)$$

$$T_{in_EHX_LP} (BB + EHX) = T_{MT0} \quad (5)$$

$$T_{in_EHX_LP} (BB + IMS) = T_{o_EHX} \quad (6)$$

$$T_{out_EHX_LP} (BB + EHX \text{ and } BB + IMS) = T_{in_EHX_LP} + 5K \quad (7)$$

3.3. Desuperheater (DSH)

The function of the desuperheater is to reduce the temperature of the refrigerant at the discharge line of the LT compressors. To achieve this, a cross-flow heat exchanger has been used employing ambient air as the secondary fluid. Since the discharge temperature of the LT compressors is above the ambient temperature, the use of a desuperheater is always positive, reducing the temperature at the suction port of the MT compressors [38]. Equation (8) allows determining the temperature at the exit of the DSH, assuming a temperature approach (ATD) of 5K regarding the ambient temperature (T_{amb}).

$$T_{DSHout} = T_{amb} + ATD \quad (8)$$

3.4. Service Thermal Loads

For all booster architectures, similar operating conditions have been assumed for the low and medium temperature levels. Taking into account the values reported by Emerson [39], the evaporating levels adopted for medium and low temperature are -6°C and -32°C , respectively. The cooling load assumed is 140 kW for the medium temperature level and 41 kW for the low-temperature services, resulting in a load ratio (LR) of 3.4.

To make the analysis more realistic, a heat load profile of the evaporators was considered taking into account the opening and closing schedule of a typical supermarket. Thus, it was assumed that the 100% of the heat load is effective from 7:00 to 22:00, while this load falls by up to 50% the rest of time (from 22:00 to 7:00) as considered by Catalán-Gil et al. [13].

3.5. Internal Heat Exchanger (IHX)

Regardless of the arrangement adopted, a suction-to-liquid heat exchanger (IHX) was considered at the exit of the liquid receiver. The presence of the IHX guarantees the absence of any vapor phase at the inlet of the thermostatic valves LT_{EV} and MT_{EV} . Moreover, it also introduces a slight subcooling degree that enhances the cooling capacity and a moderate superheating degree which ensures a minimum temperature in the lubricant oil [34]. From Llopis et al. [40], a constant thermal effectiveness of 65% was considered in this work.

3.6. Compressors

To cover the cooling demand assumed in Section 3.4, two compression racks have been used in all systems. According to the thermal loads, the low-temperature rack is composed by three compressors, while the medium-temperature rack has 4. The economizer arrangement has also two additional compressors, whose position is depicted in Figure 3. Depending on the operating conditions, the compressors are switched on or off, guaranteeing the minimal energy consumption.

Each compression rack is equipped with one variable frequency drive (VFD) for one of the compressors to make the adaptation to the thermal load precise. The frequency operation of these compressors varies from 25 to 75 Hz, while the rest of them work with a fixed frequency of 50 Hz.

Taking into account the manufacturer restrictions, we have assumed a minimum compression ratio (t) of 1.5 and a maximum suction pressure of 55 bar in all compressors [35, 41].

The mathematical model of the reciprocating compressors has been adjusted from the manufacturer's data [41] using the parameters of volumetric

efficiency ($\eta_{\text{volum.}}$) and global efficiency (η_{global}). Equations (9) and (10) describe the mathematical model obtained for the compressor efficiencies as a polynomial equation, with the variables of compression ratio (t), specific volume at the suction port (v), and displacement ($\dot{V}_g$). Since this last also depends on the compressor rotation speed, a precise polynomial model has been developed to take into account the effect of the rotation speed over the compressor operation. The maximum relative error obtained from the mathematical adjustment, compared to the manufacturer's data, was lower than 0.2%, so we can assume that the model predictions are in good agreement with the manufacturer data.

Appendix A includes the main features of the compressors as well as the coefficients used in Equations (9) and (10).

$$\begin{aligned} \eta_{\text{volum.}} = & \left[(Dd3 \cdot \dot{V}_g^3 + Dd2 \cdot \dot{V}_g^2 + Dd1 \cdot \dot{V}_g + Dd0) \cdot v^3 + (Dc3 \cdot \dot{V}_g^3 + Dc2 \cdot \dot{V}_g^2 + Dc1 \cdot \dot{V}_g + Dc0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Db3 \cdot \dot{V}_g^3 + Db2 \cdot \dot{V}_g^2 + Db1 \cdot \dot{V}_g + Db0) \cdot v + (Da3 \cdot \dot{V}_g^3 + Da2 \cdot \dot{V}_g^2 + Da1 \cdot \dot{V}_g + Da0) \left. \right] \cdot t \\ & + \left[(Cd3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cd2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cd1 \cdot \dot{V}_g + Cd0) \cdot v^3 + (Cc3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cc2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cc1 \cdot \dot{V}_g + Cc0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Cb3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cb2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cb1 \cdot \dot{V}_g + Cb0) \cdot v + (Ca3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ca2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ca1 \cdot \dot{V}_g + Ca0) \left. \right] \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{global}} = & \left[(Dd3 \cdot \dot{V}_g^3 + Dd2 \cdot \dot{V}_g^2 + Dd1 \cdot \dot{V}_g + Dd0) \cdot v^3 + (Dc3 \cdot \dot{V}_g^3 + Dc2 \cdot \dot{V}_g^2 + Dc1 \cdot \dot{V}_g + Dc0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Db3 \cdot \dot{V}_g^3 + Db2 \cdot \dot{V}_g^2 + Db1 \cdot \dot{V}_g + Db0) \cdot v + (Da3 \cdot \dot{V}_g^3 + Da2 \cdot \dot{V}_g^2 + Da1 \cdot \dot{V}_g + Da0) \left. \right] \cdot t^3 \\ & + \left[(Cd3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cd2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cd1 \cdot \dot{V}_g + Cd0) \cdot v^3 + (Cc3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cc2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cc1 \cdot \dot{V}_g + Cc0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Cb3 \cdot \dot{V}_g^3 + Cb2 \cdot \dot{V}_g^2 + Cb1 \cdot \dot{V}_g + Cb0) \cdot v + (Ca3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ca2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ca1 \cdot \dot{V}_g + Ca0) \left. \right] \cdot t^2 \\ & + \left[(Bd3 \cdot \dot{V}_g^3 + Bd2 \cdot \dot{V}_g^2 + Bd1 \cdot \dot{V}_g + Bd0) \cdot v^3 + (Bc3 \cdot \dot{V}_g^3 + Bc2 \cdot \dot{V}_g^2 + Bc1 \cdot \dot{V}_g + Bc0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Bb3 \cdot \dot{V}_g^3 + Bb2 \cdot \dot{V}_g^2 + Bb1 \cdot \dot{V}_g + Bb0) \cdot v + (Ba3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ba2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ba1 \cdot \dot{V}_g + Ba0) \left. \right] \cdot t \\ & + \left[(Ad3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ad2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ad1 \cdot \dot{V}_g + Ad0) \cdot v^3 + (Ac3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ac2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ac1 \cdot \dot{V}_g + Ac0) \cdot v^2 \right. \\ & + (Ab3 \cdot \dot{V}_g^3 + Ab2 \cdot \dot{V}_g^2 + Ab1 \cdot \dot{V}_g + Ab0) \cdot v + (Aa3 \cdot \dot{V}_g^3 + Aa2 \cdot \dot{V}_g^2 + Aa1 \cdot \dot{V}_g + Aa0) \left. \right] \end{aligned} \quad (10)$$

3.7. Expansion devices

All the expansion devices used in the model have been assumed as isenthalpic with a minimum pressure difference of 3.5 bar between the inlet and the outlet ports [42]. Moreover, the maximum operation pressure (MOP) has been fixed to 120 bar, which corresponds with the maximum operation pressure

of the refrigerating plant. For thermostatic valves, the useful superheating was fixed to 5K in all cases.

3.8. Liquid Receiver Pressure

The pressure of the liquid receiver always depends on the configuration adopted, the heat rejection conditions, and the subcooling introduced after the GC/K heat exchanger. Therefore, the use of economizer or a flash-gas valve (FGV) reduces the pressure at the liquid receiver. To take into account all these variations, we have assumed a variable liquid receiver pressure with a minimal pressure of 35 bar to comply with the restriction mentioned above of keeping a minimal pressure difference in all expansion devices.

3.9. Additional Considerations

The pressure drops in pipelines, and heat exchangers have been neglected. Similarly, the heat transfer between components and ambient has also been neglected.

3.10. Summary Table

Table 1 summarizes all the assumptions stated before for the analyzed configurations.

Table 1. Assumptions for the computational models. EHX: economizer, GC/K: air-cross-flow heat exchanger, LT: low temperature: MT: high temperature.

		BB	BB+EHX	BB+IMS
GC/K _{out} Temp. [°C]	Transcritical		$T_{amb} + 2$	
	Subcritical		$T_{amb} + 5$	
Condenser Subcooling (K_{SUB}) [K]	Subcritical	2		0
Condensing Temp. [°C]			$T_{amb} + 5 + K_{SUB}$	
EHX _{pinch} [K]	Transcritical		2	
	Subcritical		5	
T _{out} EHX HPS [°C]		-	$GC/K_{out} Temp. - EHX_{SUB_{opt}}$	
T _{in} EHX LPS [°C]		-	$MT_{to} Temp.$	$T_{out} EHX_{HPS} - EHX_{pinch}$
T _{out} EHX LPS [°C]		-	$T_{in} EHX LPS + 5$	
T _{in} MTc [°C]		Variable		Variable
IHX Thermal Effectiveness [%]	Transcritical		65	
DSH _{out} Temp. [°C]	Subcritical		$T_{amb} + 5$	
Liquid Receiver Limit Pressures [bar]			From 35 to 55	
Minimum ΔP (Expansion Valves) [Bar]			3.5	
Maximum Compressor Inlet Pressure [Bar]			55	
Minimum Compression Ratio [-]			1.5	
LT _o Temp. [°C]			-32	
MT _o Temp. [°C]			-6	
LT _o , MT _o R Superheating [K]			5	
Evaporators _{out} Useless Superheating [K]			5	
LT Load [kW]			41	
MT Load [kW]			140	

4. Model Assumptions

To evaluate the maximum COP of all the configurations described in Section 2, a computational model was developed according to the restrictions described in Section 3. The model was programmed using Matlab[®] and Microsoft[®] VBA, using the database of RefProp[®] v.9.1 [43] for determining the thermophysical properties. Figures 4–6 describe the iterative method used by the model to find the maximum COP (COP_{opt}) of the facility at each ambient temperature (T_{amb}).

Figure 4. Iterative method for the BB system.

For the Basic Booster arrangement (BB) (Figure 4), the maximum COP is achieved at the optimum GC/K pressure ($P_{GC/K}$) in transcritical conditions. In subcritical conditions, the optimal pressure corresponds to the condensing pressure (P_K) except for the transition zone (near the critical point), where a linear pressure variation with the ambient conditions was considered according to Catalán-Gil et al. [13]. In transcritical operation, the iteration is started with the lowest transcritical pressure ($P_{minGC} = 74$ bar), the COP is obtained with Equation (11), and the GC/K pressure is increased in steps of 0.1 bar ($P_{GC}++$). With this pressure, another COP is obtained and compared with the previous one (COP_{prev}). If the current COP is higher, the GC/K pressure is further increased; else, if it is lower, the previous pressure is returned ($P_{GC}--$). This will be the optimum pressure that maximizes the COP (COP_{opt}).

Regarding the Basic Booster with economizer arrangement (BB+EHX), the optimum COP depends not only on the GC pressure, but also on the refrigerant mass flow expanded by the expansion valve (ECO_{EV}) used to produce the subcooling at the EHX; thus, the iteration method (Figure 5) is similar to the previous one but adding another iteration to obtain the optimum subcooling.

Figure 5. Iterative method for the BB+EHX system.

Hence, two iterative tested loops have been used in this arrangement. The first one determines the optimal heat GC/K pressure, while the second one is focused on determining the optimal subcooling degree which is achieved by varying the mass flow rate expanded by the ECO_{EV}. The subcooling degree is changing in steps of 0.1 K (sub ++, sub --).

Finally, the last configuration (BB+IMS) introduces an additional compressor (EC) to act over the refrigerant evaporated in the EHX. The presence of this component means that the inlet pressure of the EC needs to be controlled by the computational model (Figure 6) in order to obtain the maximum COP of the facility. Taking into account the restrictions explained in Section 3, the maximum value for this pressure is 55 bar, and the minimum one must ensure a minimum pressure ratio of 1.5 in the EC. Accordingly, an

extra iterative loop has been programmed acting over the previous programmed loops. Similar to the previous method, the optimum subcooling degree depends on the GC/K pressure and the mass flow rate but, in this case, it also depends on the suction pressure of the additional compressors ($P_{IN\ EC}$).

Figure 6. Iterative method for the BB+IMS.

5. Results and Discussion

In this section, the computational model results are presented and discussed in a wide range of ambient temperatures from 0 to 40°C. The results are used to determine the annual energy consumption in different European cities in order to justify which is the best configuration.

5.1. Operating Modes

Taking into account the restrictions summarized in Section 3 and the best-performing conditions of the systems, Figure 7 presents the operation modes of each configuration according to the ambient temperature.

Figure 7. Operation mode of the analyzed configurations.

It must be highlighted that in each arrangement at least three operative modes can be achieved: transcritical operation, subcritical operation, and transition mode, which corresponds to the change from transcritical to subcritical and vice versa.

For the Basic Booster system (BB), the transcritical operating mode is achieved for ambient temperatures above 27.9°C, while subcritical is recommended for below 21.2°C. The range from 27.9°C to 21.2°C corresponds to the transition zone where the pressure is reduced progressively from 73.75°C bar to the corresponding condensing one for 21.2°C. It is important to outline that floating condensing is limited from 21.2°C to 2.5°C in subcritical operation. For ambient temperatures below 2.5°C, the system is

forced to keep the same condensing pressure in order to ensure a minimum compression ratio of 1.5 in the MT_C rack.

Regarding the configuration with economizer (BB+EHX), the temperature limits vary only for the subcritical operating mode. Thus, the floating condensing is limited from 22°C to 4.5°C, while the transient zone is delimited from 27.9°C to 22°C. The presence of the economizer reduces the temperature at the inlet of the expansion device and also the condensing temperature in subcritical conditions. As a consequence, the minimum ambient temperature for floating condensing (when MT_C compression rate =1.5) is higher than the basic cycle.

Finally, the inclusion of an additional compressor in the system (BB+IMS) modifies not only the subcritical limits but also the transcritical ones. Thus, this system works in transcritical operation for ambient temperatures above 28.5°C and in subcritical operation from 23.4°C to 8.9°C. Below 8.9°C, the BB+EHX configuration is preferred because it works more efficiently.

5.2. Compressors Sizing and Operation

As described in Section 3, each compression stage has a compressor with variable frequency drive (VFD) to achieve the desired volumetric displacement without abrupt changes. Figures 8–10 present the volumetric displacement of the compressors used for each configuration.

Figure 8 refers to the BB configuration. The LT stage uses two compressors with a displacement of 9.22 m³/h at their nominal frequency (without VFD at 50 Hz) and one compressor with VFD operating with a displacement of 5.1 m³/h at about 32 Hz. These compressors have the same operation for all the heat rejection conditions, since the pressure of the receiver is kept constant at 35 bar. That means a constant cooling capacity in LT_O as well as the mass flow rate.

Regarding the medium temperature compressors (MT_C), the volumetric requirements of the MT_C are not constants. Thus, for ambient temperatures from 0 to 24.1°C, the system operates with one MT_C at nominal conditions (26.12 m³/h at 50 Hz) and one compressor with VFD operating from 16.95 to

39.18 m³/h (38.3–75 Hz). When the ambient temperature ranges between 24.1 and 39.4 °C, another compressor at its nominal conditions is switched on, and the compressor with VFD reduces its frequency to 25 Hz (13.06 m³/h). Finally, for ambient temperatures above 39.4°C, a fourth compressor without VFD is switched on.

Figure 8. BB compressors operation. A rack of compressors at the low-temperature side (LT_c, left) and a rack of compressors at the high-temperature side (MT_c, right).

Figure 9 shows the displacement of the low and medium-temperature compressors of the BB+EHX system. This system cools the refrigerant after the GC/K, and the pressure of the receiver changes depending on the subcooling degree in the EHX. The optimal subcooling allows the receiver pressure to be close to the previous system (35 bar) for all ambient temperature. So, the graphs of Figure 9 are quite similar to Figure 8. The main difference is depicted in the temperature limits that are stated at 23.6 and 37.75°C.

Figure 9. BB+EHX compressors operation. LT_c (left) and MT_c (right).

Figure 10. BB+IMS compressors operation. LT_c (left), MT_c (right), and EC (center).

Figure 10 shows the volumetric displacement of the compressors for BB+IMS. In this case, the system works slightly different than the previous ones. For LT_c, the system works with three compressors: two at their nominal frequency and one with VFD. In this case, the compressor with VFD keeps its frequency constant from 0 to 11 °C because the receiver optimum pressure remains constant at 35 bar. However, for above ambient temperature, this compressor changes its frequency from 32 to 56.9 Hz (5.1–10.5 m³/h) due to the variation of the pressure in the liquid receiver (Figure 11).

For MT_c, the system works with one compressor at its nominal frequency and one with VFD for all the rejection temperatures analyzed. In this case, the displacement of the MT_c rack has been significantly reduced compared to previous systems. For ambient temperatures below 8.9 °C, the system works as BB+EHX due to the better energy efficiency (EC is switched o). For ambient temperatures above (8.9–40 °C), the system works as BB+IMS. In this range of temperatures, the compressor with VFD changes its frequency from 29.2 °C to 60.7 Hz (15.3 to 31.8 m³/h).

Finally, the EC rack operates from 8.9 to 29.5 °C with a VFD compressor running from 34.6 to 75 Hz (6.3–13.6 m³/h) and from 29.5°C with an additional compressor running at nominal conditions.

Focusing on the medium-temperature compressor rack (MTc), which is the one that most affects the efficiency of a CO₂ booster facility (they are the most energy-consuming compressors), it can be seen from the above figures that the introduction of the EHx without additional compression does not reduce the displacement needed in the MTc; however, the reduction of the volumetric displacement required in MTc, with the introduction of the EHx with additional compression, is drastically reduced (over 37%), at the cost of a reduced increase in the volumetric displacement of the additional compression stage.

Figure 11. Optimal additional compressor (EC) suction pressure for BB+IMS and receiver pressure in all systems.

5.3. Optimal EC Suction Pressure

To achieve the higher COP at the BB+IMS system, the suction pressure of the EC compressors has been optimized. This value is related with the subcooling degree at the economizer. Figure 11 shows the variation of the suction pressure with the ambient temperature taking into account the restrictions considered in Section 3. Accordingly, three different operation zones can be identified. For temperatures higher than 38.2°C, the suction

pressure is kept at 55 bar, which is the maximum value recommended by the compressor's manufacturer. From 38.2 to 8.9°C, the suction pressure proportionally decreases to 33.1 bar with ambient temperature and a slight change in the transition from transcritical to subcritical (23.4–28.5°C). Finally, below 8.9°C, it is not worth using the EC compressors, since their use penalizes the refrigeration facility's COP (Section 5.6).

5.4. EHX Operation

This section discusses the different parameters related to the EHX, such as the subcooling degree, heat load, and efficiency.

5.4.1. R744 Basic Booster (BB)

As was stated in Section 4, there is an optimal subcooling degree that maximizes the COP of the refrigeration facility [18]. The subcooling degree has been varied from 0K to a maximum value that ensures a liquid receiver pressure above 35 bar or a minimum enthalpy of about 200 kJ/kg ($h_{\text{sat_liq}}$ at 35 bar). The results from model are depicted in Figures 12 and 13. Figure 12 shows the subcooling degree versus the ambient temperature for the two economizer arrangements, while Figure 13 graphically shows the subcooling area depending on the configuration adopted.

Figure 12. Economizer optimum subcooling degree.

The degree of subcooling is related to the heat rejection pressure, the suction pressure of the additional compressors EC (refrigerant evaporating pressure in the EHX), the refrigerant mass flow in the heat rejection line, and the considered superheat in the EHX (low-pressure side in the heat exchanger), so the subcooling applied will depend on the values of the above parameters.

Figure 13. Subcooling area for the configurations of BB+EHX (left) and BB+IMS (right).

Taking into account Figure 12 and Figure 13, it can be noticed that the optimum subcooling degree always decreases with the ambient temperature, reaching a minimum value of 9K for ambient temperatures below 4.5°C. Notwithstanding, depending on the arrangement, this subcooling degree varies significantly (Figure 12). Thus, the inclusion of an extra compressor entails a significant reduction of the required optimum subcooling degree from ambient temperatures higher than 11.3°C. The maximum difference is reached at 40°C, where the BB+EHX system needs a subcooling degree of 40K, while the configuration of BB+IMS only requires 22.5K. For ambient temperatures below 11.3°C, both arrangements require the same subcooling degree due to the pressure limitation of the liquid receiver.

As shown in the graphs that relate the EC compression rate with the GC/K pressure (EC suction pressure can be obtained), relating to the COP of the BB+IMS (Figure 16), the suction pressure control of the EC is an important term for maximizing the COP of the BB+IMS system. This can also be seen in Figure 16, which shows the COP variation of the system with the variation of the heat rejection pressure and the compression rate of the EC compressor (it depends on the EC suction pressure).

5.4.2. Load and Efficiency

The important variation of temperatures stated in Figure 12 denotes a remarkable variation of the economizer cooling capacity, whose dependence on ambient temperature is depicted in Figure 14.

Figure 14. Economizer's cooling capacity vs. ambient temperature.

The heat exchange capacity in the EHX depends mainly on the conditions of the refrigerant at the inlets and outlets, but also on the refrigerant mass flow rate. The refrigerant mass flow expanded to produce subcooling in the EHX changes depending on the required cooling load by controlling the superheat at the output of the EHX. Therefore, this cooling capacity variation is possible by controlling the superheat of the EHX expansion valve in both systems. Accordingly, depending on the location, the heat transfer area of the economizer needed must be adjusted. Additionally, the efficiency achieved in the economizer (EHX) for system with an additional compression stage (BB+IMS) is greater than the system without EC (BB+EHX), which occurs whenever the EC compressors are turned on.

5.5. COP

The COP of the facility can be obtained by using the Equation (11), which depends on the cooling loads and the total power consumption by the compressors. The latter is calculated with the Equation (12) as a function of

the mass flow rate, the specific compression work, and the global effectiveness from Equation (10).

$$COP = \frac{Q_{o_{LT}} + Q_{o_{MT}}}{P_{c_{LTc(VFD)}} + P_{c_{LTc}} + P_{c_{MTc(VFD)}} + P_{c_{MTc}} + P_{c_{EC(VFD)}} + P_{c_{EC}}} \quad (11)$$

$$P_{c_i} = \frac{\dot{m}c_i(h_{out_i} - h_{in_i})}{\eta_{global_i}} \quad (12)$$

The results from Equation (11) are presented in Figure 15, where the positive effect of the economizer is evident when it is installed in the refrigeration facility, especially when the EC compressor is used. Only when the ambient temperature is below 2.6°C does the basic cycle achieve the best results in terms of COP. Additionally, Table 2 presents the variation of COP with regard to the base cycle.

Figure 15. COP vs. ambient temperature.

Table 2. COP variation with regard to the basic cycle.

SYSTEM	Ambient Temperature (°C)								
	0	5	10	15	20	25	30	35	40
BB+EHX	-1.43%	5.47%	4.47%	4.53%	2.74%	0.31%	0.14%	0.19%	-0.2%
BB+IMS	-1.43%	5.47%	5.06%	7.14%	9.01%	8.77%	13.66%	16.63%	21.94%

Focusing on both improved systems, it is evident that the implementation of an additional compressor enhances the COP of the base system in a wide range of ambient temperatures (from 2.6°C onwards). This makes this configuration very interesting in almost all European climates.

In order to maximize the COP of CO₂ booster systems operating in transcritical, different parameters can be modified depending on the booster configuration.

In this case, the heat rejection pressure is changed for the BB system as described in Figure 4. In the BB+EHX configuration, the pressure of the GC/K is also changed and depending on the mass flow rate through the EHX, certain subcooling is applied to the high-pressure mass flow (Figure 5). Finally, the BB+IMS adds another parameter, so that in addition to controlling the GC/K pressure, the EC suction pressure must be controlled as shown in Figure 6 and thus a certain subcooling after the GC/K is applied to the high-pressure mass flow.

In this case, depending on the chosen values of these parameters, the COP of the facility will change as experimentally analyzed by Nebot-Andrés et al. [30]. Figure 16 shows how the variation of these parameters affects the COP of the most complex system (BB+IMS) for two heat rejection temperatures (30 and 40°C).

Figure 16. COP variation depending on GC/K pressure and EC compression ratio (left) or subcooling (right) for the BB+IMS.

As shown in the graphs that relate the EC compression rate with the GC/K pressure (EC suction pressure can be obtained), relating to the COP of the BB+IMS (Figure 16 left), the suction pressure control of the EC is an important term for maximizing the COP of the BB+IMS system.

The graphs on the left show the relationship between the EC compression rate, GC/K pressure, and COP, while the graphs on the right show the relationship between subcooling, GC/K pressure, and COP. For ambient temperature of 30°C, the maximum COP (2.22) is achieved at the GC/K pressure of 77 bar, a subcooling of 17.5K, and an EC compression rate of 1.54 (corresponds to 51.3 bar at EC suction port); nonetheless, for an ambient temperature of 40°C, the maximum COP of 1.57 is achieved at the GC/K pressure of 100.1 bar, a subcooling of 22.5K, and an EC compression rate of 1.82 (corresponds to 55 bar at the EC suction port). These results show that the compressors used in the EC rack must have the capacity to work at low compression rates and high suction pressures.

It has been calculated that for ambient temperatures below 23.4°C, the optimum COP is achieved at an EC compression rate below 1.5 (minimum recommended by the manufacturer), and for rejection temperatures above 38.2°C (Figure 11), the maximum COP is achieved at an EC suction pressure above 55 bar (maximum recommended by the manufacturer). Therefore, with compressors designed to operate efficiently at lower compression rates and higher suction pressures than the above operating limitations, the results for this system would be even better.

5.5. Annual Energy Consumption

To sum up the positive effect of the economizer, this section presents the annual energy consumption of the analyzed configurations in several European cities with different temperature profiles. A heat load factor (LF) of 100% from 7:00 to 22:00 and 50% from 22:00 to 7:00 is assumed for all the days of the year at optimum operating conditions. The average hourly temperature for each month was obtained with the EnergyPlus tool [44], excluding the effect of the relative humidity. The annual energy consumption (AEC) for each location is calculated using Equation (13) and depicted in Figure 17. Figure 18 presents the energy consumption reduction with regard to the basic booster system obtained by Equation (14). For a load factor of 50%, the cooling load is reduced, and thus the volumetric requirements of the compressors are reduced as well. This reduction changes the COP of the system due to the variation of the efficiency of the compressor with variable

frequency drive and the influence on the total energy consumption, despite the load reduction.

$$AEC(\text{kWh}) = \sum_{m=1}^{12} \sum_{H=1}^{24} \frac{Q_{o_{LT}} + Q_{o_{MT}}}{COP_{m,H}} \cdot \frac{LF}{100} \cdot D_m \quad (13)$$

$$\Delta E_i(\%) = \frac{E_i - E_{CC}}{E_{CC}} \cdot 100 \quad (14)$$

Figure 17. Annual energy consumption of the analyzed booster architectures.

Figure 18. Energy consumption reduction with regard to the basic booster system.

From Figures 17 and 18, it is evident that the use of the economizer always reduces the energy consumption of the refrigerating plant. However, this reduction depends on the configuration and the location. Thus, if the architecture implemented is that described in Figure 2 (BB+EHX), the savings made range between 1.95 and 4%. However, if the architecture installed contains the extra compressor described in Figure 3 (BB+IMS), the reductions vary from 3.6 to 8.5% at the same operating conditions.

To extend the analysis to more locations in Europe, a contour map of the energy consumption improvements of the systems regarding BB are presented in Figure 19, BB+EHX (left) and BB+IMS (right). The yellow dots represent the cities considered in Figure 19.

In relation to the BB+EHX configuration, the system offers greater energy improvements for locations with cool temperatures as Northern France, Belgium, Netherlands, Ireland, or the United Kingdom. However, BB+IMS offers major energy improvements for all countries in Europe, but the best results are obtained for locations with higher ambient temperatures such as Spain, Italy, France, and Greece.

Figure 19. Annual energy benefit of the BB+EHX and BB+IMS in relation to BB in Europe (%).

In relation to the BB+EHX configuration, the system offers greater energy improvements for locations with cool temperatures as Northern

France, Belgium, Netherlands, Ireland, or the United Kingdom. However, BB+IMS offers major energy improvements for all countries in Europe, but the best results are obtained for locations with higher ambient temperatures such as Spain, Italy, France, and Greece.

6. Conclusions

This work analyzes two subcooling systems to improve the efficiency of the CO₂ booster architectures. The analysis has been made for a medium-sized supermarket in different European cities with cooling loads of 41 kW and 140 kW for low and medium-temperature services, respectively. Real constraints in the operation of the systems have been taken into account as well as the performance data of the compressors provided by manufacturer, including the effect of the frequency variation in compressors.

Regarding the operating mode of the systems, the most important data are those of the basic booster with economizer and additional compression stage (BB+IMS), as the use of this additional compression stage (EC) is more beneficial for ambient temperatures above 8.9°C regarding a basic booster with an economizer (BB+EHX).

The analysis of the compressors' sizing and their operation reveals, on the one hand, that the basic booster (BB) and BB+EHX similarly operate in the low-temperature compression rack (LT_C) for all the rejection temperatures analyzed and for the medium-temperature compression rack (MT_C). On the other hand, the BB+IMS system operates with two compressors at their nominal frequency and one with VFD in LT_C with changes in frequency from 32 to 56.9 Hz depending on the rejection temperature. For MT_C, the great difference regarding the previous systems is that BB+IMS needs compressors with lower volumetric displacement. This reduction directly affects by lowering the power consumption of the compressors, and thus the efficiency of the facility increases. With respect to the additional compression stage of the BB+IMS, the system only uses the compressor with VFD at rejection temperatures from 8.9 to 29.5°C (34.6 to 75 Hz), adding another compressor at its nominal frequency (50 Hz) for higher ambient temperatures.

With respect to the optimal pressure at the suction port for the EC stage, it changes from 33.1 to 55 bar to achieve the optimum COP at temperatures from 8.9 to 38.2°C, limiting the maximum EC suction pressure to 55 bar for rejection temperatures above 38.2°C.

The economized systems provide a degree of subcooling to the refrigerant after the GC/K. This subcooling is different depending on the system and the ambient temperature. The optimum subcooling for BB+EHX changes from 9 to 40K for rejection temperatures from 0 to 40°C. However, the introduction of an additional compression rack (BB+IMS) significantly reduces the optimum subcooling up to a maximum of 22.5K and is more consistent over a wide range of temperatures.

Focusing on COP results, the higher improvement is obtained by the BB+IMS system in all ranges of ambient temperatures above 2.6°C with a maximum improvement regarding a BB of 22%. Moreover, BB+EHX improves the COP with respect to BB for ambient temperatures from 2.6 to 21°C up to 5.5%. The optimum COP points obtained in the BB+IMS are achieved at low compression rates in the additional compression stage (EC) for all the heat rejection temperatures analyzed and high suction pressures in the EC for high rejection temperatures.

Both improved systems provide a reduction in energy consumption in all the cities analyzed. BB+EHX reduce the annual energy consumption from 1.95% to 4%, offering greater energy improvements for locations with cool temperatures as Northern France, Belgium, Netherlands, Ireland, or the United Kingdom. However, the best results for all the countries in Europe have been obtained by the BB+IMS, which achieve reductions in energy from 3.5% to 8.5%, being more beneficial for cities with higher annual medium temperature such as Spain, Italy, France, and Greece.

It has been concluded that the BB+EHX system improves the COP of the basic one from 2.6 to 21°C. Notwithstanding, the BB+IMS provides higher energy improvements for all ambient temperatures above 2.6°C without adding a large complexity to the system.

Author Contributions: J.C.-G. and D.S. conceived the idea. J.C.-G. performed the theoretical simulations. R.L., D.S. and R.C. checked the validity of the results. The manuscript was written by J.C.-G., D.S., R.L., R.C., D.C.-A., and L.N.-A. revised it. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research was funded by Ministerio de Economía y Competitividad of Spain (project ENE2014-53760-R.7, grant FPI BES-2015-073612) and Jaume I University of Spain (project P11B2015-66).

Acknowledgments: Authors gratefully acknowledge Ministerio de Economía y Competitividad of Spain (project ENE2014-53760-R.7, grant FPI BES-2015-073612) and Jaume I University of Spain (project P11B2015-66) for financing this research work.

Conflicts of Interest: The authors declare that no part of manuscript has been published previously and that it will not be published elsewhere including electronically in the same form, in English or in any other languages without the written consent of the copyright-holder. Publication is approved by authors and by responsible authorities where the work was carried out. Authors declare that there is non additional conflict of interest.

Nomenclature

Abbreviations

AEC	annual energy consumption (kWh)
ATD	ambient temperature difference
BB	Basic Booster
CC	comparative cycle
COP	coefficient of performance
D	number of days
DSH	desuperheater
E	energy
EC	economizer compressor
ECO	economizer
EHX	economizer heat exchanger
ELEC	electric
FG	Flash gas
GC/K	gas cooler/condenser
H	number of hours
HFC	hydrofluorocarbon
HPS	high-pressure side

CAPÍTULO 3: Artículo 2

HPCV	high-pressure control valve
IMS	integrated mechanical subcooling
IHX	internal heat exchanger
K_{sub}	condenser subcooling (K)
LF	load factor
LT	low temperature
LPS	low-pressure side
LR	load ratio
$\dot{m}$	mass flow ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
M	number of months
MT	medium temperature
P	pressure (bar)
$\dot{Q}$	cooling load (kW)
SH	useful superheating (K)
SHC	superheat control
SUB	subcooling (K)
t	compression ratio
T	temperature ($^{\circ}\text{C}$)
v	specific volume ($\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$)
VFD	variable frequency drive
V_g	compressor swept volume ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)
$\dot{W}_{\text{elec}}$	power consumption (W)

Greek symbols

Δ	variation (increment or decrement)
ε	relative error (%) / thermal effectiveness
η_G	global efficiency
η_v	volumetric efficiency

Subscripts

amb	ambient
C	compressor
CO_2	carbon dioxide
EV	expansion valve

GC	gas cooler
in	inlet/in
K	condenser
LT	low temperature
m	month
max	maximum
MT	medium temperature
o	evaporator
out	out/outlet
opt	optimum
prev	previous
SUB	subcooling degree
sub_opt	optimum subcooling
V	valve

Appendix A Compressor coefficients

The coefficients used for modelling each compressor are detailed in this appendix. These data have been obtained from the real operating curves of the compressors in transcritical and subcritical operation. Using these coefficients with Equations (9) and (10), we can obtain the global and volumetric efficiency of each compressor for the entire operating range.

COMPRESSORS		SUBCRITICAL OPERATION															
MODEL		CONSTANTS FOR η_V					CONSTANTS FOR η_G										
		3	2	1	0		3	2	1	0							
		Dd	Dc	Db	Da		Dd	Dc	Db	Da							
BITZER 4JTC-15K	VG (m ³ /h): 9.21	0.154317	-5.14552	66.27658	508.5627	-16963.1	561474	-6498275	-9128614								
		-0.04389	1.463619	-18.8521	-144.658	600.5089	-19877.7	230084.9	322924.3								
		0.001839	-0.06131	0.789737	6.059918	-7.14769	236.6128	-2739.2	-3840.4								
		-3.9E-05	0.001302	-0.01677	-0.12867	0.028702	-0.95019	11.00189	15.40603								
		0.119499	-3.98457	51.32302	393.819	70760.94	-2341888	27096449	38141884								
NOMENCLATURE EC		Cc	0.050164	-1.67267	21.54478	165.3204	-2520.53	83424.04	-965390	-1357437							
		Cb	-0.00268	0.089432	-1.15193	-8.83913	30.24837	-1001.23	11588.36	16273.51							
		Ca	0.000236	-0.00788	0.101556	0.779277	-0.12289	4.067927	-47.092	-66.0341							
			Bd	-96696.6	3199771	-3.7E+07	-5.2E+07										
			Bc	3467.908	-114765	1327633	1871194										
NUMBER OF COMPRESSORS 2			Bb	-42.0093	1390.355	-16087.5	-22638.4										
			Ba	0.173103	-5.72959	66.30998	93.16515										
			Ad	43239.59	-1430562	16538548	23417462										
			Ac	-1562.37	51694.86	-597770	-845067										
			Ab	19.12744	-632.952	7321.088	10329.51										
		Aa	-0.07987	2.643226	-30.5804	-43.0699											

MODEL		CONSTANTS FOR η_V					CONSTANTS FOR η_G										
		3	2	1	0		3	2	1	0							
		Dd	Dc	Db	Da		Dd	Dc	Db	Da							
BITZER 6FTC-50K	VG (m ³ /h): 26.12	-0.10974	0.37729	-379.063	-8248.84	-82.8692	7787.059	-256244	-1002283								
		0.00572	-0.54086	19.75644	429.9222	3.870038	-363.672	11968.03	46784.31								
		-8.1E-05	0.007673	-0.28029	-6.09946	-0.06103	5.734783	-188.739	-377.362								
		-3.6E-07	3.44E-05	-0.00126	-0.02732	0.000326	-0.03067	1.009535	3.94222								
		-0.04202	3.973008	-145.127	-3158.12	373.927	-35134.1	1155903	4528283								
NOMENCLATURE MTc		Cc	-0.00028	0.026151	-0.95524	-20.787	-17.6623	1659.629	-54607.5	-213742							
		Cb	2.66E-05	-0.00251	0.091765	1.996914	0.282842	-26.5783	874.6055	3420.506							
		Ca	8.68E-06	-0.00082	0.029965	0.652075	-0.00155	0.145285	-4.78109	-18.6882							
			Bd	-543.428	51052.81	-1679035	-6595055										
			Bc	26.0141	-2444.13	80397.36	315372.9										
NUMBER OF COMPRESSORS 4			Bb	-0.42471	39.9058	-1312.87	-5143.61										
			Ba	0.00239	-0.22457	7.387851	28.9462										
			Ad	252.3578	-23701.8	779026.5	3074031										
			Ac	-12.2637	1151.971	-37874.4	-149118										
			Ab	0.205096	-19.2677	633.6539	2489.585										
		Aa	-0.00119	0.111463	-3.66545	-14.4042											

MODEL		CONSTANTS FOR η_V					CONSTANTS FOR η_G										
		3	2	1	0		3	2	1	0							
		Dd	Dc	Db	Da		Dd	Dc	Db	Da							
BITZER 2DSL-5K	VG (m ³ /h): 9.22	-9.92198	290.221	-3210.58	-35420	-33.6329	1363.69	-16510.3	-277431								
		0.842936	-23.6294	254.8379	3057.207	3.478327	-140.831	1703.534	2777.689								
		-0.02394	0.629939	-6.48553	-85.0291	-0.12094	4.889453	-59.0891	-94.543								
		0.000213	-0.00495	0.04531	0.682397	0.001425	-0.05749	0.693899	1.083527								
		32.69335	-1039.16	11980.87	107193.4	154.1276	-6333.58	77162.42	148464.1								
NOMENCLATURE LTc		Cc	-2.82929	88.48107	-1012.94	-9492.24	-16.4454	673.2255	-8186.03	-15193.9							
		Cb	0.081514	-2.48298	28.00868	274.1534	0.589313	-24.0414	291.8064	524.6849							
		Ca	-0.00067	0.018495	-0.19185	-1.74767	-0.00719	0.292132	-3.53834	-6.12976							
			Bd	-195.393	8195.849	-99570.6	-266566										
			Bc	22.412	-930.979	11291.28	27402.66										
NUMBER OF COMPRESSORS 3			Bb	-0.85354	35.19162	-426.271	-955.79										
			Ba	0.011095	-0.4541	5.493327	11.3367										
			Ad	45.09291	-1945.22	20581.65	171463.8										
			Ac	-7.07303	295.516	-3307.59	-17405.2										
			Ab	0.323541	-13.3307	153.294	603.262										
		Aa	-0.00461	0.188427	-2.20169	-6.98555											

Figure A1. Cont.

COMPRESSORS		TRANSCRITICAL OPERATION																
MODEL	NOMENCLATURE	CONSTANTS FOR η_V						CONSTANTS FOR η_G										
		3	2	1	0	3		2	1	0								
		Dd	Dc	Db	Da	Cd		Cc	Cb	Ca	Bd	Bc	Bb	Ba	Ad	Ac	Ab	Aa
BITZER 4JTC-15K	VG (m ³ /h): 9.21	-26.6284	636.9889	-4674.82	15942.35					-184.018	6161.381	-71897.1	-115367					
		1.208065	-28.5814	203.9179	-841.863					6.99786	-234.569	2740.237	4472.621					
		-0.01626	0.372143	-2.42565	15.88986					-0.0892	2.996865	-35.0967	-58.9916					
		4.2E-05	-0.00067	-0.00151	-0.15842					0.000378	-0.01277	0.15063	0.268951					
		-1.31902	116.4402	-1964.33	-16218					1205.131	-40199.5	466845.8	685898.9					
		-0.73314	14.42215	-62.1413	1158.819					-46.728	1559.087	-18099.5	-26791.1					
		0.016235	-0.3288	1.455776	-27.3967					0.612419	-20.4486	237.4028	357.1413					
		0.000131	-0.00546	0.084772	0.853195					-0.00268	0.090005	-1.04956	-1.66838					
										Bd	-2480.68	82498.89	-958011	-1344457				
										Bc	98.19582	-3263.37	37832.71	52963.69				
BITZER 6FTC-50K	VG (m ³ /h): 26.12									-1.33141	44.19523	-510.804	-711.664					
										0.006067	-0.20189	2.335535	3.422341					
										1569.533	-52344.2	612803.6	870629.9					
										-63.346	2108.146	-24628.6	-34876.3					
										0.898045	-29.7461	344.796	470.8401					
										-0.00397	0.131507	-1.51885	-2.13673					
MODEL	NOMENCLATURE	CONSTANTS FOR η_V						CONSTANTS FOR η_G										
		3	2	1	0	3		2	1	0								
		Dd	Dc	Db	Da	Cd		Cc	Cb	Ca	Bd	Bc	Bb	Ba	Ad	Ac	Ab	Aa
BITZER 6FTC-50K	MTc	-0.08584	8.117429	-296.515	-6452.49					-2.41684	229.1071	-7554.56	-29436.1					
		0.004365	-0.41279	15.07854	328.1258					0.116816	-11.074	364.8771	1434.054					
		-5.1E-05	0.00479	-0.17498	-3.80773					-0.00191	0.18075	-5.95052	-23.6056					
		-6.2E-07	5.82E-05	-0.00212	-0.04624					1.05E-05	-0.001	0.032875	0.132538					
		-0.03473	3.283804	-119.951	-2610.27					17.5984	-1665.75	55030.62	206179.2					
		-0.00086	0.080937	-2.95649	-64.3365					-0.86604	81.95387	-2704.19	-10256.2					
		2.61E-05	-0.00247	0.090261	1.964181					0.014482	-1.37016	45.14283	173.4189					
		8.84E-06	-0.00084	0.030527	0.6643					-8.3E-05	0.007822	-0.25712	-1.00923					
										Bd	-39.7559	3762.065	-124820	-445575				
										Bc	1.99913	-189.081	6262.482	22778.49				
	NUMBER OF COMPRESSORS 4									-0.03448	3.259463	-107.697	-398.965					
										0.000205	-0.01935	0.636344	2.448808					
										27.22254	-2578.75	86161.74	286182					
										-1.40234	132.7692	-4427.39	-15206.5					
										0.025198	-2.38298	79.18258	280.0777					
										-0.00014	0.013522	-0.44653	-1.65474					

Figure A1. Compressor coefficients.

References

- [1] European Parliament. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing. 2014. Available online: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1577567799194&uri=CELEX:32014R0517> (accessed on 5 February 2020).
- [2] BRA. Guide to Flammable Refrigerants, 2012. [http://area-eur.be/sites/default/files/2016-05/BRA_Guide to Flammable Refrigerants—Issue 1—Oct 12.pdf](http://area-eur.be/sites/default/files/2016-05/BRA_Guide_to_Flamable_Refrigerants—Issue_1—Oct_12.pdf) (accessed February 5, 2020).
- [3] Gullo, P.; Tsamos, K.; Hafner, A.; Ge, Y.; Tassou, S.A. State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems—a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry. *Energy Procedia* 2017, 123, 46–53, doi:10.1016/j.egypro.2017.07.283.
- [4] Pumped CO₂ in Industrial Refrigeration Systems Application guide Application guide Pumped CO₂ in Industrial Refrigeration Systems. Available online: http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCIPA000E102_Pumped_co2_in_industrial_refrigeration_systems_Final.pdf (accessed on 5 February 2020).
- [5] Sanz-Kock, C.; Llopis, R.; Sánchez, D.; Cabello, R.; Torrella, E. Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 73, 41–50, doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041.
- [6] Mosaffa, A.H.; Farshi, L.G.; Ferreira, C.A.I.; Rosen, M.A. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂ /NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. *Energy Convers. Manag.* 2016, 117, 442–453, doi:10.1016/j.enconman.2016.03.053.
- [7] Ge, Y.T.; Tassou, S.A. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket. *Energy Convers. Manag.* 2011, 52, 1868–1875, doi:10.1016/j.enconman.2010.11.015.
- [8] Tsamos, K.M.; Ge, Y.T.; Santosa, I.; Tassou, S.A.; Bianchi, G.; Mylona, Z. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Convers. Manag.* 2017, 150, 822–829, doi:10.1016/J.ENCONMAN.2017.03.020.
- [9] Purohit, N.; Gupta, D.K.; Dasgupta, M.S. Energetic and economic analysis of transcritical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition. *Int. J. Refrig.* 2017, 80, 182–196.
- [10] Elbel, S.; Hrnjak, P. Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators. *Int. J. Refrig.* 2004, 27, 724–735, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2004.07.019.
- [11] Karampour, M.; Sawalha, S. Comparison of State-of-the-art CO₂ and Alternative Refrigeration Systems for Supermarkets. In *Proceedings of the 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants: Natural Refrigerant Solutions for Warm Climate Countries*, Valencia, Spain, 18–20 June 2018; doi:10.18462/iir.gl.2018.1391.

- [12] Gullo, P.; Elmegaard, B.; Cortella, G. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. *Int. J. Refrig.* 2016, 64, 61–79, doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016.
- [13] Catalán-Gil, J.; Sánchez, D.; Llopis, R.; Nebot-Andrés, L.; Cabello, R. Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation. *Energies* 2018, 11, 1915, doi:10.3390/en11071915.
- [14] Catalán-Gil, J.; Sánchez, D.; Cabello, R.; Llopis, R.; Nebot-Andrés, L.; Calleja-Anta, D. Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility. *Appl. Therm. Eng.* 2020, 168, 114785, doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114785.
- [15] Sarkar, J.; Agrawal, N. Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization. *Int. J. Therm. Sci.* 2009, 49, 838–843, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001.
- [16] Chesi, A.; Esposito, F.; Ferrara, G.; Ferrari, L. Experimental analysis of R744 parallel compression cycle. *Appl. Energy* 2014, 135, 274–285, doi:10.1016/J.APENERGY.2014.08.087.
- [17] Cortella, G.; D'Agaro, P.; Coppola, M.A. Transcritical CO₂ commercial refrigeration plant with adiabatic gas cooler and subcooling via HVAC: Field tests and modelling. *Int. J. Refrig.* 2020, 111, 71–80, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2019.11.022.
- [18] Catalán-Gil, J.; Llopis, R.; Sánchez, D.; Nebot-Andrés, L.; Cabello, R. Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications. *Int. J. Refrig.* 2019, 101, 11–23, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034.
- [19] Tao, B.; Jianlin, Y.; Gang, Y. Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system. *Energy Convers. Manag.* 2016, 126, 850–861, doi:10.1016/J.ENCONMAN.2016.08.057.
- [20] Hafner, A.; Försterling, S.; Banasiak, K. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *Int. J. Refrig.* 2014, 43, 1–13, doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.
- [21] Mitsopoulos, G.; Syngounas, E.; Tsimpoukis, D.; Bellos, E.; Tzivanidis, C.; Anagnostatos, S. Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant. *Energy Convers. Manag.* 2019, doi:10.1016/j.ecmx.2019.100006.
- [22] Minetto, S.; Brignoli, R.; Zilio, C.; Marinetti, S. Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 2013, 38, 1–9, doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044.
- [23] Haida, M.; Smolka, J.; Hafner, A.; Palacz, M.; Ostrowski, Z.; Bodys, J.; Kriezi, E.K.; Försterling, S.; Nowak, A.J.; Banasiak, K. Performance operation of liquid ejectors for a R744 integrated multi-ejector supermarket system using a hybrid ROM. *Int. J. Refrig.* 2020, doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.10.020.
- [24] Karampour, M.; Sawalha, S. Energy efficiency evaluation of integrated CO₂ transcritical system in supermarkets: A field measurements and modelling analysis. *Int. J. Refrig.* 2017, 82, 470–486, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2017.06.002.
- [25] Pardiñas, Á.Á.; Hafner, A.; Banasiak, K. Novel integrated CO₂ vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and

- influence of operational conditions. *Appl. Therm. Eng.* 2017, 131, 1008–1025, doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.12.015.
- [26] Purohit, N.; Sharma, V.; Sawalha, S.; Fricke, B.; Llopis, R.; Dasgupta, M.S. Integrated supermarket refrigeration for very high ambient temperature. *Energy* 2018, doi:10.1016/j.energy.2018.09.097.
- [27] D'Agaro, P.; Coppola, M.A.; Cortella, G. Field tests, model validation and performance of a CO₂ commercial refrigeration plant integrated with HVAC system. *Int. J. Refrig.* 2019, 100, 380–391, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.030.
- [28] Aprea, C.; Greco, A.; Maiorino, A., The application of a desiccant wheel to increase the energetic performances of a transcritical cycle. *Energy Convers. Manag.* 2015, 89, 222–230, doi:10.1016/J.ENCONMAN.2014.09.066.
- [29] Llopis, R.; Nebot-Andrés, L.; Sánchez, D.; Catalán-Gil, J.; Cabello, R. Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review. *Int. J. Refrig.* 2018, 93, 85–107, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2018.06.010.
- [30] Nebot-Andrés, L.; Catalán-Gil, J.; Sánchez, D.; Calleja-Anta, D.; Cabello, R.; Llopis, R. Experimental determination of the optimum working conditions of a transcritical CO₂ refrigeration plant with integrated mechanical subcooling. *Int. J. Refrig.* 2020, doi:10.1016/J.IJREFRIG.2020.02.012.
- [31] Sawalha, S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions. *Int. J. Refrig.* 2007, 31, 516–524, doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017.
- [32] Sawalha, S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions. *Int. J. Refrig.* 2007, 31, 525–534, doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.018.
- [33] Danfoss. Electric Regulating Valves. <https://assets.danfoss.com/documents/DOC230186439993/DOC230186439993.pdf> (accessed on 5 February 2020).
- [34] Bitzer. Bitzer CO₂ Booster Rack, 2017. Available online: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/bao-107-1-au.pdf (accessed on 5 February 2020).
- [35] Boudreau, P.J. The Compressor Operating Envelope. Available online: <http://www.r744.com/files/the-compressor-operating-envelope.pdf> (accessed on 5 February 2020).
- [36] Sánchez, D.; Cabello, R.; Llopis, R.; Torrella, E. Development and validation of a finite element model for water—CO₂ coaxial gas-coolers. *Appl. Energy* 2012, 93, 637–647, doi:10.1016/j.apenergy.2011.12.100.
- [37] Danfoss. Food Retail CO₂ Refrigeration Systems. Designing Subcritical and Transcritical CO₂ Systems and Selecting Suitable Danfoss Components. Available online: http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/DKRCEPAR1A102_The_Food_Retail_CO2_application_handbook_DILA.pdf (accessed on 28 December 2019).
- [38] Cabello, R.; Sánchez, D.; Patiño, J.; Llopis, R.; Torrella, E. Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO₂ transcritical vapour compression

- cycles based on vapour injection in the suction line. *Appl. Therm. Eng.* 2012, 47, 86–94, doi:10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.02.031.
- [39] Emerson Climate Technologies. Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration. Available online: <https://docplayer.net/6650747-Refrigerant-choices-for-commercial-refrigeration-finding-the-right-balance.html> (accessed on 28 December 2019).
- [40] Llopis, R.; Sanz-Kock, C.; Cabello, R.; Sánchez, D.; Nebot-Andrés, L.; Catalán-Gil, J. Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant. *Appl. Therm. Eng.* 2016, 103, 1077–1086, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075.
- [41] Bitzer. Bitzer Software. Available online: <https://www.bitzer.de/websoftware/Default.aspx> (accessed on 5 February 2020).
- [42] Dick, W. Commercial Refrigeration: For Air Conditioning Technicians, 2nd ed.; ED. Cengage Learning ; Vermillion, USA, 2009.
- [43] Lemmon, E.W.; Huber, M.L.; McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1|NIST. Available online: <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport> (accessed on 5 February 2020).
- [44] EnergyPlus. Doc, Bto, Nrel, EnergyPlus. Available online: <https://energyplus.net/> (accessed on 5 February 2020).

CAPÍTULO 4.

ARTÍCULO 3

Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications

AUTORES: Jesús Catalán-Gil, Rodrigo Llopis, Daniel Sánchez, Laura Nebot-Andrés, Ramón Cabello.

REVISTA: *International Journal of Refrigeration*, 2, 101 (2019)

DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.01.034

RESUMEN:

En este artículo se analizaron diferentes sistemas de subenfriamiento aplicados a los sistemas *booster* CO₂. Se realizó un extenso análisis energético y de control del sistema con subenfriamiento mecánico dedicado e integrado. Se desarrollaron modelos termodinámicos cercanos a la realidad para cargas térmicas de 41 y 140 kW en baja y media temperatura, respectivamente, comparándolos el sistema *booster* CO₂ con compresión paralela. El análisis de consumo energético se realizó para multitud de ciudades de Europa y Asia.

Como conclusiones principales, respecto al sistema con compresión paralela, el sistema *booster* CO₂ con subenfriamiento mecánico dedicado, ofrece reducciones energéticas anuales de entre el 1.5-5.1% y el sistema *booster* CO₂ con subenfriamiento integrado obtiene reducciones entre el 1.3-4.0%.

Catalán-Gil, Jesús, Llopis, R., Sánchez, D., Nebot-Andrés, L., & Cabello, R. (2019). Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications. International Journal of Refrigeration, 101, 11–23. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034>

International Journal of Refrigeration 2019, 2, 101

Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications

Jesús Catalán-Gil*, Rodrigo Llopis, Daniel Sánchez, Laura Nebot-Andrés,
Ramón Cabello.

Department of Mechanical Engineering and Construction, Campus de Riu
Sec., Jaume I University, E-12071 Castellón, Spain

* Correspondence: jcatalan@uji.es; Tel.: +34-964-72-8133

Abstract

Energy improvements offered by dedicated and integrated mechanical subcooling systems in CO₂ booster systems for supermarket applications are analyzed here through the use of thermodynamic models close to reality. Using a reference supermarket with 41 kW and 140 kW thermal loads at low and medium temperature, respectively, and considering as state-of-the-art system the CO₂ booster with parallel compressor and flash gas by-pass, it has been concluded that both systems allow to reduce energy consumption. However, its operation is highly dependent on environmental conditions. The dedicated mechanical subcooling system offers annual energy reductions for tempered places from 1.5% to 2.9%, for warm between 2.9% and 3.4% and for hot from 3.0% to 5.1%. The integrated subcooling system obtains reductions between 3.1% and 4.0% for cold regions, from 1.4% to 2.9% for tempered, from 2.9% to 3.4% for warm and from 1.3% to 2.4% for hot regions.

Keywords: CO₂; Subcooling; Dedicated mechanical subcooling; Integrated mechanical subcooling; Supermarket.

1. Introduction

Revolution of CO₂-based refrigeration systems for supermarkets was initiated by researchers and companies mainly placed in Europe in the last two decades. Their real field-implementation started in the north of Europe due to their favourable environmental conditions, but their enforcement was accelerated by the entry into force of the F-Gas Regulation in 2014 (European Commission, 2014), they now being a reality through all regions of Europe. However, the operating region extension of CO₂ systems to mild and warm countries was only possible due to the increase in complexity of the systems in relation to the HFC-based ones. Gullo et al. (2018a) reviews the most recent CO₂ refrigeration systems up to the moment and their evolution during the last two decades. Kigali Amendment to the Montreal Protocol, ratified by 53 countries now (September 2018), aims to reduce 70 billion tonnes CO_{2,eq} by 2020 by phasing-out 85% of HFC gases by late 2040s. Thus, the implementation of CO₂-based supermarket refrigeration systems will be favoured by this agreement worldwide. Therefore, all the changes lived in Europe will be translated to other regions of the World.

CO₂ basic booster system with gas by-pass valve, is the commonly chosen solution for cold and tempered regions, where it has been verified that it overcomes traditional HFC-based systems, being the energy benefit larger if heat recovery is implemented in the system, as evaluated by Sawalha (2013) and measured by Sawalha et al. (2017). They concluded that this system has higher COP than HFC-based systems for outdoor temperatures lower than 24°C. Considering annual operation, it was able to reduce 11% the electricity consumption in relation to HFC-based systems in the North of Europe (Karampour and Sawalha, 2017). However, the extension of CO₂-based systems to warm and hot regions needs to rely on more complex and advanced systems that compete with traditional supermarket architectures. These new generations of refrigeration systems can be grouped into three big groups: The first one, which relies on the use of auxiliary compressors (parallel compression and integrated mechanical subcooling); the second one, which relies on the use of ejectors or multi-ejector blocks; and the last one, which is based on the thermal interaction of the CO₂ cycle with an additional cycle

(cascades, cascaded booster systems or dedicated mechanical subcooling systems).

The first systems group is represented by boosters with parallel compression or auxiliary compression economization. Auxiliary compressors extract vapor from the vessel and compress it to the high pressure, thus reducing vessel pressure, reducing the vapor title at the inlet of the evaporators and shortening the refrigerant mass flow through the high-pressure compressor rack. These systems have been analyzed theoretically by Gullo and Hafner (2017), Karampour and Sawalha (2018), and others. They perform with higher efficiency than HFC-based systems up to outdoor temperatures of 27°C (Gullo et al., 2018a). Inside this group, the booster system with integrated mechanical subcooler can be also considered (Llopis et al., 2018). It is based on the use of an additional CO₂ compressor which compresses the refrigerant used to provide subcooling at the exit of the gas-cooler through an additional heat exchanger, allowing to shorten the optimum high pressure of the system and also to reduce the vapor title at the inlet of the evaporators. This architecture, analyzed in detail in the present work, has received little attention, since only the theoretical analysis of Cecchinato et al. (2009) and Gullo and Cortella (2016) for single-stage cycles have been found by authors. In contrast to the parallel compression system, the advantage of this configuration is that the pressure lift of the auxiliary compressor is shortened in relation to the parallel configuration (suction pressure higher than vessel pressure and reduced high pressure due to subcooling). Gullo and Cortella (2016) evaluated it theoretically for a single-stage cycle evaporating at -10°C and outdoor temperature from 30 to 42°C, and quantified the COP improvement in relation to a parallel compression system between 2.8% and 5.5%. However, this advanced architecture has not been applied to booster systems to the best of the authors' knowledge.

The second group corresponds to booster configuration which use ejectors or multi-ejector blocks (vapor and liquid ejectors) to recover energy in the expansion process at the exit of the gas-cooler. Vapor ejectors are used to precompress a part of the refrigerant from the medium pressure level, thus increasing the suction pressure of parallel compressors, and liquid ejectors are used to increase MT evaporating temperature and pressure level through

the use of overfeed evaporators. This group, which is extensively covered in the review of Gullo et al. (2018a) can provide an annual performance energy increase of 15% (Giroto, 2017). Also, this technology has been applied in real supermarkets, where it has been measured that its energy consumption is shortened by 14% in relation to refrigeration systems with parallel compression (Gullo et al., 2018a). According to Gullo et al. (2018b) this technology, with integration of the AC demand, can outperform any solution for supermarket systems at outdoor temperatures even from -10 to 5°C , with estimation of energy savings and environmental impact reductions of 26.9% and 90.9%. Thus, this technology is able to cover any climate condition.

Finally, the last group of technologies for supermarkets are those based on the use of auxiliary cycles coupled thermally with a main CO_2 cycle. CO_2 with dedicated mechanical subcooling (DMS) was contrasted to cascades for medium temperature applications by Nebot-Andrés et al. (2017), concluding that DMS gets over cascade systems for temperature lifts below 28.5K, and considering annual operation its yearly-performance is better than cascades for evaporating levels higher than -15°C . However, this system was not evaluated considering a booster solution. Dai et al. (2018) evaluated the CO_2 system with DMS using zeotropic mixtures in the auxiliary cycle. They stated that higher benefits can be obtained with the mixtures than with the use of pure refrigerants and also evaluated their integration by using a thermoelectric subcooler and an expander (Dai et al., 2017). Purohit et al. (2017) presented a theoretical comparison of a R-290 DMS booster solution in contrast to a R-744 booster with parallel compression, concluding that the DMS system only surpasses the only- CO_2 system at very hot climatic conditions, with reductions in annual energy consumption by 6.4–8.9%. Other hybrid systems found in literature are the subcritical or cascaded booster systems (Catalán-Gil et al., 2018) and cascades with AC integration (Purohit et al., 2018), which are reliable technologies especially for very hot climatic conditions.

According to the literature, it has been found that CO_2 booster system with integrated mechanical subcooling has not been evaluated for supermarket purposes yet to the best of the authors' knowledge. This system, whose operation relies on the use of an additional compressor and an additional heat exchanger (subcooler) presents some energy advantages in

relation to the state-of-the-art booster system which must be highlighted. Therefore, this work is devoted to evaluate the energy performance of this system in relation to the CO₂ booster system with parallel compression (representing the reference system for tempered and cold regions) and to the CO₂ booster system with R-290 DMS (representing a suitable system for warm and hot regions), aiming to clarify the most suitable regions for each system and their pros and cons. The work, developed using close-to-reality models based on compressor manufacturer's data, considers the typical European supermarket as reference ($\dot{Q}_{O,MT} = 140$ kW at -6°C and $\dot{Q}_{O,LT} = 41$ kW at -32°C) and avoids to introduce additional measures to improve the overall efficiency, such as flooded evaporators, heat recovery, AC integration or even evaporative cooling, with the intention to clarify systems' understanding. The architectures are evaluated for a wide range of outdoor temperatures (0 – 40°C), and then, their yearly annual operation is evaluated for 282 locations in Europe and 395 cities of Asia, covering from cold to very hot regions, where their energy improvements and operating parameters are quantified and discussed.

2. Cycles and model assumptions

This section presents the architectures for supermarket applications considered in this work. The systems provide service simultaneously to MT level and LT levels. Section 2.1 describes the common and special characteristics of each refrigeration solution, Section 2.2 details the expressions used to evaluate compressor's performance and Section 2.3 details the boundary conditions and assumptions considered for the energy evaluation of the systems.

2.1. Refrigeration cycles

Refrigeration architectures considered in this work are: a CO₂ refrigeration booster with parallel compression and by-pass gas valve (Figure 1) denoted as PC system; a CO₂ booster with integrated mechanical subcooling (Figure 2) called IMS system; and a CO₂ booster with an R-290 dedicated mechanical subcooling cycle, known as DMS system. The three systems provide simultaneous service to different MT and LT multiplexed

systems using direct expansion systems with dry evaporation. All incorporate an air-cooled gas-cooler/condenser at the discharge of the high-pressure rack and a low temperature gas-cooler or desuperheater (DSH) at the discharge of the low-pressure rack to release heat to the environment, which enhances the energy performance of the cycle (Karampour and Sawalha, 2018). The DSH is not commonly considered in these cycles because of the increased cost, however, our simulations indicate that the COP improvement due to the DSH in terms of COP ranges between 2.1% and 7.3%, its performance being better at lower environment temperatures. Also, they incorporate an internal heat exchanger (IHX) at the exit of the liquid receiver to guarantee subcooled liquid at the inlet of the expansion devices. This IHX improves the energy performance of subcritical systems (Llopis et al., 2015). In addition, the three architectures operate with a double-stage expansion system, the first stage is devoted to regulate the heat rejection pressure through a back-pressure (BP) and the second to control the evaporation in the services with thermostatic expansion valves.

PC system, whose scheme and pressure-enthalpy are detailed in Figure 1, in addition to the common characteristics described above, incorporates a compressor rack which extracts saturated vapor (point 13, Figure 1) and compresses it to the inlet of the gas-cooler/condenser (point 14, Figure 1). The PC rack decreases pressure in the vessel, increasing the specific cooling capacity and reducing the refrigerant mass flow rate through the LP_C and HP_C racks. It also incorporates a flash-gas by pass valve (FG) which extracts vapor from the vessel at low outdoor temperatures when the PC rack cannot operate due to reduced compression ratio (see Table 2), and injects it at HP_C rack suction.

Figure 1. Schematic and P-h diagram of refrigeration booster with PC.

IMS system, which scheme and pressure-enthalpy diagram are detailed in Figure 2, has the following features: it incorporates a heat exchanger at the exit of the gas-cooler/condenser, called subcooler (SUB). In the SUB, the main refrigerant flow (points 7 to 8, Figure 2) is cooled by heat transfer with an auxiliary flow (points 7, 13 and 14, Figure 2), which is expanded and evaporated in the SUB. Then, the auxiliary flow is recompressed to the high pressure by the IMS_C rack (points 14 and 15, Figure 2). The expansion device regulates the evaporating process (dry evaporation) in the SUB and the degree of subcooling in the heat exchanger is maintained by speed variation of the IMS_C rack, being its reference variable the outlet temperature of the subcooler.

The optimum subcooling degree has been evaluated by simulation (Figure 5), thus, for its real implementation the control algorithm of the IMS_C rack drive should be developed. Also, at low outdoor temperatures the subcooling system operates, but the evaporated refrigerant is injected via expansion to the HP_C rack suction (see Table 3).

Figure 2. Schematic and P-h diagram of refrigeration booster with IMS.

DMS system (Figure 3) has also a subcooler at the exit of the gas-cooler/condenser to cool CO₂ high-pressure line (points 6 and 7, Figure 3), but in this case the capacity is provided using a single-stage cycle working with R-290 as refrigerant. The degree of subcooling is controlled by speed

variation of the DMS_C rack, being its reference variable the outlet temperature of the subcooler as in the IMS system. The DMS auxiliary cycle contains an additional condenser (COND_{MS}) and an expansion device that controls the evaporating process of R-290 in the subcooler. This architecture does not include the flash-gas by pass valve because its energy efficiency is lower than with the considered configuration. Also, this configuration does not include the parallel compressor to avoid increased cost of the system.

Figure 3. Schematic and P-h diagram of refrigeration booster with DMS.

2.2. Compressor's performance data

To evaluate the energy performance of the systems the compressor's performance was obtained from the data provided by compressor manufacturers. CO₂ ones were selected from Bitzer's and R-290 from Dorin's selection software. This way, Eq. (1) is used to compute volumetric efficiency (η_V) and Eqs. (2) and (3) to calculate the overall efficiency (η_G). The equations used for each compressor rack and the adjustment coefficients are detailed in Table 1, where it is differentiated the operation of the HP_C and PC/IMS_C compressors between subcritical and transcritical modes, as recommended by manufacturers. Deviation of fitted equations from manufacturer's ones is below 0.01%.

$$\eta_V = a_0 + a_1 \cdot p_{suc} + a_2 \cdot p_{dis} + a_3 \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}}\right) + a_4 \cdot v_{suc} \quad (1)$$

$$\eta_G = b_0 + b_1 \cdot p_{suc} + b_2 \cdot p_{dis} + b_3 \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}}\right) + b_4 \cdot v_{suc} \quad (2)$$

$$\eta_G = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}}\right) + c_2 \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}}\right)^2 + c_3 \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suc}}\right)^3 \quad (3)$$

Compressor's expressions were used to configurate the number of compressors in each rack and in each architecture (results collected in Table 1). The LP_C rack, for all the systems, is composed by three compressors with a displacement of 15.6 m³·h⁻¹ at nominal speed; HP_C rack by four (17.8 m³·h⁻¹) compressors; the PC and IMS_C racks by two (9.2 m³·h⁻¹) and the DMS_C by two (42.81 m³·h⁻¹) R-290 compressors. It is also considered that each compressor rack is equipped with an inverter drive to match the heat loads for every external condition. As detailed in Section 3, the minimum frequency for any compressor is set as 30 Hz.

Table 1. Performance data of compressors. Obtained from manufacturer data.

Model		$\dot{V}_G$ at 1450 rpm (m ³ h ⁻¹)	Number of compressors	Subcritical operation				Transcritical operation			
LP _c	Bitzer 4ESL-9K Refrigerant: R-744	15.6	3	η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [2]				
				a_0	1.14985663	b_0	0.61678183				
				a_1	0.00285336	b_1	-0.00824113				
				a_2	-0.00451612	b_2	0.01143067				
				a_3	-0.04218443	b_3	-0.14816646				
HP _c	Bitzer 4CTC-30K Refrigerant: R-744	17.8	4	a_4	-3.24182999	b_4	5.35184767				
				η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [3]	η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [2]
				a_0	0.96562667	c_0	-0.30239969	a_0	1.0922959	b_0	0.84748849
				a_1	0.00478809	c_1	1.18485292	a_1	0.00105465	b_1	-0.00647244
				a_2	-0.00264638	c_2	-0.46751257	a_2	-0.00227064	b_2	0.00190887
PC / IMS _c	Bitzer 4JTC-10K-40P Refrigerant: R-744	9.2	2	a_3	-0.03228407	c_3	0.06039427	a_3	-0.02000997	b_3	-0.08083942
				a_4	-0.68096605	c_4	-	a_4	-4.2528302	b_4	5.32100343
				η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [2]	η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [2]
				a_0	0.79042139	b_0	1.04277933	a_0	0.85390033	b_0	0.74453886
				a_1	0.00841379	b_1	-0.00871981	a_1	0.0083094	b_1	0.00045915
DMS	Dorin HEX1201CC Refrigerant: R-290	42.81	2	a_2	-0.00228299	b_2	0.00352851	a_2	-0.0033132	b_2	0.00028444
				a_3	-0.05525721	b_3	-0.06160335	a_3	0.00848023	b_3	-0.033457
				a_4	5.02592536	b_4	-14.7718425	a_4	-5.39769047	b_4	-1.69059837
				η_V	Ec. [1]	η_G	Ec. [2]				
				a_0	0.36760973	b_0	1.012177528				
				a_1	-0.06784174	b_1	0.013245153				
				a_2	0.06782300	b_2	-0.002583983				
				a_3	-0.17946704	b_3	-0.003944654				
				a_4	2.41571076	b_4	-1.170750682				

2.3. Boundary conditions and assumptions

To evaluate the energy performance of the systems, the following boundary conditions and assumptions were considered. Characteristics for all architectures:

- Systems were subjected to 140 kW of thermal load at MT with an evaporating level of -6°C and to 41 kW at LT with an evaporating temperature of -32°C . These thermal loads were considered constant for all outdoor conditions, since it was considered that the inside of the supermarket was kept at constant temperature and humidity (Emerson, 2010). It is also assumed that the MT cabinets have doors.
- At gas-cooler, 2K was taken as approach temperature without door air in transcritical conditions (Gullo et al., 2018a; Purohit et al., 2018). In subcritical conditions, the temperature difference with air in condenser was of 5K. For the PC system 2K of subcooling degree to guarantee the proper operation of the valve and receiver is considered, and saturation for the others. Also, the desuperheater (DSH) was simulated considering an approach temperature with the environment of 5K.
- Degree of superheat in the MT and LT dry evaporators was of 5K.

- Thermal effectiveness of the IHX at the exit of the vessel was of 65% to guarantee a minimum suction temperature of the LP C rack.
- All expansion processes were considered isenthalpic.
- Pressure losses in pipes and heat exchangers were neglected.
- All refrigerant properties were computed using Refprop 9.1 database (Lemmon et al., 2013).

For the IMS configuration, in addition to the following considerations, in the SUB a degree of superheat of 5K was considered, being its size determined by the subcooling optimization process. It was modelled by considering a temperature pinch of 5K between the outlet temperature of subcooler and its evaporating temperature in subcritical conditions and of 2K in transcritical regime. Its thermal effectiveness was considered variable, Eq. (4), being its value inside 57.7–90.0% in subcritical conditions and between 87.0% and 92.0% in transcritical conditions. As mentioned, the refrigerant used for subcooling was recompressed by the IMS C rack, however, when the compression ration of the IMS_C rack was below 1.5 (see Section 3), this refrigerant was laminated up to the suction pressure of the HP_C rack. For that condition, the used refrigerant mass flow rate was also obtained by with the subcooling optimization process.

$$\varepsilon_{SUB,IMS} = \frac{t_7 - t_8}{t_7 - t_{13}} \quad (4)$$

In the case of the DMS system, in addition to the general characteristics, the subcooler was modelled considering a constant value of thermal effectiveness of 60%, Eq. (5), and the condensing temperature of the R-290 cycle was obtained with 5 K temperature difference with air temperature. Also, the R-290 evaporator was evaluated with a degree of superheat of 5 K.

$$\varepsilon_{SUB,DMS} = \frac{t_6 - t_7}{t_6 - t_{O,DMS}} \quad (5)$$

3. Component limitations, optimization and working modes

To be as close as possible to reality and obtain the highest approximation to the real operation of the systems, manufacturer's operating elements limitations were included in the analysis, as previously described by Catalán-Gil et al. (2018), they being;

- Minimum compression ratio for any compressor was of 1.5.
- Minimum pressure difference in any expansion valve was set to 3.5 bar.
- Maximum pressure at the inlet of PC and IMS_C compressors was lower than 55 bar.
- Minimum pressure of the vessel of 35 bar.
- Minimum compressor frequency of 30 Hz.

Those restrictions move the real operation of the systems little away from the maximum thermodynamic performance of the cycles, but they are needed to establish a fair comparison scenario.

The evaluation of the systems calculated the best performing operating condition, in terms of maximum COP, restricted to the previously mentioned limitations from outdoor temperatures from 0 to 40°C. Since the mode of operation of any cycle is bonded to the heat rejection level, the systems were evaluated in subcritical condition, in transitional condition as described by Catalán-Gil et al. (2018) and Danfoss (2012) and in transcritical condition. The best performing situation was selected for each outdoor temperature. To select the optimum working condition different parameters were optimized in each cycle configuration, bonded to fulfill the heat loads to the MT and LT services.

- PC system (Figure 1): heat rejection pressure in transcritical and transitional conditions (point 7, Figure 1) and vessel pressure (point 9/13, Figure 1). At low outdoor temperatures, where the PC rack cannot operate, only vessel pressure, since high pressure was fixed by condensation.

- IMS system (Figure 2): heat rejection pressure in transcritical and transitional conditions, optimum subcooling degree ($t_7 - t_8$, Figure 2) and optimum evaporation temperature in the subcooler or suction pressure of IMS_C rack. At low outdoor temperatures, where the IMS_C cannot operate the optimum subcooling degree was also evaluated, and the high pressure was established by condensation.
- DMS system (Figure 3): heat rejection pressure in transcritical and transitional conditions (point 7, Figure 3) and optimum subcooling degree ($t_6 - t_7$, Figure 3). In subcritical conditions only the optimum subcooling degree was optimized.

Component limitations and modes of operation established the best performing conditions for each cycle at each outdoor temperature, as detailed in Tables 2–4. The PC cycle operates in subcritical up to 22.65°C of outdoor temperature, in transition up to 28.50°C and then in transcritical. The FG valve operates from 0.00 to 8.58°C and the parallel compressor from 8.58°C on. Pressures were fixed or floating depending on the restrictions, as detailed in Table 2.

Table 2. Performance data of parallel compression with flash gas by-pass valve system.

Section	t_{env} min (°C)	t_{env} max (°C)	FG	PC	Operation and limitations	d_0	d_1	d_2	d_3
1	0	2.5	ON	OFF	- subcritical - PC off ($CR_{PC} < 1.5$) - $p_{ves} = 35$ bar - $p_{cond} = 44.5$ bar ($CR_{CMT} = 1.5$)	5.629	$-7.013 \cdot 10^{-3}$	$5.036 \cdot 10^{-5}$	$-9.046 \cdot 10^{-7}$
2	2.5	8.58	ON	OFF	- subcritical - PC off ($CR_{PC} < 1.5$) - $p_{ves} = 35$ bar - $p_{cond} = \text{floating}$	6.273	$-2.944 \cdot 10^{-1}$	$1.024 \cdot 10^{-2}$	$-2.595 \cdot 10^{-4}$
3	8.58	9.27	OFF	ON	- subcritical - $p_{ves} = 35$ bar - $p_{cond} = 52.45$ bar ($CR_{PC} = 1.5$)	4.761	$-1.212 \cdot 10^{-1}$	$1.312 \cdot 10^{-2}$	$-4.946 \cdot 10^{-4}$
4	9.27	22.65	OFF	ON	- subcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{cond} = \text{floating}$	6.258	$-2.472 \cdot 10^{-1}$	$5.280 \cdot 10^{-3}$	$-6.283 \cdot 10^{-5}$
5	22.65	28.5	OFF	ON	- transition - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$	3.689	$-4.653 \cdot 10^{-2}$	$-4.493 \cdot 10^{-15}$	$5.937 \cdot 10^{-17}$
6	28.5	40	OFF	ON	- transcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$	11.26	$-5.955 \cdot 10^{-1}$	$1.280 \cdot 10^{-2}$	$-1.004 \cdot 10^{-4}$

The IMS architecture works in subcritical up to 23.75°C, in transition up to 28.60°C and then in transcritical. The IMS_C rack only operates from 6.63°C on. Again, pressures were fixed or floating according to limitations, as collected in Table 3. Finally, the DMS cycle operates in subcritical up to 23.5°C, in transition up to 28.60°C and then in transcritical. The DMS_C rack

operates from 8.12°C on. Also, pressures were fixed or floating according to restrictions, as presented in Table 4.

Table 3. Performance data of booster with integrated mechanical subcooling system.

Section	t_{env} min (°C)	t_{env} max (°C)	IMS _c	Operation and limitations	d_0	d_1	d_2	d_3
1	0	4.49	OFF	- subcritical - AUX COMP off ($CR_{AUX} < 1.5$) - $p_{ves} = 35$ bar	5.560	$-4.840 \cdot 10^{-3}$	$3.217 \cdot 10^{-5}$	$-5.452 \cdot 10^{-7}$
2	4.49	6.63	OFF	- subcritical - $p_{cond} = 44.5$ bar ($CR_{CMT} = 1.5$) - AUX COMP off ($CR_{AUX} < 1.5$) - $p_{ves} = 35$ bar	6.873	$-3.502 \cdot 10^{-1}$	$1.341 \cdot 10^{-2}$	$-3.539 \cdot 10^{-4}$
3	6.63	23.75	ON	- subcritical - $p_{cond} = \text{floating}$ - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$	6.397	$-2.272 \cdot 10^{-1}$	$3.769 \cdot 10^{-3}$	$-3.828 \cdot 10^{-5}$
4	23.75	28.6	ON	- $p_{cond} = \text{floating}$ - transition - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$	3.696	$-4.591 \cdot 10^{-2}$	$9.558 \cdot 10^{-15}$	$-1.235 \cdot 10^{-16}$
5	28.6	40	ON	- $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$ - transcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$	11.54	$-6.263 \cdot 10^{-1}$	$1.391 \cdot 10^{-2}$	$-1.124 \cdot 10^{-4}$

Table 4. Performance data of booster with dedicated mechanical subcooling system.

Section	t_{env} min (°C)	t_{env} max (°C)	DMS _c	Operation and limitations	d_0	d_1	d_2	d_3
1	0	4.49	OFF	- subcritical - AUX COMP off ($CR_{AUX} < 1.5$) - $p_{ves} = 44.5$ bar (BP fully open)	5.325	$-6.923 \cdot 10^{-3}$	$4.987 \cdot 10^{-5}$	$-8.211 \cdot 10^{-7}$
2	4.49	8.12	OFF	- $p_{cond} = 44.5$ bar ($CR_{CMT} = 1.5$) - subcritical - AUX COMP off ($CR_{AUX} < 1.5$) - $p_{ves} = \text{floating (BP fully open)}$	6.655	$-3.582 \cdot 10^{-1}$	$1.383 \cdot 10^{-2}$	$-3.410 \cdot 10^{-4}$
3	8.12	9.3	ON	- $p_{cond} = \text{floating bar}$ - subcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{cond} = 49.65$ bar - DMS _c frequency 30Hz - $p_{cond,AUX} = 4.7$ bar ($\Delta p_{EXVDMS} = 3.5$ bar)	4.520	$-5.742 \cdot 10^{-3}$	$3.726 \cdot 10^{-5}$	$-4.087 \cdot 10^{-7}$
4	9.3	14.33	ON	- subcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{cond} = \text{floating}$ - $p_{cond,AUX} = 4.7$ bar ($\Delta p_{EXVDMS} = 3.5$ bar)	6.488	$-2.971 \cdot 10^{-1}$	$9.523 \cdot 10^{-3}$	$-1.576 \cdot 10^{-4}$
5	14.33	23.5	ON	- subcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{cond} = \text{floating}$	6.640	$-2.878 \cdot 10^{-1}$	$7.240 \cdot 10^{-3}$	$-9.379 \cdot 10^{-5}$
6	23.5	28.6	ON	- $p_{cond,AUX} = \text{floating}$ - transition - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$	3.766	$-4.698 \cdot 10^{-2}$	$3.950 \cdot 10^{-15}$	$-5.111 \cdot 10^{-17}$
7	28.6	40	ON	- $p_{cond,AUX} = \text{floating}$ - transcritical - $p_{ves} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{gc} = \text{floating (optimized)}$ - $p_{cond,AUX} = \text{floating}$	9.711	$-4.863 \cdot 10^{-1}$	$1.037 \cdot 10^{-2}$	$-7.979 \cdot 10^{-5}$

4. Energy performance results

4.1. Optimum parameters

Figure 4 summarizes the optimum working conditions representing the outlet state at the gas-cooler/condenser (dashed line) and outlet state of the subcooler (continuous line) for all outdoor temperatures. The evaluated limits

are detailed with a circle, for the operation at $t_{env} = 40^\circ\text{C}$, and with a square, for $t_{env} = 0^\circ\text{C}$. The optimum conditions of CO_2 at the exit of gas-cooler for the PC system (black line) follow the trend of industrial controllers (Danfoss, 2011), however architectures with subcooling present a large enthalpy reduction through the subcooler. Accordingly, the standard controllers must be redesigned for these cycles.

Figure 4. Enthalpy at gas-cooler/condenser outlet (dashed line) and at back-pressure inlet (continuous line) at optimum conditions.

Figure 5 depicts the optimum subcooling degrees for each configuration. It is observed that IMS cycle always operate with subcooling, it varying between 8.9K at $t_{env} = 0^\circ\text{C}$ and 22.7K at $t_{env} = 40^\circ\text{C}$. However, the DMS system only operates with the subcooling system for environment temperatures higher than 8.15°C , it varying between 9.30 and 30.85 K.

Figure 5. Optimum subcooling degrees in subcooler for DMS and IMS.

In terms of powers, to illustrate the operation of the systems and size of components, Table 5 collects main pressures, compressor's power consumption, heat transfer in principal heat exchangers and COP of systems for $t_{\text{env}} = 0, 20$ and 40°C . As it can be observed, the degree of subcooling fix a maximum heat transfer rate of 97.5 kW in the DMS and of 76.3 kW in the IMS systems (at $t_{\text{env}} = 40^\circ\text{C}$). Another important aspect is the total heat rejection to the environment, which is nearly constant for all the systems. Furthermore, as it can be seen each architecture obtains the best COP for different outdoor temperatures. At low values the PC results the most beneficial, at 20°C the IMS and at warmest conditions the DMS one.

Table 5. Main operating parameters of the systems at $t_{\text{env}} = 0, 20$ and 40°C attending a cooling demand of 140 kW at MT and 41 kW at LT.

t_{env} (°C)	system	Pressures			Compressor's power consumption				HX heat transfer								COP
		P_{CC} (bar)	$P_{\text{WGL/IMS/PC}}$ (bar)	P_{res} (bar)	$P \text{ LP}_C$ (kW)	$P \text{ HP}_C$ (kW)	$P \text{ PC/IMS}_C$ (kW)	$P \text{ DMS}_C$ (kW)	Q_{HGLT} (kW)	Q_{DSH} (kW)	Q_{GCC} (kW)	SUB (K)	Q_{SUB} (kW)	Q_{CMS} (kW)	$Q_{\text{GCC}} + Q_{\text{CMS}}$ (kW)		
0	PC	44.4	0.0	35.0	9.6	22.6	0.0	–	2.5	11.6	198.8	–	–	–	198.8	5.63	
	DMS	44.5	0.0	44.5	10.8	23.2	–	0.0	3.8	14.2	198.6	0	0.0	0.0	198.6	5.32	
	IMS	44.5	0.0	35.0	9.6	23.0	0.0	–	0.6	11.6	198.4	8.9	17.7	–	198.4	5.56	
20	PC	67.4	41.9	41.9	10.5	44.5	6.9	–	3.5	9.0	228.6	–	–	–	228.6	2.92	
	DMS	64.3	0.0	40.9	10.3	41.5	–	8.0	3.3	8.8	175.5	17.5	46.5	54.5	230.0	3.03	
	IMS	64.3	42.9	42.5	10.6	42.2	6.5	–	0.8	9.1	225.9	15.9	44.1	–	225.9	3.06	
40	PC	99.6	53.8	53.8	12.2	84.3	23.9	–	5.2	7.3	280.9	–	–	–	280.9	1.50	
	DMS	94.6	0.0	43.2	10.6	71.0	–	21.7	3.6	5.2	157.9	30.9	97.5	119.3	277.2	1.75	
	IMS	98.9	55.0	51.3	11.8	81.3	23.5	–	1.1	6.7	279.1	22.7	76.3	–	279.1	1.55	

4.2. Best performing conditions

Figure 6 presents the COP evolutions for the systems (PC Eq. (6), IMS Eq. (7), DMS Eq. (8)) and Figure 7 the percentage difference of DMS and IMS in relation to PC configuration. The COP values for each configuration are detailed in Table 2 –4 according to the polynomial relation expressed by Eq. (9). PC system offers higher COP values at low temperatures (up to 2.7°C in relation to IMS and up to 3.75°C respect the DMS). The temperature region from 2.7 to 22.15°C is dominated by the IMS system, reaching COP increments up to 8.4% in relation to the PC system. Finally, for temperatures higher than 22.15°C the DMS architecture gets the highest efficiency, with a maximum increment of 16.5% in relation to the PC system. As observed in Figure 7 and Table 5, each system obtains the highest COP values for each section of outdoor temperatures: PC system is appropriate for cold environments, IMS for tempered and warm zones and DMS for hot conditions.

$$COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_{O,MT} + \dot{Q}_{O,LT}}{P_{C,LP_C} + P_{C,HP_C} + P_{C,PC}} \quad (6)$$

$$COP_{IMS} = \frac{\dot{Q}_{O,MT} + \dot{Q}_{O,LT}}{P_{C,LP_C} + P_{C,HP_C} + P_{C,IMSC}} \quad (7)$$

$$COP_{DMS} = \frac{\dot{Q}_{O,MT} + \dot{Q}_{O,LT}}{P_{C,LP_C} + P_{C,HP_C} + P_{C,DMSC}} \quad (8)$$

$$COP = d_0 + d_1 \cdot t_{env} + d_2 \cdot t_{env}^2 + d_3 \cdot t_{env}^3 \quad (9)$$

Figure 6. COP vs. environment temperature for PC, DMS and IMS systems.

Figure 7. COP percentage difference of DMS and IMS systems in relation to PC.

5. Energy performance results

COP values (Tables 2–4) are used to calculate the annual energy consumption of the systems in a real application according to Eq. (10). This calculation gets as inputs the hourly outdoor temperature of a city from the typical meteorological year defined by EnergyPlus (2018) and the design thermal loads to the MT (140 kW) and LT (41 kW) services. To simplify the calculation the load factor (LF) is considered as 100% from 7:00 a.m. to 10:00 p.m., corresponding to the opening hours of a typical supermarket, and as 50% from 10:00 p.m. to 7:00 a.m., representing the closing schedule of the commerce, where the cabinets are not opened due to the absence of customers (Catalán-Gil et al., 2018). This calculation considers that the indoor conditions of the supermarket are constant thorough the entire year. Differences in energy consumption in relation to PC system (Eqs. (11) and (12)) were contrasted with the load factor benchmark proposed by Minetto et al. (2016), being the maximum difference between both load factor criterions below 0.41%.

$$E \text{ (kWh)} = \sum_{m=1}^{12} \sum_{h=1}^{24} \frac{\dot{Q}_{O,MT} + \dot{Q}_{O,LT}}{COP_i(t_{env})} \cdot \frac{LF}{100} \cdot D_m \quad (10)$$

Using Eq. (10) the annual energy consumption difference of DMS and IMS systems in relation to PC configuration has been calculated using equations below.

$$\Delta E_{IMS} \text{ (\%)} = \frac{E_{PC} - E_{IMS}}{E_{IMS}} \cdot 100 \quad (11)$$

$$\Delta E_{DMS} \text{ (\%)} = \frac{E_{PC} - E_{DMS}}{E_{DMS}} \cdot 100 \quad (12)$$

Calculations of annual energy consumption have been made by 282 locations in Europe and 395 cities of Asia, some of the representative cities collected in Table 6, which have been classified according to their annual average temperature as cold ($\bar{t}_{env} \in 0\text{--}10^\circ\text{C}$), tempered ($\bar{t}_{env} \in 10\text{--}18^\circ\text{C}$), warm ($\bar{t}_{env} \in 18\text{--}23^\circ\text{C}$) and hot ($\bar{t}_{env} \in 23\text{--}28^\circ\text{C}$) regions. As logical, the annual energy consumption increases with increased average temperature, and it can be seen that this value is nearly double between cold places (Stockholm, $\bar{t}_{env} = 6.5^\circ\text{C}$) and hot locations (Bangkok, $\bar{t}_{env} = 28.5^\circ\text{C}$).

Table 6. Average temperature and annual energy consumption for selected cities.

City	Country	Long (°)	Lat (°C)	Annual Temp (°C)	E_{PC} (MW h)	E_{DMS} (MW h)	E_{IMS} (MW h)	$(E_{PC} - E_{DMS})/E_{PC-100}$ (%)	$(E_{PC} - E_{IMS})/E_{PC-100}$ (%)	PC annual hours (%)	IMS annual hours (%)	DMS annual hours (%)
Region type: Cold, annual average temperature from 0 to 10 °C^a												
Stockholm	SWE	59.65	17.95	6.5	306.6	307.4	297.3	−0.3	3.1	42	48	43
Oslo	NOR	59.90	10.62	6.7	308.8	309.0	298.9	−0.1	3.2	40	49	43
Prague	CZE	50.08	14.27	8.1	321.6	319.9	310.4	0.5	3.5	49	52	50
Berlin	DEU	52.47	13.38	9.8	335.7	331.6	322.4	1.2	4.0	53	58	54
Region type: Tempered, annual average temperature from 10 to 18 °C^a												
London	GBR	51.15	−0.17	10.2	335.4	327.8	317.6	2.3	5.3	56	66	59
Brussels	BEL	50.90	4.52	10.3	336.3	329.3	319.5	2.1	5.0	57	65	59
Paris	FRA	48.72	2.40	11.1	349.4	341.3	332.3	2.3	4.9	57	64	59
Beijing	CHN	39.78	116.47	12.6	389.5	383.8	379.7	1.5	2.5	62	67	64
Tianjin	CHN	39.07	117.07	12.9	390.2	384.8	380.8	1.4	2.4	63	65	64
Madrid	ESP	40.40	−3.67	14.3	393.3	382.6	376.7	2.7	4.2	72	84	74
Rome	ITA	41.78	12.22	15.8	410.9	400.0	394.8	2.7	3.9	84	96	86
Shanghai	CHN	31.38	121.43	16.7	422.7	411.7	408.4	2.6	3.4	76	84	77
Athens	GRC	37.90	23.72	17.9	438.0	425.5	423.5	2.9	3.3	97	100	98
Region type: Warm, annual average temperature from 18 to 23 °C^a												
Sevilla	ESP	37.42	−5.90	18.3	451.8	436.2	436.1	3.4	3.5	93	99	94
Chongqing	CHN	29.57	106.47	18.5	445.0	432.3	430.8	2.9	3.2	92	99	95
Guilin	CHN	25.32	110.30	19.1	454.7	441.7	441.3	2.9	3.0	93	97	94
Xiamen	CHN	24.47	118.07	20.5	473.3	459.4	460.1	2.9	2.8	100	100	100
Saharanpur	IND	29.85	77.87	21.8	509.8	490.1	497.1	3.9	2.5	90	94	90
Heyuan	CHN	23.72	114.67	21.8	493.3	477.8	480.7	3.1	2.6	100	100	100
Taipei	TWN	25.07	121.55	22.8	507.7	491.0	495.0	3.3	2.5	100	100	100
Region type: Hot, annual average temperature from 23 to 28 °C^a												
Hong Kong	CHN	22.32	114.17	23.1	506.7	491.5	494.8	3.0	2.4	100	100	100
New Delhi	IND	28.57	77.18	24.7	555.0	528.2	541.9	4.8	2.4	100	100	100
Patna	IND	25.27	85.17	25.2	555.4	531.9	544.1	4.2	2.0	100	100	100
Jaipur	IND	26.82	75.80	25.6	572.1	542.9	559.2	5.1	2.2	100	100	100
Nagpur	IND	21.10	79.05	26.8	589.7	559.7	578.2	5.1	1.9	100	100	100
Bangkok	THA	13.92	100.58	28.5	599.8	575.5	592.3	4.1	1.3	100	100	100

^a Region type classifications adapted from the Thermal Universal Scale according to annual average temperature. This classification does not group regions according to climate conditions, it is used as only as a representative classification for this work.

In terms of percentage COP in relation to the reference system, DMS system offers energy benefits for locations with environment temperature higher than 14.27°C (Prague), with energy reductions nearly linear with the annual average temperature, but the increments are only representative for places with annual temperature from 17.9°C (Athens). Although the number of hours in operation of the DMS compressors are similar to PC compressors, that indicates that from an economic point of view, the DMS system is only interesting for warm and hot regions. However, the IMS system brings about energy reduction for all climate conditions. In fact, for the coldest place

(Stockholm), the IMS configuration allows energy reductions of 3.1%, reaches the maximum benefits in tempered climates (London, -5.3%) and its benefit is reduced at warm and hot locations. Again, the number of hours of operation of the IMS_C rack is similar to the PC one, indicating that this system is very interesting for mild climate conditions.

To extend the analysis to all the locations considered in this work, the energy results are represented using contour maps. Figure 8 represents the energy improvement of DMS (left) and IMS (right) systems for Europe and Figure 9 for Asia. With red dots are represented the cities considered in the calculation and in green dots the locations that are detailed in Table 6.

Figure 8. Annual energy benefit of DMS and IMS in relation to PC in Europe (%).

Figure 9. Annual energy benefit of DMS and IMS in relation to PC in Asia (%).

In relation to the DMS architecture, it can be seen that it does not offer energy benefit for cold regions, such as Northern Europe, Northern Asia and inside part to the west of China. However, its improvements rise when going away from those regions. In Europe, the benefits rise for locations near the Mediterranean Sea and even the British Islands. In countries such as Spain, Italy, France and Greece the annual energy improvement is between 1.5% and 3.5%. In Asia, the benefits are also extended to locations near the see, but the highest improvements are located in India, with annual improvements from 3% to 6%.

The IMS configuration, presents a different trend, although this system is positive for all considered locations, the highest improvements are located in regions with cold and tempered climate, In Central Europe and specially the West of British Islands it offers annual improvements between 4% and 6%, and in Asia the inside part of China is the region where the improvements are highest, with annual energy reductions from 4% to 6% too.

6. Conclusions

This work analyses close to reality the CO₂ booster system with integrated mechanical subcooling and the CO₂ booster with R-290 dedicated mechanical subcooling cycles in relation to the state-of-the-art CO₂ booster system with parallel compression for supermarket applications. The evaluation has considered a typical supermarket application with 140 kW and 41 kW of thermal loads at medium and low temperature services, respectively. The analysis was based on compressor's performance data provided by manufacturer and real limitations of the elements of the plant (compressor, expansion valves).

The best performing conditions of the cycles have been established by optimization of their operating mode (subcritical, transition and transcritical) and their possibilities of operation (use of auxiliary compressors, flash-gas by pass valve) over an outdoor temperature range from 0 to 40°C. It has been concluded that the DMS system only subcools for temperatures higher than 8.15°C but the IMS uses subcooling for all evaluated range. Both systems only offer COP benefits for outdoor temperatures of 2.7°C (DMS) and 3.75°C (IMS), the IMS performs the best at temperatures from 2.7 to 22.15°C, and the DMS from 22.15°C on, in relation to the PC configuration.

The systems were subjected to annual energy consumption calculation for 282 locations in Europe and 395 cities of Asia, where the following conclusions were extracted:

- The DMS system does not offer energy benefit for cold climates (Northern Europe, Northern Asia and inside part to the west of China), the best energy improvements are at warm and hot climates, but it offers energy consumption reductions between 1.5% and 3.5% annually in Southern Europe (Spain, Italy, France and Greece) and in British Islands. The best improvements are located in India with annual energy reductions between 3% and 6%.
- The IMS configuration is positive for all locations, the highest improvements located in regions with tempered climate. In Central

Europe and West of British Islands it offers annual reductions between 4% and 6% and in central China from 4% to 6%.

Accordingly, the general conclusion is that the booster systems with subcooling are feasible to be implemented in supermarket refrigeration systems, the IMS is a suitable system for tempered climates and the DMS.

Acknowledgments

Authors gratefully acknowledge Ministerio de Economía y Competitividad of Spain (project ENE2014-53760-R.7, grant FPI BES-2015-073612), Ministerio de Educación, Cultura y Deporte (grant FPU16/00151) and Jaume I University of Spain (project UJI-B2017- 06) for financing this research work.

Nomenclature

Abbreviations

BP	back-pressure
CON	condenser
COP	coefficient of performance
CR	compression ratio
D	days of month
DMS	booster with R-290 dedicated mechanical subcooling
DSH	desuperheater
E	energy consumption, kWh
FG	flash gas by-pass valve
HP	high-pressure
IHX	internal heat exchanger at low temperature
IMS	booster with integrated mechanical subcooling
LF	load factor
LP	low pressure
LT	low temperature
MT	medium temperature
p	pressure, bar
PC	booster with parallel compression and flash gas by-pass

CAPÍTULO 4: Artículo 3

P_c	compressor power consumption, kW
$\dot{Q}_o$	cooling capacity, thermal load, kW
SUB	subcooler
t	temperature, °C

Greek symbols

Δ	increment
ε	relative error (%) / thermal effectiveness
η_G	compressor's overall efficiency
η_V	compressor's volumetric efficiency
v	specific suction volume, $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$

Subscripts

C	compressor rack
dis	discharge
env	environment temperature
K	condenser
MS	refers to the DMS cycle
O	evaporation level
suc	suction
ves	plant vessel

References

- Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., 2018. Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation. *Energies* 11, 1915.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C., 2009. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of Refrigeration* 32, 1058-1067.

- Dai, B., Liu, S., Li, H., Sun, Z., Song, M., Yang, Q., Ma, Y., 2018. Energetic performance of transcritical CO₂ refrigeration cycles with mechanical subcooling using zeotropic mixture as refrigerant. *Energy* 150, 205-221.
- Dai, B., Liu, S., Zhu, K., Sun, Z., Ma, Y., 2017. Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander. *Energy* 122, 787-800.
- Danfoss, 2011. Controller to regulate CO₂ gas pressure. Available online: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/RS8FM502.pdf> (accessed on 17 December 2018).
- Danfoss, 2012. Electronically Operated Expansion Valve for CO₂ Type AKVH. 2012. Available online: <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCCPDVA1D302SmartconnectorAKVH.pdf> (last acces October 5th).
- Emerson, 2010. Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration Finding the Right Balance. www.emersonclimate.com/europe/documents/resources/tge124_refrigerant_report_en_1009.pdf.
- EnergyPlus, 2018. Weather data.
- European Commission, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.
- Giroto, S., 2017. Improved transcritical CO₂ refrigeration systems for warm climates. , Proceedings of the 7th IIR Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies Conference, 11th - 13th May. Ohrid, Macedonia .
- Gullo, P., Cortella, G., 2016. Comparative Exergoeconomic Analysis of Various Transcritical R744 Commercial Refrigeration Systems, in: Ljubljana, U.o. (Ed.), ECOS 2016 - The 29th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems., Portoroz, Slovenia.
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., 2018a. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *International Journal of Refrigeration* 93, 269-310.
- Gullo, P., Hafner A., 2017. Thermodynamic performance assessment of a CO₂ supermarket refrigeration system with auxiliary compression economization by using advanced exergy analysis. *International Journal of Thermodynamics* 20, 220-227.

- Gullo, P., Tsamos, K.M., Hafner, A., Banasiak, K., Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2018b. Crossing CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study. *Energy* 164, 236-263.
- Karampour, M., Sawalha, S., 2017. Energy efficiency evaluation of integrated CO₂ trans-critical system in supermarkets: A field measurements and modelling analysis. *International Journal of Refrigeration* 82, 470-486.
- Karampour, M., Sawalha, S., 2018. State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis. *International Journal of Refrigeration* 86, 239-257.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., 2018. Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review. *International Journal of Refrigeration* 93, 85-107.
- Llopis, R., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Sánchez, D., Torrella, E., 2015. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. *Applied Thermal Engineering* 80, 31-41.
- Minetto, S., Rossetti, A., Girotto, S., Marinetti, S., 2016. Seasonal performance of supermarket refrigeration systems, in: IIR (Ed.), 12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016). IIR, Édimbourg, United Kingdom.
- Nebot-Andrés, L., Llopis, R., Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., 2017. CO₂ with Mechanical Subcooling vs. CO₂ Cascade Cycles for Medium Temperature Commercial Refrigeration Applications Thermodynamic Analysis. *Applied Sciences* 7, 955.
- Purohit, N., Gullo, P., Dasgupta, M.S., 2017. Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates. *Energy Procedia* 109, 138-145.
- Purohit, N., Sharma, V., Sawalha, S., Fricke, B., Llopis, R., Dasgupta, M.S., 2018. Integrated supermarket refrigeration for very high ambient temperature. *Energy* 165, 572-590.
- Sawalha, S., 2013. Investigation of heat recovery in CO₂ trans-critical solution for supermarket refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 36, 145-156.
- Sawalha, S., Piscopiello, S., Karampour, M., Manickam, L., Rogstam, J., 2017. Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO₂ trans-critical. *Applied Thermal Engineering* 111, 170-182.

CAPÍTULO 5.

ARTÍCULO 4

Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility

AUTORES: Jesús Catalán-Gil, Daniel Sánchez, Ramón Cabello, Rodrigo Llopis, Laura Nebot-Andrés, Daniel Calleja-Anta.

REVISTA: *Applied Thermal Engineering*, 12, 168 (2019)

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114785

RESUMEN:

En este artículo se analizó experimentalmente dos configuraciones básicas del sistema *booster* CO₂. Más concretamente se quiso analizar la utilización del desrecalentador entre las etapas de compresión de baja y media temperatura, para reducir la temperatura del refrigerante en la aspiración del compresor de media, mejorando su eficiencia y reduciendo así su consumo de energía. Se comparó energéticamente el sistema *booster* CO₂ con y sin desrecalentador y otros aspectos importantes como: la temperatura de descarga de los compresores, presión óptima y COP.

Como conclusiones principales, se redujo la temperatura de descarga del compresor de media temperatura hasta 10K, aumentó la eficiencia global del compresor y se consiguieron incrementos del COP hasta 7,05%.

Catalán-Gil, Jesús, Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Calleja-Anta, D. (2020). *Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility*. *Applied Thermal Engineering*, 168, 114785. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114785>

Applied Thermal Engineering 2019, 12, 168

Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility

Jesús Catalán-Gil*, Daniel Sánchez, Ramón Cabello, Rodrigo Llopis, Laura Nebot-Andrés, Daniel Calleja-Anta.

Department of Mechanical Engineering and Construction, Campus de Riu Sec., Jaume I University, E-12071 Castellón, Spain

* Correspondence: jcatalan@uji.es; Tel.: +34-964-72-8133

Abstract

Commercial refrigeration has undergone significant changes in recent years. In the European market, this is mainly due to the F-Gas Regulation (EU 517/2014). F-Gas affects in great measure to commercial centralized refrigeration systems for supermarkets with cooling load higher than 40 kW, where the use of refrigerants with GWP higher than 150 will be banned in 2022. As a long-term solution, CO₂ has been adopted as unique refrigerant in almost all Europe overcoming the main technology hurdles. The use of booster systems in supermarkets allow covering simultaneously the medium and the low temperature services with different cycle configurations depending on the environmental conditions. The use of the desuperheater between both compression stages is a simple method to reduce the temperature at the suction port of the medium-temperature compressors improving its efficiency and therefore reducing its power consumption. The benefits of using this arrangement in terms of power consumption, discharge temperature, optimum pressure and COP, are experimentally evaluated and discussed in this work with increments in COP up to 7.05%.

Keywords: Commercial refrigeration, CO₂, Booster, Experimental evaluation, Desuperheater.

1. Introduction

The European regulation F-Gas [1], which gets into force in 2015, affects significantly to commercial centralized refrigeration systems in the commercial sector. At Annex III.13 of F-Gas are established new limits for the refrigerants used in this type of systems for cooling load higher than 40 kW. For these facilities it is necessary to use refrigerants with GWP_{100} lower than 150 in the primary circuit (direct expansion systems) and lower than 1500 for secondary circuits (indirect expansion systems or cascade arrangements).

At present, there are several A1 refrigerants with GWP lower than 1500 that can be used in indirect systems as R134a ($GWP_{100} = 1.300$) or its drop-ins R513A ($GWP_{100} = 573$) and R450A ($GWP_{100} = 547$), but taking into account the quotas established at F-Gas or Kigali's amendment to Montreal Protocol [2] for placing HFCs on the market, the trend is being to use natural refrigerants for centralized refrigeration systems. Among all of natural refrigerants, CO_2 is one of the most used solution in recent years due to different characteristics such as high volumetric capacity, lower cost than other refrigerants, very low GWP ($GWP_{100} = 1$) or high safety level (A1 class), among others.

However, the lower efficiency of CO_2 systems at high environmental temperatures (transcritical operation), makes the basic refrigeration system not as efficient as other refrigerants for warm-hot climates [3, 4].

For this reason, in climates with high environmental temperature, systems with CO_2 has been traditionally used in subcritical conditions as low-temperature fluid in cascade systems [5] or as secondary fluid in indirect systems [6]. However, the regulation of refrigerants with high GWP_{100} in primary circuits promote the use of CO_2 booster architectures as an interesting solution for covering to low and medium temperature services in commercial refrigeration applications. The main advantage of these systems is the use of a unique fluid classified as A1 security with no charge limitations instead of others fluids with low- GWP_{100} such as R152a, R717 or pure HFOs, among others.

CO₂ booster systems are designed to work in both transcritical and subcritical conditions and its efficient performance fully depends on the environmental temperatures and the configuration adopted in the refrigeration facility. In warm or hot climates where transcritical operation is commonly reached, the basic configuration of CO₂ boosters needs some modifications to improve its energy efficiency resulting in more complex and costly cycles than the basic system [7].

Among the different existing solutions to improve the efficiency of the CO₂ booster systems, one of these with low complexity is to introduce a heat exchanger after the low temperature compressors rack (LT_C) denoted desuperheater (DSH). This heat exchanger denoted as desuperheater (DSH) has been experimentally analysed by Cavallini et al. [8] in a CO₂ compound system with a unique service at low temperature, and by Llopis et al. [9] in the low-temperature cycle of a cascade system also with a unique service at low-temperature. However, to the best of authors knowledge there is not experimental analysis performed in CO₂ booster architectures, where the benefits of cooling down the refrigerant before entering the medium temperature compressors could be relevant due to the high energy consumption of these.

Another basic improvement is the use the flash-gas by-pass valve with the aim of reducing the accumulator tank pressure and the vapour quality at the inlet of evaporators. The use of this configuration allows decreasing the mass flow rate in evaporators and also reducing the temperature at the injection point. This arrangement has been experimentally tested by Cabello et al. [10] in a single-stage CO₂ transcritical vapour compression cycle and by Elbel & Hrnjak et al. [11] in a transcritical CO₂ system with a double-stage compression.

Finally, the most extended solution is the use of an internal heat exchanger (IHX) located before the low temperature expansion valve to cool down the refrigerant with the aid of the cool vapour from the low temperature evaporator. This heat exchanger has been theoretically and experimentally analysed by Cavallini et al. [8] in a two-stage transcritical CO₂ cycle, and by

Rigola et al. [12] and Torrella et al. [13] in a single-stage transcritical CO₂ cycle.

Other advanced CO₂ transcritical systems include the use of parallel compression [14,15] to reduce the power consumption of the MT_C, the use of flooded evaporators [16] increasing the evaporation level, the heat recovery to heat tap water, space heating and air conditioning [17], the use of mechanical subcooling systems [18], or the use of ejectors as jet-pump increasing the evaporative level of evaporators and improving the expansion process [19, 20]. Additionally, there are other less studied methods that improve the efficiency of transcritical systems, such as the one studied by Aprea et al. [21], in which a desiccant wheel is analysed to increase energetic performance in a CO₂ transcritical cycle.

Taking into account the basic solutions existing for CO₂ booster systems, this work is addressed to analyse experimentally the energy impact of installing a desuperheater heat exchanger in an own designed and mounted CO₂ booster architecture with IHX, which solution has not been analysed experimentally in detail in the literature for CO₂ booster architecture operating at two different evaporating temperatures. Experimental tests have been performed at three heat rejection temperatures: 15, 25 and 34°C in order to covering a wide range of environmental temperatures in warm climates. For each temperature, the rejection pressure was tested from the minimum possible to about 100 bar keeping constant the cooling load at the low and medium temperature evaporators: 0.9 kW and 2.7 kW, respectively. Finally, global COP, power consumption of the refrigerating plant, optimum pressure and suction/discharge temperature of the medium temperature compressor have been obtained and compared.

2. Experimental plant

To perform the experimental test that allows comparing the impact of installing the desuperheater in a CO₂ booster with two different evaporating levels, an experimental facility has been developed (Figure 1). This facility has been designed to test several improvements for CO₂ booster such as flash gas (FG), parallel compression (PC), dedicated mechanical subcooling

(DMS) and integrated mechanical subcooling (IMS) but they are not analysed in this work because the purpose is to analyse a basic improvement for booster system with low economic cost. This facility has many elements to ensure the proper operation. The cooling load and heat sink is provided by three independent loops, two of them using water/glycol mixture.

Figure 1. CO₂ Booster plant.

The configurations analysed in this work are schematized in Figure 2, which is composed with two semi-hermetic reciprocating compressors, one dedicated to MT level (B in Figure 2) and the other one to LT (A in Figure 2). The subcritical one (LT_C), has a displacement of 1.12 m³/h at 1450 rpm (50 Hz). However, the transcritical one (MTC) has a displacement of 1.46 m³/h (50 Hz) and incorporates a fan on the head in order to reduce the high discharge temperatures. Both compressors are controlled by a variable frequency driver (VFD) and use PAG68 lubricant oil. After each compressor there is a coalescent oil separator (C in Figure 2) to return oil to compressors.

The facility incorporates three electronic expansion valves, one to expand the refrigerant to LT_O, another to expand the refrigerant to MT_O (L and H in Figure 2) and another one used as back-pressure valve that controls the rejection pressure of the facility (E in Figure 2).

Since the use of the IHX is a well-known method to enhance the COP of transcritical cycles [12], the facility incorporates a tube-in-tube IHX (G in Figure 2) with counter current layout and heat transfer area of 0.05 m^2 . This heat exchanger cools down the saturated liquid from the accumulator receiver (F in Figure 2) with the cold vapour from the low-temperature evaporator (T in Figure 2). The effect of the IHX reduces the temperature at the inlet of the expansion valve (H in Figure 2) and increases the temperature at the suction port of LT_C (B in Figure 2), providing a higher temperature to the lubricant oil [22].

The others heat exchangers (HX) used in the facility are brazed-plate HX with the following heat transfer areas: 1.16 m^2 for GC/K (D in Figure 2), 0.46 m^2 for MT_O and LT_O (M and I in Figure 2) and 0.17 m^2 for the DSH (J in Figure 2). To avoid heat transfer with the surroundings, the heat exchangers and all pipes have been isolated with an insulated material (thickness from 10 to 16 mm).

The operation with booster facilities requires three different temperature levels: the heat rejection drain, the MT_O level (around -6°C) and the LT_O stage (around -32°C). The first one is provided by an external water-loop that allows controlling temperature and volumetric flow. The last two are controlled by two external glycol loops where a mixture of water/propylene-glycol (70/30% in volume) is used for the medium temperature and a mixture of water/ethylene-glycol (60/40% in volume) is used for the low temperature level. Is important to notice that the desuperheater (J) is fed with the same temperature level used in the gas-cooler (D in Figure 2).

Figure 2. CO₂ Booster plant.

For the experimental analysis of the refrigerating plant, a complete data acquisition system has been installed including 27 T-type thermocouples with an accuracy, 2 pressure gauges (0–60 bar), 4 pressure gauges (0–100 bar) and 4 pressure gauges (0–160 bar). Moreover, the system includes two digital wattmeters to measure the power consumption of compressors, 3 Coriolis mass flow meters installed in the refrigerant loop, 2 Coriolis mass flow meters installed in the glycol loops, 1 Coriolis mass flow meters installed in the water loop of the desuperheater, and finally 1 magnetic flow meter installed in the water loop of the GC/K.

All data are gathered by a cRIO data acquisition system and handled with a developed application based on LabView[®]. The energy parameters uncertainties have been calculated as detailed by Moffat [23]. These data of the sensors and measurement devices used in the booster facility are summarized in Table 1 and the uncertainty of indirect measurements in Table 2.

Table 1. Calibration range and accuracy of the measurement devices.

Measured device	Sensors	Measured variable	Calibration range	Calibrated accuracy
T-type thermocouple	27	Temperature	-40 ÷ 145 °C	± 0.5 °C
Pressure gauge 0-160	4	Pressure	0 ÷ 60 bar	± 0.3 bar
Pressure gauge 0-100	4	Pressure	0 ÷ 100 bar	± 0.5 bar
Pressure gauge 0-60	2	Pressure	0 ÷ 160 bar	± 0.8 bar
Coriolis flow meter 1	1	GC/K refrigerant mass flow	0 ÷ 0.03 kg s ⁻¹	± 0.23% of reading
Coriolis flow meter 2	1	MTo refrigerant mass flow	0 ÷ 0.02 kg s ⁻¹	± 0.23% of reading
Coriolis flow meter 3	1	LTo refrigerant mass flow	0 ÷ 0.01 kg s ⁻¹	± 0.23% of reading
Coriolis flow meter 4	1	LT volumetric flow (glycol)	0 ÷ 0.2 m ³ h ⁻¹	± 0.5% of reading
Coriolis flow meter 5	1	MT volumetric flow (glycol)	0 ÷ 1 m ³ h ⁻¹	± 0.5% of reading
Coriolis flow meter 6	1	DSH volumetric flow (water)	0 ÷ 0.1 m ³ h ⁻¹	± 0.85% of reading
Magnetic flow meter	1	Heat sink volumetric flow (water)	0 ÷ 0.5 m ³ h ⁻¹	± 0.5% of reading
Digital wattmeter	2	Power consumption	0 ÷ 4 kW	± 0.5% of reading
Analog signal (Inverter drive)	2	Compressor speed	0 ÷ 2030 rpm	± 1% of reading

Table 2. Uncertainty of the indirect measurements.

Parameter	Unit	Accuracy
COP	-	±2% to ±4.5%
Q LT _o (CO ₂)	(kW)	±1.9% to ±3.1%
Q MT _o (CO ₂)	(kW)	±1.3% to ±4.9%
Q GC/K (CO ₂)	(kW)	±1.2% to ±2.7%
Q IHX (CO ₂)	(kW)	±8.9% to ±16.1%
η _v MTC	-	±7.2% to ±10.1%
η _g MTC	-	±7.3% to ±9.8%

3. Refrigeration configurations analysed

The refrigeration system presented in Figure 2 can operate with two different configurations: basic booster (BB) and basic booster with desuperheater (BB + DSH).

3.1. Basic booster (BB)

The BB configuration operates with two compressors. The LT_C compress the refrigerant from the low to the medium temperature evaporation level while the MT_C compress the refrigerant from the medium temperature

level to the heat rejection pressure. Accordingly, the GC/K can operate in subcritical (below ≈ 74 bar) or transcritical conditions (above ≈ 74 bar). When it works in transcritical the rejection pressure is kept to a certain level using the BP, controlling the rejection pressure in order to operate at optimum working conditions [24].

Downstream the BP it is placed a liquid receiver where the CO₂ is in saturated conditions. Part of this refrigerant is expanded (MT_{EV}) to medium evaporation temperature and the rest is expanded (LT_{EV}) to the low-temperature level. Moreover, an internal heat exchanger (IHX) is added before the LT_{EV} to increase the refrigerant temperature in LT_C suction line and to subcool the CO₂ before entering the LT_{EV}.

3.2. Basic booster with desuperheater (BB + DSH)

This configuration consists in the same architecture previously described but with another heat exchanger named desuperheater (DSH) located between the LT_C discharge and the MT_C suction (J in Figure 2).

This heat exchanger is not generally considered in CO₂ boosters due to its additional cost, however it reduces the temperature from about 90°C (common LT_C discharge temperature) to the heat rejection conditions temperature.

4. Experimental method

The systems stated before has been tested at three water rejection temperatures (15°C, 25°C and 34°C), corresponding to the sending temperatures of the rig used as heat sink (GC/K temperature inlet in water rig). The two evaporation levels depend on the compressors displacement but these levels are near to -6°C at medium temperature evaporator (MT_O) and near to -32°C at low temperature evaporator (LT_O) with a superheating degree around 5.5K in the two evaporators. In order to keep a cooling load ratio (LR) between MT and LT evaporators around 3 that is commonly used in supermarkets [25–27], the cooling capacity at both evaporators has been kept constant: 2.7 kW for the MT_O and 0.9 kW for the LT_O.

For each rejection temperature, the pressure of the gas-cooler/condenser was varied from 65 to 110 bar to identify the optimum pressure that maximizes COP according to Kauf [28] and Chen and Gu [29], among other authors. This procedure has been repeated for the BB and BB + DSH configurations. In total, 41 steady-state tests of 20 min. for each booster configuration have been done. The test had 2 seg. of sampling rate.

Regarding the DSH, in this work a water current has been used as secondary fluid to reject the heat from the discharge line of the LT_C. However, in commercial refrigeration plants, this heat dissipation is carried out by a finned-tube heat exchanger with an air fan. The power consumed by this fan affects the global COP of the facility as is stated in Eq. (1), so for its calculation an additional consumption of 40 W ($P_{DSH,fan}$) has been considered when the DSH is used.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{LT_o} + \dot{Q}_{MT_o}}{P_{LT_c} + P_{MT_c} + P_{DSH,fan}} \quad (1)$$

Table 3 summarizes the experimental test range evaluation and the variation of the main energy parameters of the plant. The data corresponding to the dark colored headers are the values that were kept constants in all steady-state tests.

Table 3. Experimental test range.

SYSTEM	REJECTION TEMP. TEST (°C)	Gas-cooler / condenser					Desuperheater						
		T _{water,in} (°C)	V _{water} (m ³ h ⁻¹)	T _{ref,out} (min/max) (°C)	m _{ref} (min/max) (kg s ⁻¹)	P _{ref} (min/max) (bar)	Q _{ref} (min/max) (W)	T _{water,in} (°C)	V _{water} (m ³ h ⁻¹)	T _{ref,out} (min/max) (°C)	m _{ref} (min/max) (kg s ⁻¹)	Q _{ref} (min/max) (W)	COP
BB	15	15.00 ± 0.03	0.240 ± 0.001	15.1 ± 20.0	0.0169 ± 0.0185	65.4 ± 90.1	4559 ± 4731	-	-	-	-	-	1.987
	25	25.10 ± 0.03	0.240 ± 0.001	25.1 ± 28.2	0.0190 ± 0.0208	78.6 ± 95.1	4991 ± 5095	-	-	-	-	-	1.346
	34	34.00 ± 0.05	0.240 ± 0.001	34.3 ± 36.1	0.0218 ± 0.0237	91.3 ± 100.1	5515 ± 5603	-	-	-	-	-	0.995
BB+DSH	15	15.00 ± 0.03	0.240 ± 0.001	15.0 ± 19.9	0.0169 ± 0.0185	65.4 ± 90.1	4463 ± 4662	15.2 ± 0.05	0.050 ± 0.001	16.40 ± 16.56	0.0040 ± 0.0043	181 ± 203	2.045
	25	25.10 ± 0.03	0.240 ± 0.001	25.1 ± 28.0	0.0190 ± 0.0208	78.5 ± 95.1	4855 ± 4953	25.1 ± 0.04	0.050 ± 0.001	25.7 ± 25.77	0.0044 ± 0.0047	192 ± 218	1.404
	34	34.00 ± 0.13	0.240 ± 0.002	34.3 ± 36.1	0.0219 ± 0.0236	91.3 ± 100.1	5288 ± 5485	33.9 ± 0.11	0.050 ± 0.001	33.8 ± 33.94	0.0049 ± 0.0053	185 ± 223	1.065
Medium temperature evaporator													
BB	15	-20.00 ± 0.01	0.110 ± 0.002	-30.6 ± 0.1	0.0040 ± 0.0043	6.0 ± 0.5	897 ± 2	4.00 ± 0.05	0.400 ± 0.002	-5.4 ± 0.1	0.0130 ± 0.0143	5.3 ± 0.1	2702 ± 2
	25	-20.00 ± 0.04	0.110 ± 0.002	-32.2 ± 0.4	0.0044 ± 0.0047	5.1 ± 0.3	900 ± 2	4.00 ± 0.02	0.400 ± 0.003	-6.1 ± 0.1	0.0147 ± 0.0162	5.5 ± 0.1	2702 ± 7
	34	-20.00 ± 0.11	0.110 ± 0.002	-31.1 ± 0.3	0.0049 ± 0.0054	5.6 ± 0.3	898 ± 5	4.00 ± 0.03	0.400 ± 0.002	-5.8 ± 0.5	0.0170 ± 0.0184	5.4 ± 0.1	2699 ± 4
BB+DSH	15	-20.00 ± 0.06	0.110 ± 0.002	-30.1 ± 0.2	0.0040 ± 0.0043	5.5 ± 0.2	897 ± 2	4.00 ± 0.06	0.400 ± 0.003	-5.4 ± 0.1	0.0130 ± 0.0143	5.3 ± 0.1	2700 ± 1
	25	-20.00 ± 0.01	0.110 ± 0.001	-31.6 ± 0.2	0.0044 ± 0.0047	5.7 ± 0.4	898 ± 2	4.00 ± 0.05	0.400 ± 0.006	-5.9 ± 0.1	0.0147 ± 0.0161	5.5 ± 0.1	2701 ± 3
	34	-20.00 ± 0.08	0.110 ± 0.002	-30.9 ± 0.3	0.0049 ± 0.0053	5.3 ± 0.2	898 ± 4	4.10 ± 0.02	0.400 ± 0.002	-5.9 ± 0.3	0.0170 ± 0.0183	5.5 ± 0.1	2700 ± 3

To validate the acquired data, the heat transfer rate has been calculated at both sides of all brazed-plate heat exchangers: refrigerant and secondary fluid. To consider that mass flow rates, pressures and temperatures are measured correctly, the comparison between both heat transfer values must be negligible.

At the GC/K, the heat transferred in the refrigerant and the secondary fluid (water) is calculated with the Eq. (2) and the Eq. (3) for water side. This last, was determined using the volumetric flow rate through the GC/K, which is obtained from the total flow of water minus the flow through the desuperheater.

$$\dot{Q}_{GC/K,ref} = \dot{m}_{ref} \cdot \left[\frac{(h_{GC/K1,in} - h_{GC/K1,out}) + (h_{GC/K2,in} - h_{GC/K2,out})}{2} \right] \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{GC/K,water} = (\dot{V}_{w,total} \cdot \rho_{w,GC/K} - \dot{m}_{w,DSH}) \cdot \overline{C_{p,w,GC/K}} \cdot (T_{w,GC/K,out} - T_{w,GC/K,in}) \quad (3)$$

At the DSH, the heat from the refrigerant is calculated with Eq. (4). The heat from water is determined with the Eq. (5) for water side.

$$\dot{Q}_{DSH,ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{DSH,in} - h_{DSH,out}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{DSH,water} = \dot{V}_{w,DSH} \cdot \rho_{w,DSH} \cdot \overline{C_{p,w,DSH}} \cdot (T_{w,GC/K,out} - T_{w,GC/K,in}) \quad (5)$$

In the low temperature evaporator, the cooling load provided by the refrigerant (Eq. (6)) was contrasted with the heat from the water-ethylene glycol mixture (Eq. (7)).

$$\dot{Q}_{LTo,ref} = \dot{m}_{LTo,ref} \cdot (h_{LTo,out} - h_{LTo,in}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{LTo,glycol} = \dot{V}_{LTo,g} \cdot \rho_{w,LTo} \cdot \overline{C_{p,g,LTo}} \cdot (T_{g,in} - T_{g,out}) \quad (7)$$

For the medium temperature evaporator, the cooling load of the refrigerant is calculated with Eq. (8) and compared with that provided by the water-propylene glycol mixture Eq. (9).

$$\dot{Q}_{MTO,ref} = \dot{m}_{MTO,ref} \cdot (h_{MTO,out} - h_{MTO,in}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{MTO,glycol} = \dot{V}_{MTO,g} \cdot \rho_{w,MTO} \cdot \overline{C_{p,g,MTO}} \cdot (T_{g,in} - T_{g,out}) \quad (9)$$

The software Refprop v9.1. [30] was used to evaluate the thermophysical properties of CO₂, while SecCool Properties v1.33 [31] was used to calculate the properties for water and glycol mixtures. In all Equations stated before, isenthalpic process was assumed in all expansion valves. The results of Eqs. (2)–(9) are depicted in Figure 3 and Figure 4.

In addition, the global and volumetric efficiencies of the compressors have been calculated using Eqs. (10) and (11).

$$\eta_{global} = \dot{m}_{ref_Comp.} \cdot \frac{(h_{iso\ out\ Comp.} - h_{in\ Comp.})}{P_{C,Comp.}} \quad (10)$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref_Comp.} \cdot v_{suc_Comp.}}{\dot{V}_{G_Comp.}} \quad (11)$$

Figure 3 shows the heat balance in the low temperature evaporator between the refrigerant and the glycol side with differences below 7% with a constant cooling load in the refrigerant near of 0.9 kW. Moreover, the heat balance differences in the DSH between the refrigerant and water side are below 10% with a heat transfer in DSH from 0.185 kW to 0.225 kW.

Figure 3. Heat transfer validation in the low-temperature evaporator (LTO) and desuperheater (DSH).

Figure 4 shows the heat balance of the medium temperature evaporator with a cooling load near of 2.7 kW. The maximum difference between refrigerant and the water-glycol is below 5%. Moreover, maximum difference between the refrigerant and water in the GC/K is also kept below 5% with a heat transfer from 4.4 kW to 5.45 kW.

Figure 4. Heat transfer validation in the medium-temperature evaporator (MTO) and in the gas-cooler/condenser (GC/K).

In summary, the differences of the heat transfer rates between CO₂ and secondary fluids cases are always below 10% and the vast majority below 5%. Hence, the measures from experimental test can be assumed as correct and the heat losses to the environment can be assumed as negligible due to the good agreement of the heat balance in the heat exchangers.

5. Results and discussion

This section is devoted to present and discuss the experimental results obtained with the CO₂ booster configurations tested. The first part of Section 5 analyses the main differences in the P-h diagram when the DSH is added in the refrigerating plant. The second part focuses on analysing the performance of compressors including discharge and suction temperatures, volumetric and global efficiency and power consumption. Finally, the last part analyse the effect over the global COP of the refrigerating plant.

5.1. P-h diagrams

Figure 5 shows in a P-h diagram, the main differences between the BB and BB + DSH configurations. The depicted cycles have been obtained at steady-state conditions operating at the maximum COP point for a rejection temperature of 34°C.

Figure 5. P-h diagram of BB and BB+DSH.

From Figure 5, three remarkable differences can be observed when the desuperheater is installed. The first one is the reduction of temperature in the suction port and the discharge line of the MT_C. This effect benefits the compressor global efficiency which affects its power consumption.

The second one is the reduction of the optimum pressure which also improves the compressor power consumption due to the reduction of the pressure ratio. However, this reduction increases the liquid receiver pressure as well as the vapour quality at the inlet of both evaporators (the third one difference). For this reason, if the cooling load is kept constant in both evaporators, the mass flow rate through them will be slightly greater when the desuperheating is installed.

5.2. Medium temperature compressor performance

As shown in the Figure 5, the use of the desuperheater mainly affects the suction and the discharge line of the medium temperature compressor. Because of this, this section is focused on analysing this compressor including suction and discharge temperatures, global and volumetric efficiency and electrical power consumption.

5.2.1. Suction and discharge temperatures

The nature of carbon dioxide results always in high discharge temperature levels especially operating with high-pressure ratios or with a high superheating degree at suction port. High discharge temperatures are not desirable due to the oil degradation so the use of the DSH helps to reduce the discharge temperature.

Figure 6 presents the temperature values measured at the suction port and the discharge line for the two configurations analysed.

Figure 6. MT_C suction/discharge temperatures.

Figure 6 incorporates the data obtained at the heat rejection temperature of 15°C, which data are presented in blue from 65 to 90 bar, 25°C, which data correspond to green lines from 78 to 95 bar, and 34°C, that are depicted with orange lines from 91 to 100 bar.

Comparing the basic booster configuration (BB) respect to the basic booster with desuperheater (BB+DSH), the BB+DSH always provides a temperature reduction in the suction of the MT_C and consequently, in the discharge temperature, which, rises linearly with the GC/K pressure. Moreover, the temperature reduction in the suction line of the system using the DSH is quite similar at the three rejection temperatures analysed (about 7K). However, the reduction at the discharge temperature is not equal in all cases and it becomes higher as higher the heat rejection temperature is. From the experimental values, there is a reduction of 5K at the heat rejection temperature of 15°C, 7K at 25°C and up to 10K at 34°C.

5.2.2. Global and volumetric efficiency

The use of the DSH introduces changes in the refrigerating plant that affects the operating conditions of the compressors. Some parameters affected by this heat exchanger are: mass flow rate, pressure ratio and temperature at the suction port.

For the LT_C , the three parameters mentioned above hardly change when the DSH is installed. Hence, the effect over the global and the volumetric efficiencies of the LT_C will be small. However, the effect of the DSH over the MT_C is higher and the suction conditions of the refrigerant and the pressure ratio are modified to a large extent.

Therefore, the effect over the global and the volumetric efficiencies will be higher in the MT_C . Notwithstanding, is important to highlight that the mass flow rate will be quite similar in both configurations since the cooling capacity of the systems has been kept constants in all the tests.

Table 4 summarizes the experimental data obtained for the two compressors.

Table 4. Experimental data from the compressors.

SYSTEM	REJECTION TEMP. TEST (°C)	Compressors									
		LT_C POWER (min/max) (W)	LT_C N (min/max) (rpm)	LT_C T _{discharge} (min/max) (°C)	LT_C η GLOBAL (min/max) (-)	LT_C η VOL (min/max) (-)	MT_C POWER (min/max) (W)	MT_C N (min/max) (rpm)	MT_C T _{discharge} (min/max) (°C)	MT_C η GLOBAL (min/max) (-)	MT_C η VOL (min/max) (-)
BB	15	491 ÷ 519	948 ÷ 1006	86.3 ÷ 88.4	0.57 ÷ 0.58	0.65 ÷ 0.66	1293 ÷ 1763	1206 ÷ 1318	86.8 ÷ 114.6	0.71 ÷ 0.77	0.65 ÷ 0.74
	25	623 ÷ 684	1180 ÷ 1218	99.9 ÷ 101.0	0.54 ÷ 0.58	0.62 ÷ 0.64	1993 ÷ 2266	1559 ÷ 1633	111.2 ÷ 129.1	0.73 ÷ 0.75	0.62 ÷ 0.67
	34	651 ÷ 727	1233 ÷ 1305	100.4 ÷ 102.8	0.58 ÷ 0.61	0.65 ÷ 0.67	2945 ÷ 3092	1973 ÷ 2030	132.7 ÷ 145.4	0.74 ÷ 0.76	0.56 ÷ 0.61
BB+DSH	15	502 ÷ 523	945 ÷ 1003	85.9 ÷ 87.7	0.57 ÷ 0.59	0.64 ÷ 0.65	1259 ÷ 1718	1170 ÷ 1288	81.7 ÷ 110.1	0.76 ÷ 0.83	0.63 ÷ 0.72
	25	600 ÷ 682	1128 ÷ 1218	97.8 ÷ 100.8	0.54 ÷ 0.58	0.63 ÷ 0.64	1916 ÷ 2183	1501 ÷ 1561	105.4 ÷ 122.2	0.76 ÷ 0.81	0.6 ÷ 0.66
	34	642 ÷ 690	1206 ÷ 1341	99.4 ÷ 103.0	0.58 ÷ 0.62	0.65 ÷ 0.67	2715 ÷ 2984	1884 ÷ 1943	126.3 ÷ 139.2	0.77 ÷ 0.79	0.57 ÷ 0.6

The global and the volumetric efficiency are depicted in the Figure 7 and Figure 8, respectively, for both configurations as a function of the heat rejection pressure.

Figure 7. MT_C global efficiency.

Figure 8. MT_C volumetric efficiency.

As it shown in the Figure 7, the global performance of the MT_C is always higher when the DSH is installed. Thus, the average improvements are +8.45% at the heat rejection temperature of 15°C, +5.6% at 25°C, and +4.9% at 34°C. This is mainly due to the reduction of the specific volume at the compressor inlet port, so that for the same operating conditions, the compressor will be able to compress higher mass flow rate at same compressor velocity.

Finally, it is observed about the MT_C volumetric efficiency represented in Figure 8 and calculated with Eq. (11), that a slight reduction is produced for heat rejection temperatures of 15°C and 25°C when the DSH is activated. This is because the result of the multiplication of the mass flow rate variation by the suction volume variation (BB+DSH system regarding BB) is unbalanced with the variation of the compressor displacement.

Figure 9 shows the percentage variation of the terms that affect the volumetric efficiency for the optimum operating points at each heat rejection temperature: mass flow rate ($\Delta\dot{m}_{ref}$), volume of the refrigerant at the suction port (Δv_{suc}), multiplication between these two terms ($\Delta\dot{m}_{ref} \cdot \Delta v_{suc}$) and the displacement of the compressor ($\Delta\dot{V}_G$). Additionally, the volumetric efficiency ($\Delta\eta_{vol}$) is represented too.

Figure 9. Variation of values affecting the volumetric efficiency of the BB+DSH with respect to the BB.

On the one hand, the mass flow rate of the BB+DSH is slightly higher in all cases due to the GC/K optimum pressure as described in Section 5.1. On the other hand, the volume of the refrigerant at suction port and the displacement of the compressor are lower than the BB.

However, a greater volumetric efficiency is only achieved for heat rejection temperature of 34°C.

5.2.3. Power consumption

Another important point in refrigeration systems is the power consumption of the compressors. In this case, DSH mainly affects to the power consumption of the medium temperature compressor (MT_C) which is shown in Figure 10. In CO₂ Boosters, the improvements are mainly focused to reduce the power consumption of the medium temperature compressors because they have the higher contribution in the facility, what directly affects to the energy efficiency of the plant. The system with DSH reduce the consumption of the MT_C. However, this reduction is more considerably for medium-high rejection temperatures (25 and 34°C).

Figure 10. MT_C power consumption.

As shown in the Table 4, the power consumption reduction of the LT_C is insignificant at the three rejection temperatures. This is because the pressure of the receiver is quite similar working with or without DSH. For this reason, the thermophysical properties of the refrigerant at the LT_O inlet are similar too. Thus, the mass flow rate in the evaporator at the LT_C does not change for a same cooling load and neither the thermophysical properties of the refrigerant at the inlet of the LT_C.

For MT_C, the properties of the refrigerant at the compressor inlet change depending on whether the DSH is used or not. Respect to BB configuration,

when DSH is connected the power reduction of the MT_C at 15°C is only 0.62%. However, for 25°C the power reduction is higher (4.5%) and for rejection temperature of 34°C, a power reduction near of 8% at optimum pressure is achieved.

Again, a greater benefit is achieved as the operating conditions become worse.

5.3. COP

The last parameter to analyse is the COP of the two booster configurations analysed. In this case, the COP, depends on the power consumption of the compressors, the cooling capacities in evaporators and the power consumption of the fans as presented by Eq. (1).

Figure 11. COP.

The power consumption of the MT_C includes the power consumption of the fan (40 W) used to improve the compressor cooling. In addition, another fan of 40 W ($P_{DSH, fan}$) is considered to cool the refrigerant after the LT_C as DSH. This fan is able to reject the heat needed in the DSH.

The COP evolution for BB and BB+DSH over the three rejection temperatures considered are presented in Figure 11. As it can be observed, in all rejection temperatures analysed, the DSH provides higher COP than the

basic booster without DSH. However, the COP improvement is better for medium and high rejection temperatures.

At a rejection temperature of 15°C the optimum COP for BB and BB+DSH systems is achieved at about 66.5 bar with a maximum COP of 1.99 and 2.04 respectively. This supposes a small COP increment (up to 2.9%). However, at temperature of 25°C, the improvement at the optimum pressure increases up to 4.31%. Finally, the COP improvement for the optimum pressure at 34°C is 7.05%.

6. Conclusions

This work has experimentally analysed two CO₂ booster configurations for centralized commercial refrigeration. The two systems analysed (basic booster and basic booster with desuperheater) have been tested in a designed facility. These systems are evaluated for three heat rejection temperatures (15, 25 and 34°C). In addition, the evaporation levels of the two evaporators are near to -6°C at MT_O and -32°C at LT_O with a degree of superheat in the evaporators of 5 K. The cooling load for LT_O (0.9 kW) and for MT_O (2.7 kW) was kept constant as well as the load ratio between the two evaporation levels (LR=3) to simulate the LR of a medium size supermarket.

The analysis covers the temperatures at the suction and discharge line of the medium temperature compressor as well the its global and volumetric efficiency, the power consumption of the compressors, the COP of each architecture for each rejection temperature and the COP improve of the BB+DSH system regarding BB.

For the evaluation of the MT_C temperature over the three rejection temperatures, it has been concluded that DSH offers a significant temperature reduction in suction and discharge line of the MT_C which is beneficial to the compressor life and to the lubricant of the MT_C.

The global efficiency of the medium temperature compressor is quite high in all cases but the introduction of the desuperheater provides improvements in global efficiencies of the MT_C from 4.9 to 8.45%. However,

the volumetric efficiency with DSH for rejection temperatures of 15 and 25°C is worse than without DSH.

For the power consumption analysis of the MT_C , DSH provides a small reduction in power (less than 1%) at rejection temperature of 15°C, but for 25°C, this reduction is higher than 4.5% and about 8% at rejection temperature of 34°C.

Finally, the COP analysis shows when is more beneficial to use a DSH. Its use provides higher COP than the basic booster without DSH in all temperatures analyzed. However, the COP increment is better for rejection temperatures of 25 and 34°C. The COP improvement at 15°C is about 2.9%, up to 4.3% at 25°C and from 4 to 7% at 34°C.

In conclusion, the DSH provides an improvement in COP and global efficiency of the compressors and a reduction in power consumption and suction/discharge temperatures. In addition, the temperature reduction is good for the lubricant and the MT_C life. However, from an economic viewpoint, this improvement has an additional cost because it has been added a new heat exchanger in the facility and this can make it unprofitable to install a DSH due to the small increase of COP at low temperatures.

Declaration of Competing Interest: The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Acknowledgements: The authors gratefully acknowledge the Spanish Ministry of Economy and Competitiveness (project ENE2014-53760-R.7) (FPI BES-2015-073612) for financing this research work.

Nomenclature

Abbreviations

BP	back pressure valve
COP	coefficient of performance
DSH	desuperheater
GC/K	gas cooler/condenser
GWP	global warming potential
h	specific enthalpy (kJ·kg ⁻¹)
LT	low temperature
LR	load ratio
$\dot{m}$	mass flow (kg·s ⁻¹)
MT	medium temperature
P	pressure (bar)
PAG	polyalkylene glycol
$\dot{Q}$	cooling load (kW)
T	temperature (°C)
USH	useful superheat (K)
$\dot{V}_g$	compressor swept volume (m ³ ·s ⁻¹)
$\dot{V}$	volumetric flow rate (m ³ ·s ⁻¹)
v	volume (m ³ ·kg ⁻¹)
$\dot{W}_{elec}$	power consumption (W)

Greek symbols

Δ	variation (increment or decrement)
ε	relative error (%) / thermal effectiveness
η_G	global efficiency
η_V	volumetric efficiency
ρ	density (kg·m ⁻³)

Subscripts

C	compressor
CO ₂	carbon dioxide
EV	expansion valve

g	mixture water and glycol
GC	gas cooler
In	inlet/in
K	condenser
N	compressor speed (rpm)
O	evaporator
out	out/outlet
ref	refrigerant
suc	suction
T	temperature (°C)
vol	volumetric
w	water

References

- [1] European Parliament, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing, 2014. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN> (accessed November 8, 2019).
- [2] UNEP, The Kigali Amendment to the Montreal Protocol: HFC Phase-down, (2016). <http://wedocs.unep.org/handle/20.500.11822/26589?show=full> (accessed November 7, 2019).
- [3] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy evaluation of multiple stage commercial refrigeration architectures adapted to F-gas regulation, *Energies* 11 (2018) 1915, <https://doi.org/10.3390/en11071915>.
- [4] N. Purohit, P. Gullo, M.S. Dasgupta, Comparative assessment of low-GWP based refrigerating plants operating in hot climates, *Energy Procedia* (2017), <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.079>.
- [5] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, E. Torrella, Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants, *Appl. Therm. Eng.* (2017), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>.
- [6] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Á. Clemente, CO₂ as secondary fluid as alternative to DX-Systems energy evaluation in a MT cabinet, *Refrig. Sci. Technol., Int. Inst. Refrig.* (2018) 140–148, <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1118>.
- [7] N. Purohit, D. Kumar Gupta, M. Sankar Dasgupta, Energetic and economic analysis of trans-critical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition, *Int. J. Refrig.* (2017).

- [8] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 1274–1283, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2005.09.004>.
- [9] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. On Cabello, D. Sánchez, E. Torrella, Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler, *Appl. Therm. Eng.* 80 (2015) 31–41, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>.
- [10] R. Cabello, D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, E. Torrella, Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO₂ transcritical vapour compression cycles based on vapour injection in the suction line, *Appl. Therm. Eng.* 47 (2012) 86–94, <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2012.02.031>.
- [11] S. Elbel, P. Hrňjak, Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 724–735, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2004.07.019>.
- [12] J. Rigola, N. Ablanque, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva, Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance, *Int. J. Refrig.* 33 (2010) 664–674, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2009.12.030>.
- [13] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data, *Int. J. Refrig.* (2010), <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.006>.
- [14] J. Sarkar, N. Agrawal, Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2009) 838–843, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001>.
- [15] P. Gullo, B. Elmegaard, G. Cortella, Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates, *Int. J. Refrig.* 64 (2016) 61–79, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>.
- [16] S. Minetto, R. Brignoli, C. Zilio, S. Marinetti, Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems, *Int. J. Refrig.* 38 (2013) 1–9, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044>.
- [17] M. Karampour, K. Samer Sawalha, K. Jaime Arias, Eco-friendly supermarkets – an overview, 2016. www.supersmart-supermarket.org (accessed October 25, 2019).
- [18] J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 101 (2019) 11–23, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034>.
- [19] A. Hafner, S. Försterling, K. Banasiak, Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, *Int. J. Refrig.* 43 (2014) 1–13, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015>.
- [20] N. Lawrence, S. Elbel, Experimental investigation on control methods and strategies for off-design operation of the transcritical R744 two-phase ejector cycle, *Int. J. Refrig.* (2019), <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.020>.

- [21] C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino, The application of a desiccant wheel to increase the energetic performances of a transcritical cycle, *Energy Convers. Manag.* 89 (2015) 222–230, <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2014.09.066>.
- [22] Bitzer, Compressors Operating Instructions KB-120-8, 2019. https://www2.bitzer.de/shared_media/documentation/kb-120-8.pdf (accessed November 9, 2019).
- [23] R.J. Moffat, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, *J. Fluids Eng.* 107 (1985) 173–178, <https://doi.org/10.1115/1.3242452>.
- [24] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, E. Torrella, Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions, *Appl. Therm. Eng.* (2007), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>.
- [25] D. Freléchox, Field measurements and simulations of supermarkets with CO₂ refrigeration systems SE-100 44 STOCKHOLM, n.d. [https://www.kth.se/polopoly_fs/1.301437.1550158491!/Menu/general/column-content/attachment/M.Sc. Thesis-David Frelechox.pdf](https://www.kth.se/polopoly_fs/1.301437.1550158491!/Menu/general/column-content/attachment/M.Sc._Thesis-David_Frelechox.pdf) (accessed November 9, 2019).
- [26] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 516–524, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017>.
- [27] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 525–534, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.018>.
- [28] F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *Int. J. Therm. Sci.* 38 (1999) 325–330, [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(99\)80098-2](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(99)80098-2).
- [29] Y. Chen, J. Gu, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 1238–1249, <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2005.08.009>.
- [30] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, Natl. Std. Ref. Data Ser. (NIST NSRDS) -. (2013). <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamicand-transport> (accessed November 9, 2019).
- [31] M.J. Skovrup, SecCool Properties v1.33, (2013). <http://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/seccool.aspx>.

CAPÍTULO 6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL *BOOSTER CO₂*

En este capítulo se expone todo el proceso que se ha llevado a cabo para la construcción y puesta en marcha de una central *booster* CO₂, con la posibilidad de ensayar multitud configuraciones y mejoras en este tipo de centrales. Abarca desde la selección de las configuraciones *booster* CO₂ a ensayar, los componentes, elementos de seguridad, medida y adquisición de datos, hasta el diseño CAD, montaje y análisis de incidencias.

6.1. Aspectos generales

Para llevar a cabo el análisis experimental de varias de las configuraciones *booster* CO₂, se ha diseñado, montado y puesto en marcha una instalación *booster*, ajustable a varias de las configuraciones teóricas analizadas en los apartados anteriores.

Por otra parte, debido a la necesidad en los sistemas *booster* en tener, como mínimo, un sistema de disipación de calor y dos niveles de evaporación, se ha aprovechado un equipo secundario con la capacidad de disipar el calor al ambiente (simulando el funcionamiento de un gas-cooler/condensador) y, además, proporcionar la carga térmica necesaria para uno de los niveles de evaporación. En cuanto al aporte de la carga térmica para el otro nivel de evaporación, se ha diseñado otro sistema portátil de aporte térmico.

La parte de monitorización y toma de datos, se ha llevado a cabo con un equipo de adquisición de National Instruments, utilizando el software LabView®. Con ello ha sido posible monitorizar todas las variables registradas por las sondas y transductores de la instalación en tiempo real, permitiendo además su almacenamiento para el posterior análisis y validación de los modelos. Además, el software se ha diseñado para actuar sobre diferentes variables sensibles de la instalación de forma remota.

La tesis ha podido llevarse a cabo gracias al Proyecto/Beca FPI BES-2015-073612, así como al Ministerio de Economía y Competitividad de España (proyecto ENE2014-53760-R.7) y la Universidad Jaume I de Castellón (proyecto UJI-B2017-06), los cuales han aportado fondos públicos para la adquisición de todo el material necesario en el montaje y desarrollo de la instalación *booster* CO₂.

6.2. Sistemas introducidos

A la hora del dimensionado de los diferentes elementos que componen el sistema *booster* CO₂, es necesario analizar qué configuraciones se quieren integrar en la planta experimental, ya que dependiendo de la configuración elegida y debido a las limitaciones de los componentes, se podrían tener restricciones en el funcionamiento para determinadas condiciones.

Las principales configuraciones que se introdujeron en la instalación *booster* CO₂ fueron:

- *Booster* básico (BB)
- *Booster* con sistema de extracción de vapor (BB+FG)
- *Booster* con compresión paralela (BB+PC)
- *Booster* con economizador (BB+ECO)
- *Booster* con subenfriamiento mecánico dedicado (BB+DMS)
- *Booster* con subenfriamiento integrado (BB+IMS)

Además, existe la posibilidad de comprobar el efecto que produce la introducción de otro intercambiador de calor después de la descarga del compresor LT. Este intercambiador denominado desrecalentador (DSH), permite reducir la temperatura del refrigerante en la aspiración de la segunda etapa de compresión. También se ha añadido un intercambiador de calor interno (IHX) antes de la válvula de expansión de baja temperatura, para poder comprobar el efecto que éste produce sobre el servicio de baja temperatura y sobre el ciclo *booster* en general.

Teniendo en cuenta todo esto, la instalación estará compuesta por los elementos necesarios para el correcto funcionamiento de las posibles configuraciones *booster*. Estos componentes quedan resumidos en la Figura 12, la cual muestra los elementos más importantes.

Figura 12: denominación de los componentes.

La instalación *booster* CO₂, diseñada para llevar a cabo los diferentes ensayos de las configuraciones detalladas anteriormente, aparece representada en la Figura 13, con los componentes especificados en la Figura 12. En este caso, dependiendo de la configuración elegida, el esquema de la instalación se simplificará tal cual se describe en los siguientes apartados.

Por otro lado, el estudio de los datos experimentales de las configuraciones propuestas en la actual tesis, son analizados en el CAPÍTULO 7, en el que se abordan las siguientes configuraciones del sistema *booster* CO₂:

- *Booster* básico sin desrecalentador (BB sin DSH)
- *Booster* básico con desrecalentador (BB con DSH).
- *Booster* básico con desrecalentador y flash-gas (BB+FG).

Las demás configuraciones incluidas en la instalación serán estudiadas en análisis futuros.

Figura 13: esquema completo de la instalación.

6.2.1. *Booster* básico (BB)

La configuración *booster* básico es la disposición más simple para un sistema *booster*. El diagrama P-h de este sistema, operando a la presión óptima de disipación para maximizar el COP, para una temperatura de disipación de 35°C, empleando el intercambiador de calor interno (IHX) y el intercambiador desrecalentador (DSH), queda representado en la Figura 14.

Figura 14: diagrama P-h *booster* CO₂ básico

Esta configuración, esquematizada en la Figura 15, consta de dos etapas de compresión (Puntos A y C) y dos niveles de evaporación, uno para baja temperatura (Punto M) y otro para media temperatura (Punto Q). Para evitar, en la medida de lo posible, que el aceite lubricante de los compresores circule por la instalación frigorífica mezclado con el refrigerante, se han instalado tres separadores de aceite coalescentes (Puntos D) a la salida de los compresores.

Figura 15: esquema *booster* CO₂ básico

El aporte de la carga térmica a los evaporadores de baja y media temperatura se realiza por medio de dos sistemas de aporte térmico independientes, los cuales utilizan una mezcla de propilenglicol-agua al 60% en volumen, para el sistema de media temperatura y etilenglicol-agua al 70% en volumen, para el sistema de baja temperatura. En baja temperatura se ha utilizado etilenglicol en lugar de propilenglicol, debido a que, a las temperaturas de funcionamiento necesarias, la viscosidad del propilenglicol sería muy elevada, afectando negativamente a la bomba del sistema de aporte térmico. Además, la instalación también incorpora dos intercambiadores de placas para la disipación de calor utilizando agua como fluido secundario. Este intercambiador, denominado *gas-cooler*/condensador (Punto E), puede trabajar en régimen transcrito (*gas-cooler*) o subcrítico (condensador) dependiendo de las condiciones de funcionamiento.

Respecto a las variantes que se pueden introducir en este sistema, se encuentra la posibilidad de utilizar o no el intercambiador de calor intermedio (Punto J) y el desrecalentador (Punto N).

Para controlar la presión de disipación de la instalación, el sistema incorpora una válvula electrónica denominada *back-pressure* (Punto H). El refrigerante que pasa a través de la *back-pressure* se expande hasta un nivel de presión (presión del depósito) que dependerá de las condiciones del refrigerante a la entrada de la *back-pressure*. En este caso, el refrigerante que sale del depósito (Punto I) se encuentra en un estado de líquido saturado, alimentando los evaporadores de media y baja temperatura a través de sus respectivas válvulas de expansión electrónicas (Puntos P y L). Antes de la válvula de expansión de baja temperatura se ha introducido un filtro deshidratador (Punto K) para eliminar la humedad del refrigerante antes de expandirlo.

La instalación dispone de un depósito entre las etapas de compresión (Punto O) para evitar que el compresor aspire refrigerante en estado líquido. Además, este depósito añade la posibilidad de trabajar con el evaporador de media temperatura inundado, permitiendo así, el análisis de otros modos de funcionamiento.

Para determinar el caudal de refrigerante a través de las diferentes líneas de la instalación, se necesita como mínimo 3 caudalímetros. En este caso, el caudal másico se mide por medio de caudalímetros Coriolis, instalados en la línea después del *gas-cooler*, en la línea de líquido del evaporador de baja temperatura y en la línea de líquido del evaporador de media temperatura. Por otro lado, los caudales másicos de los fluidos secundarios para el aporte de carga térmica a los evaporadores, son medidos también con caudalímetros Coriolis, asegurando así una mayor precisión en la medida. El caudal de agua utilizado para la disipación térmica de la instalación, se ha determinado mediante un caudalímetro magnético incorporado en el SAT y un caudalímetro Coriolis instalado junto al desrecalentador entre etapas de compresión.

Por último, se han introducido en la instalación multitud de sondas de presión y temperatura, un vatímetro por cada compresor, válvulas de seguridad y presostatos, todo ello, con la finalidad de controlar la instalación en todo momento y proveer de unas ciertas medidas de seguridad a la instalación.

6.2.2. *Booster con sistema de extracción de vapor (BB+FG)*

La primera variación del sistema base consiste en introducir una nueva válvula de expansión (Punto R en Figura 17), encargada de controlar la presión en el depósito (Punto I) mediante la extracción de vapor de éste y posterior inyección en el depósito intermedio (Punto O). El sistema con extracción de vapor (Figura 17) tiene como ventaja, la reducción del título de vapor a la entrada de los evaporadores y la introducción de un determinado desrecalentamiento previo a la aspiración de la segunda etapa de compresión. Además, este sistema permite controlar la presión del depósito y evitar así una presión flotante en el mismo que dependa de las condiciones de disipación, tal como ocurre con la anterior configuración. Esta presión es muy importante, ya que es la presión que tendrá la línea de distribución a los servicios de baja y media temperatura justo antes de la expansión.

La variación del diagrama P-h de este sistema (Figura 16) respecto al BB, afectan principalmente a la presión del depósito de acumulación y al título de vapor a la entrada de los evaporadores. En menor medida afecta a la

temperatura de aspiración del compresor de media temperatura, la cual se ve afectada por el desrecalentamiento que se produce al inyectar el vapor de refrigerante en el Punto R.

Figura 16: diagrama P-h *booster* CO₂ con sistema de extracción de vapor.

La disminución del título de vapor a la entrada de los evaporadores se produce por la reducción de presión del depósito, la cual se consigue con la extracción de vapor de éste. Esta reducción será mayor cuanto mayor sea la reducción de la presión del depósito. Esto provoca que haya una mayor producción frigorífica específica en evaporadores, por lo que, para una misma demanda de potencia frigorífica, el caudal másico necesario a través de dichos evaporadores se reducirá. En el caso de la línea de baja temperatura, la disminución del refrigerante necesario, reducirá el caudal másico trasegado por el compresor de baja temperatura (Punto C), provocando una reducción del consumo energético de éste.

Figura 17: esquema *booster* CO₂ con sistema de extracción de vapor.

Como aspecto negativo de esta configuración, al compresor de media temperatura (Punto A) le llegará un determinado caudal másico de refrigerante proveniente de los evaporadores y otro de la válvula *flash-gas* (Punto R), siendo este último mayor a medida que aumente la temperatura de disipación o menor sea la presión del depósito. Debido a ello, dependiendo de las condiciones de disipación y presión del depósito de acumulación, se verá afectado, en mayor o menor medida, el caudal inyectado por la válvula *flash-gas*, y con ello, la potencia del compresor de media temperatura necesaria para comprimir el refrigerante.

6.2.3. *Booster con compresión paralela (BB+PC)*

Tal y como se ha comentado en el punto anterior, la introducción de la válvula *flash-gas* inyecta refrigerante en el depósito entre etapas previo al compresor de media temperatura, con ello, este compresor deberá comprimir una corriente extra de refrigerante. Para evitar que todo este refrigerante provoque un aumento importante en el consumo de dicho compresor, se introduce un compresor adicional (Punto B), denominado compresor paralelo (PC), encargado de recomprimir el caudal de gas procedente del depósito de acumulación (Punto I), hasta la presión de disipación de la instalación, tal y como se muestra en la Figura 18.

Con este cambio en la instalación, el diagrama P-h queda modificado ligeramente respecto al caso anterior (Figura 19). En él se observa un cambio en la temperatura de aspiración del compresor de media temperatura y una nueva etapa de compresión, con una presión de aspiración que debe ser superior a la presión del nivel de evaporación de media temperatura.

Figura 18: esquema *booster* CO₂ con compresión paralela.

Figura 19: diagrama P-h *booster* CO₂ con compresión paralela.

Con la introducción de este nuevo compresor, el refrigerante proveniente del depósito de acumulación, es recomprimido con un grado de recalentamiento y tasa de compresión menor, respecto a la que tendría con el compresor de media temperatura. Esto conlleva principalmente, una mayor eficiencia en la etapa de compresión paralela respecto a la de media temperatura. Otra diferencia respecto a la configuración anterior, es el modo de regulación de la presión del depósito. En el sistema BB+FG la presión del depósito de acumulación es regulada con la válvula *flash-gas*, sin embargo, en el sistema BB+PC, la presión es regulada por el caudal de refrigerante recomprimido por el compresor paralelo, el cual puede ser controlado con su velocidad de giro a través de un variador de frecuencia.

Por otro lado, en el sistema BB+FG, el refrigerante proveniente del depósito de acumulación, es recomprimido mediante el compresor MT a un nivel de presión fijado por el nivel de evaporación de media temperatura, cosa que en el sistema BB+PC puede modificarse dependiendo de la velocidad de giro del compresor PC, dando la posibilidad de trabajar con unas presiones de aspiración y tasas de compresión menores, que aumenten el rendimiento de compresión y la eficiencia global de la instalación.

El funcionamiento óptimo de este sistema se consigue modificando la presión de disipación por medio de la *back-pressure*, pero, además, manteniendo una presión en el depósito determinada por medio de la velocidad de giro del PC. Dicha presión depende de las condiciones de disipación y de la eficiencia del PC, lo que conlleva la necesidad de optimizar su funcionamiento.

6.2.4. *Booster con economizador (BB+ECO)*

El economizador (Punto F en la Figura 20) es un intercambiador de calor que reduce la temperatura del refrigerante a la salida del *gas-cooler*/condensador mediante la evaporación de una parte del caudal de CO₂, el cual es expandido por medio de una válvula de expansión electrónica, reduciendo su temperatura. Esta corriente de refrigerante puede extraerse de varios puntos de la instalación, sin embargo, los estudios previos realizados muestran que se obtiene un mayor COP cuando se extrae justo después del *gas-cooler*/condensador (Figura 20).

Figura 20: esquema *booster* CO₂ con economizador.

De esta forma, para un mismo caudal de refrigerante a través del *gas-cooler*/condensador, el caudal másico de refrigerante que se quiere subenfriar será menor que en los otros dos casos anteriores.

En este caso, parte del refrigerante que pasa por el *gas-cooler*/condensador es derivado y utilizado como fluido de baja temperatura en el economizador, una vez expandido hasta la presión de evaporación de media temperatura. Esta expansión es realizada por medio de una válvula de expansión electrónica (Punto R), controlando el recalentamiento a la salida del intercambiador/economizador (Punto F).

El diagrama P-h para este caso queda representado en la Figura 21.

Figura 21: diagrama P-h *booster* CO₂ con economizador.

6.2.5. *Booster* con subenfriamiento integrado (BB+IMS)

El sistema de subenfriamiento anterior tiene el problema que todo el caudal de refrigerante utilizado para subenfriar el refrigerante a la salida del *gas-cooler*/condensador, es recomprimido por el compresor de media temperatura (Punto A), provocando un aumento el consumo de dicho compresor cuanto mayor sea el subenfriamiento aplicado.

Para poder paliar este problema, se introduce un nuevo compresor (Punto B en Figura 22), encargado de recomprimir únicamente el refrigerante utilizado para subenfriar la salida del *gas-cooler*/condensador.

Figura 22: esquema *booster* CO₂ con subenfriamiento mecánico integrado.

CAPÍTULO 6: Instalación experimental booster CO₂

Al igual que antes, el dispositivo de expansión (Punto R), controla el recalentamiento del refrigerante a la salida del economizador/subcooler, siendo el grado de subenfriamiento introducido, dependiente de la actuación conjunta de la válvula de expansión y de la variación de velocidad del compresor adicional, controlada por un variador de frecuencia.

Con estas modificaciones, el diagrama P-h para el sistema BB+IMS (Figura 23), introduce ciertos cambios respecto al mismo sistema sin compresor adicional.

Figura 23: diagrama P-h *booster* CO₂ con subenfriamiento mecánico integrado.

En este caso, al igual que sucedía con la configuración BB+PC, la presión de aspiración del compresor adicional no está condicionada por la presión de evaporación de media temperatura, por lo que dependiendo de la apertura de la válvula de expansión del economizador (Punto R) y del caudal trasegado por el compresor, tanto la presión de aspiración como el subenfriamiento aplicado se verán modificados.

6.2.6. *Booster* con subenfriamiento mecánico dedicado (BB+DMS)

Otra posible mejora a introducir en el sistema *booster* es el subenfriamiento mecánico dedicado (BB+DMS). El cual subenfria el refrigerante a la salida del *gas-cooler*/condensador, al igual que los sistemas anteriores con economizador (apartados 6.2.4 y 6.2.5), pero utilizando otro sistema de compresión de vapor independiente.

Con ello, tenemos que el diagrama P-h del ciclo con CO₂ (Figura 24) es muy similar al sistema BB+ECO, debido a que la única variante es el método de producir el subenfriamiento a la salida del *gas-cooler*/condensador. En este caso, el intercambiador utilizado para aplicar el subenfriamiento a la corriente de CO₂, denominado *subcooler* (Punto G), incorpora un ciclo de compresión adicional (sistema de subenfriamiento mecánico), tal cual aparece en la Figura 25. Así, el intercambiador conectado al sistema de subenfriamiento mecánico, trabaja como evaporador y la parte del ciclo de CO₂ tiene la función de reducir la temperatura o condensar el refrigerante, dependiendo de las condiciones de disipación del ciclo con CO₂.

Figura 24: diagrama P-h *booster* CO₂ con subenfriamiento dedicado.

Figura 25: esquema *booster* CO₂ con subenfriamiento dedicado.

El subenfriamiento aplicado es proporcionado por un ciclo de compresión de vapor de simple etapa que puede funcionar con diferentes refrigerantes. El grado de subenfriamiento es controlado con la variación de velocidad del compresor del nuevo ciclo de compresión de vapor auxiliar y con el control de recalentamiento de la válvula termostática del ciclo. Este ciclo auxiliar contiene los componentes básicos, como son evaporador, compresor, condensador y un dispositivo de expansión que controla el proceso de evaporación en el *subcooler*.

6.3. Selección de componentes principales

La instalación del sistema *booster* está constituida por diferentes componentes y sistemas de control para realizar el correcto análisis de las diferentes configuraciones, especificadas en la Sección 6.2. En esta sección se detallan todos los componentes necesarios para el montaje de la instalación *booster* CO₂ esquematizada en la Figura 13, la cual ha sido desarrollada íntegramente para la realización de la presente tesis doctoral. Cabe destacar, que tanto el diseño como el montaje ha sido desarrollado en las instalaciones del Grupo de Ingeniería Térmica durante en el transcurso de la beca doctoral.

6.3.1. Compresores

La instalación cuenta con compresores para la etapa de compresión de baja temperatura, para la etapa de compresión de media temperatura y otro auxiliar para las configuraciones con compresión paralela o sistema de subenfriamiento integrado. Es importante tener en cuenta que cada compresor es accionado por un variador de frecuencia (VFD), con la finalidad de poder ajustar su velocidad de giro a las necesidades volumétricas de cada configuración. Para la elección de los compresores se deben tener en cuenta las presiones de funcionamiento de la instalación, así como sus necesidades de desplazamiento volumétrico.

En la actualidad existen diferentes fabricantes de compresores con diferentes tecnologías, sin embargo, debido a la necesidad de compresores de pequeña cilindrada, se han escogido los modelos de compresores semiherméticos más pequeños del fabricante Dorin. En este caso los modelos seleccionados corresponden al CD150M, CD180H y CD300H.

6.3.1.1. Dorin CD150M

El compresor semihermético CD150M (Figura 26), es el encargado de comprimir el refrigerante en la etapa de baja temperatura (Punto C en Figura 13). Este compresor tiene una cilindrada de 1.12 m³/h (1450 rpm), un motor de 1.5HP y el rango de funcionamiento recomendado por el fabricante mostrado en la Figura 27. Debido a que los niveles de evaporación deseados en los ensayos se mantendrán prácticamente constantes, la variación del rango

6.3 Selección de componentes principales

de presiones de funcionamiento de este compresor será pequeño. Este rango queda representado por un círculo en la Figura 27.

Figura 26: compresor Dorin CD150M.

Figura 27: rango de funcionamiento - Dorin CD150M.

Las condiciones de funcionamiento del compresor de baja temperatura, rondarán en torno a los -32°C de temperatura de evaporación (≈ 13.3 bar) y unos 29.6 bar de presión de descarga (-6°C de temperatura de evaporación en

media). Con ello se puede confirmar que el compresor funcionará dentro de las condiciones recomendadas por el fabricante sin problemas

Las demás características principales del compresor aparecen reflejadas en la Tabla 1.

Tabla 1: características técnicas - Dorin CD150M.

COMPRESOR SEMIHERMÉTICO BAJA TEMPERATURA

Fabricante:	DORIN
Modelo:	CD150M
Potencia nominal:	1.5 HP
Tensión de alimentación:	400 V (50Hz)
Caudal volumétrico desplazado:	1.12 m ³ /h (1450 rpm)
Número de pistones:	2
Carrera:	17 mm
Diámetro pistones:	22 mm
Peso:	71 kg
Lubricante:	PAG68 (1.3 kg)

El lubricante que incorpora tanto este como el resto de compresores es el aceite sintético PAG68. Debido a que este tipo de lubricante es uno de los más recomendados para el CO₂ en instalaciones transcríticas, se ha decidido mantener dicho aceite lubricante en todos los compresores.

6.3.1.2. Dorin CD300H

El compresor semihermético CD300H (Figura 28), es el encargado de comprimir el refrigerante en la etapa de media temperatura (Punto A en Figura 13). Este compresor tiene una cilindrada de 1.46 m³/h (1450 rpm) y un motor de mayor potencia (3HP) para poder trabajar a altas tasas de compresión, como sucede en funcionamiento transcrítico. El rango de funcionamiento recomendado por el fabricante, así como el rango de funcionamiento deseado para los ensayos, se muestra en la Figura 29.

Figura 28: compresor Dorin CD300H.

Figura 29: rango de funcionamiento - Dorin CD300H.

La presión de aspiración de este compresor viene marcada por el nivel de evaporación deseado en media temperatura (-6°C), el cual corresponde a una presión aproximada de 29.6bar. La presión de descarga dependerá de las

condiciones de disipación, aunque en ningún momento se quiere sobrepasar la presión de 120 bar. Con estos datos de presión límites y viendo el rango de presiones recomendado por el fabricante (Figura 29), el compresor de media temperatura funcionará en todo momento dentro de las presiones recomendaciones por el fabricante. Cabe destacar que, por motivos de seguridad, se ha decidido instalar un ventilador adicional sobre la culata del compresor, con el fin de reducir la temperatura de descarga de dicho compresor.

Las demás características principales del compresor aparecen reflejadas en la Tabla 2.

Tabla 2: características técnicas - Dorin CD300H.

COMPRESOR SEMIHERMÉTICO MEDIA TEMPERATURA

Fabricante:	DORIN
Modelo:	CD300H
Potencia nominal:	3 HP
Tensión de alimentación:	400 V (50Hz)
Caudal volumétrico desplazado:	1.46 m ³ /h (1450 rpm)
Número de pistones:	2
Carrera:	22 mm
Diámetro pistones:	22 mm
Peso:	73 kg
Lubricante:	PAG68 (1.3 kg)

6.3.1.3. Dorin CD180H

El compresor semihermético CD180H (Figura 30), es el encargado de comprimir el refrigerante proveniente del depósito de acumulación o de la salida del *gas-cooler*/condensador. Este compresor es el correspondiente al Punto B de la Figura 13, tiene una cilindrada de 1.12 m³/h (1450 rpm) al igual que el compresor CD150M, pero monta un motor eléctrico de mayor potencia (1.8HP).

Figura 30: compresor Dorin CD180H.

El rango de funcionamiento recomendado por el fabricante aparece en la Figura 31, donde se observa, la gran variabilidad de presiones a la cual será sometido este compresor. Esto hace que sus condiciones de funcionamiento se salgan de los límites marcados por el fabricante, tal y como se muestra en la Figura 31.

Figura 31: rango de funcionamiento - Dorin CD180H.

Las condiciones de funcionamiento del compresor paralelo o adicional serán más variables respecto a los dos compresores anteriores. Esto es debido a que la presión de descarga y aspiración se modifican dependiendo de las necesidades de funcionamiento. La presión de aspiración mínima, rondará el

nivel de evaporación de media temperatura (-6°C) que corresponde aproximadamente a 30 bar, mientras que el valor máximo de aspiración, debería llegar hasta los 55 bar en determinadas condiciones, correspondiente a una temperatura de cambio de fase de 18°C. Por otro lado, las presiones de descarga dependerán de la presión de disipación de la instalación, que, en este caso, serán las mismas del compresor de media temperatura (CD300H) (entre 50-120 bar).

Con estos datos, habrá ciertas condiciones en las que el rango de funcionamiento deseado se encontrará fuera del rango recomendado por el fabricante, por lo que habrá que tener cierta precaución a la hora de operar en esas zonas. Las principales características del compresor CD180H aparecen reflejadas en la Tabla 3.

Tabla 3: características técnicas - Dorin CD180H.

COMPRESOR SEMIHERMÉTICO PARALELO	
Fabricante:	DORIN
Modelo:	CD180H
Potencia nominal:	1.8 HP
Tensión de alimentación:	400 V (50Hz)
Caudal volumétrico desplazado:	1.46 m ³ /h (1450 rpm)
Número de pistones:	2
Carrera:	17 mm
Diámetro pistones:	22 mm
Peso:	71 kg
Lubricante:	PAG68 (1.3 kg)

6.3.2. Resistencia de cárter para compresores

La resistencia de cárter (Figura 32 izquierda) se introduce para aumentar la temperatura del aceite, especialmente en los arranques del compresor después de largos periodos de inactividad o baja temperatura ambiente. Cada uno de los compresores dispone de un hueco en la parte inferior (Figura 32 derecha) para introducir una resistencia de 100W, instalada con pasta térmica para reducir al máximo la resistencia térmica de contacto.

Figura 32: resistencia de cárter (izq.) y situación en el compresor (der.).

El aceite lubricante empleado, se caracteriza por su alta afinidad con el CO_2 , lo que hace que absorba mucha cantidad de refrigerante cuando la temperatura de aceite se reduce. Si a la hora de la puesta en marcha del compresor, existe una gran cantidad de refrigerante mezclado con el aceite, la reducción de la presión en el arranque, produce una espumación brusca del aceite, reduciendo su capacidad de lubricación y poniendo en peligro el funcionamiento mecánico del compresor. Otro fenómeno que puede producirse, especialmente en las paradas con temperaturas de aspiración muy bajas, es el arrastre de refrigerante en estado líquido hasta el cárter del compresor, lo que puede derivar en un golpe de líquido en el compresor, causando graves daños en él.

6.3.3. Separadores de aceite

Debido a la alta miscibilidad del aceite PAG, utilizado en los compresores, con el CO_2 , parte del aceite lubricante de los compresores saldrá mezclado con el refrigerante durante el trabajo de compresión. El aceite lubricante en una instalación frigorífica solo es positivo en los compresores, ya que es necesario para la correcta lubricación de todos los puntos móviles que posea el compresor. Sin embargo, fuera de él, solo introduce aspectos negativos como menor coeficiente de transferencia de calor, mayor resistencia térmica en intercambiadores, saturación de filtros, etc.... Para evitar que el lubricante circule por la instalación, es necesario introducir unos sistemas para la retención y separación del aceite en el refrigerante. En este caso se debe introducir un separador de aceite en la descarga de cada uno de

los compresores (Puntos D en Figura 13) para retener y devolver todo el aceite lubricante posible al cárter de los compresores. Este retorno de lubricante se realiza gracias a la diferencia de presiones entre descarga y aspiración del compresor. El modelo elegido es el separador de aceite coalescente Temprite 131 para CO₂ (Figura 33), el cual tiene una presión máxima nominal de 160 bar, adecuada para sistemas transcíticos con CO₂.

Figura 33: separador de aceite Temprite 131.

6.3.4. Regulador del nivel de aceite

El retorno del lubricante desde el separador de aceite al cárter del compresor, puede realizarse de forma manual (válvula de bola), o de forma automática, con un sistema de control del nivel de aceite en el compresor.

Figura 34: regulado electrónico del nivel de aceite ESK ERM5-CDH-OC.

En esta instalación, se ha optado por realizar el retorno del aceite utilizando la segunda opción. Este sistema regulador del nivel de aceite actúa abriendo una electroválvula cuando detecta un nivel bajo. En este caso se utiliza un controlador electrónico de la marca ESK, más concretamente el modelo ERM5-CDH-OC (Figura 34), el cual está diseñado para presiones de hasta 130 bar y un diferencial de presión máximo de 100 bar.

6.3.5. Intercambiadores de calor

Para poder ensayar las diferentes configuraciones *booster* detalladas en el Capítulo 6.2, es necesario disponer de varios intercambiadores de calor. En este caso hay hasta un total de 8 zonas de intercambio térmico:

1. *Gas-cooler*/condensador.
2. Economizador/subcooler
3. Evaporador del subenfriamiento mecánico.
4. Condensador del subenfriamiento mecánico.
5. Intercambiador de calor intermedio.
6. Desrecalentador.
7. Evaporador de media temperatura.
8. Evaporador de baja temperatura.

Las tipologías de intercambiadores empleados, son intercambiadores compactos de placas soldadas e intercambiadores de tubos concéntricos adecuados para altas presiones de trabajo:

- 2 x Intercambiadores de placas Alfa Laval AXP14x50 (0.576 m²).
- 2 x Intercambiadores de placas Alfa Laval AXP14x40 (0.461 m²).
- 1 x Intercambiador de placas Alfa Laval AXP14x20 (0.23 m²).
- 1 x Intercambiadores concéntrico Packless HXR-50 (0.08 m²).

Todos los intercambiadores de calor de la instalación se encuentran aislados con coquilla de conductividad $\lambda = 0.034 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a 0°C y espesor mínimo de 12 mm.

6.3.5.1. *Gas-cooler/condensador (GC/K)*

El *gas-cooler/condensador* utilizado (Figura 35), reduce la temperatura del gas refrigerante procedente de la descarga de los compresores de media temperatura y paralelo, empleando agua como fluido secundario. Para un mayor control de la temperatura de disipación y para la simulación de diferentes temperaturas ambiente, se han escogido dos intercambiadores de placas (Alfa Laval AXP14x50) con una superficie de intercambio total de 1.2 m², permitiendo así trabajar en subcrítico (condensador) o transcrito (*gas-cooler*). Se ha decidido instalar dos intercambiadores de placas en vez de uno para su posible utilización como sistema de recuperación de calor para agua caliente sanitaria en trabajos futuros.

Figura 35: *gas-cooler/condensador (GC/K)*.

Dependiendo de las condiciones de funcionamiento, el estado del refrigerante en la zona de disipación de calor puede ser transcrito o subcrítico. Es importante diferenciar las dos formas de funcionamiento de este intercambiador, ya que el funcionamiento en régimen transcrito ofrece una mayor eficiencia respecto al mismo intercambiador en régimen subcrítico, debido principalmente a las mejores propiedades termodinámicas del refrigerante (eficiencias superiores al 90%). Esto hace que a la hora de diseñar o elegir el intercambiador adecuado, sin tener en cuenta el tema económico, haya que dimensionarlo funcionando en el caso más desfavorable, es decir, como condensador en régimen subcrítico cuando la eficiencia es menor.

Con ello, la potencia de disipación máxima para estos intercambiadores es de 30kW, para las condiciones transcíticas que se ensaya en la instalación. Con estos datos, los intercambiadores de calor elegidos, podrán asegurar una potencia en disipación mucho mayor a la necesaria.

6.3.5.2. Economizador/subcooler (EHX)

El economizador o subcooler es el intercambiador encargado de reducir la temperatura del CO₂ a la salida del *gas-cooler*/condensador por medio de otra corriente de CO₂ a menor temperatura. Al igual que el caso anterior, se ha elegido un intercambiador de placas Alfa Laval CBX P27-6H (Figura 36) con un área de intercambio de 0.113m².

Figura 36: economizador (EHX).

6.3.5.3. Evaporador del sub. mecánico (*subcooler*)

A la salida del *gas-cooler*/condensador, se ha instalado otro intercambiador de placas, encargado de reducir la temperatura del CO₂ mediante un ciclo de compresión de vapor dedicado para ello (DMS). Este intercambiador puede ser anulado o conectado al circuito mediante un by-pass y trabaja como evaporador en el lado del ciclo DMS y como *subcooler* en el lado del CO₂. El modelo elegido es el AXP14x20 de Alfa Laval (Figura 37) con un área de transmisión de calor de 0.24m².

Figura 37: evaporador del subenfriamiento mecánico (*subcooler*).

6.3.5.4. Condensador del sub. mecánico (KMS)

Para aplicar el subenfriamiento en la línea de alta presión del CO₂ con el ciclo adicional de compresión de vapor, es necesario instalar un condensador para dicho ciclo, que se integra en la misma bancada del *booster*. En este caso el intercambiador elegido es el modelo de SWEP B8THx20 (Figura 38), con un área de transferencia de calor de 0.61m².

Figura 38: condensador del subenfriamiento mecánico (KMS).

6.3.5.5. Intercambiador interno (IHX)

Para comprobar el efecto del uso del intercambiador interno en una instalación *booster*, se ha decidido instalar uno antes de la válvula de expansión a baja temperatura (Punto J en Figura 13). En este caso, debido a la necesidad de obtener un pequeño intercambio térmico, se ha decidido escoger un intercambiador concéntrico Packless HXR-50 (Figura 39).

Figura 39: intercambiador interno (IHX) Packless HXR-50.

En este caso el refrigerante de mayor presión, es decir el refrigerante proveniente del depósito de acumulación, deberá circular por el tubo interior del intercambiador, dado su mayor resistencia mecánica a altas presiones. El refrigerante proveniente del nivel de baja temperatura (menor presión) circulará por el tubo exterior. Las características del intercambiador intermedio utilizado aparecen en la Tabla 4.

Tabla 4: características intercambiador intermedio (IHX).

INTERCAMBIADOR INERMEDIO (IHX)

Fabricante:	PACKLESS IND.
Modelo:	HXR-50
Longitud:	280 mm
Tubería conexión interior:	5/8"
Tubería conexión exterior:	3/8"
Material:	Cobre

6.3.5.6. Desrecalentador (DSH)

El desrecalentador está instalado entre las etapas de compresión de baja y media temperatura (Punto N en Figura 13), con la finalidad de disminuir la temperatura del refrigerante a la salida del compresor de baja temperatura. Esta disminución de temperatura permite reducir el volumen específico del refrigerante en la aspiración de MT y, por consiguiente, reducir la temperatura de descarga de dicho compresor.

El intercambiador escogido es el intercambiador de placas Alfa Laval CBX P27-6H-F (Figura 40), al igual que el caso del EHX.

Figura 40: desrecalentador (DSH).

6.3.5.7. Evaporadores de media y baja temperatura

En la instalación *booster* se integran dos evaporadores, uno para baja temperatura de evaporación y otro para media. En ambos casos, la carga térmica será aportada por otro fluido secundario, considerando un valor aproximado de 3kW. También cabe la posibilidad de simular una relación de cargas térmicas entre media y baja temperatura similar a la de un supermercado. Esta relación de cargas se sitúa alrededor de 3/1 ($\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$), por lo que la carga en media deberá ser tres veces superior a la de baja

temperatura. Para realizar el intercambio térmico en los dos niveles de evaporación, se ha decidido utilizar dos intercambiadores de placas Alfa Laval AXP14x40 (Figura 41) en disposición contracorriente, con un área transferencia de 0.48m^2 .

Para el caso del intercambiador de media temperatura, funcionará a una temperatura de evaporación de aproximadamente -6°C , siendo el fluido secundario utilizado para el aporte de la carga térmica, una mezcla de propilenglicol y agua al 60% en volumen.

Figura 41: evaporador para baja y media temperatura.

Por otra parte, para el intercambiador de baja temperatura, el nivel de evaporación rondará los -32°C , por lo que, en este caso, la mezcla utilizada para el fluido de aporte térmico será etilenglicol al 70% en volumen. Este cambio de fluido se debe al importante aumento de viscosidad que sufre el propilenglicol a bajas temperaturas, el cual afectaría a la bomba de trasiego de fluido empleada en el sistema auxiliar utilizado.

En lo referente a las presiones de trabajo en evaporadores, las presiones no son elevadas si las comparamos con las que se trabajan en el *gas-cooler*/condensador. En este caso el evaporador de baja temperatura trabajará con presiones que rondan los 13 bar y, el evaporador de media temperatura, con presiones cercanas a 30 bar. No obstante, los intercambiadores elegidos pueden soportar presiones de hasta 130 bar.

6.3.6. Filtro deshidratador

El filtro deshidratador tiene la función de absorber la humedad que puede contener el refrigerante, evitando así la formación de ácidos o hielo en el interior del ciclo. Para ello, el filtro contiene un silica-gel y alúmina activada como absorbente, además de un filtro de partículas de 10 micras. En este caso se utilizará un único filtro deshidratador (Figura 42), situado justo antes de la válvula de expansión de baja temperatura (Punto K en Figura 13).

Figura 42: filtro deshidratador.

6.3.7. Back-pressure

El uso de esta válvula electrónica, situada justo antes del depósito de líquido (Punto H en Figura 13), es especialmente importante para el funcionamiento transcrito de las instalaciones con CO₂. El tipo de válvula es similar a las utilizadas como válvulas de expansión de los niveles de evaporación, pero funcionando como válvula presostática. En este caso, controla la presión aguas arriba, es decir, controla la presión de disipación.

Dado que las variables de presión y temperatura son independientes en régimen transcrito, el control de esta presión es primordial para conseguir un funcionamiento óptimo de la instalación (maximizar el COP).

La válvula de expansión *back-pressure* para CO₂ utilizada en la instalación, ha sido elegida mediante la aplicación ExvLab de Carel, obteniendo el modelo E2V09 (Figura 43) para las potencias y condiciones de ensayo. Tiene una presión máxima de operación de 140 bar y un diferencial de presión entre la entrada y salida de la válvula de 120 bar.

Figura 43: válvula back pressure.

Cada una de las válvulas electrónicas paso a paso instaladas en el *booster* son controladas por un driver y son configuradas según el objetivo de regulación deseado.

6.3.8. Válvulas flash-gas / economizador

La válvula de *flash-gas* (Punto R en Figura 13). En este caso, en algunas configuraciones puede funcionar como como *back-pressure*, regulando la presión aguas arriba, y en otras, como válvula termostática, controlando el recalentamiento a la salida del economizador/subcooler.

Debido a las diferentes configuraciones y puntos de funcionamiento que se pueden ensayar en la instalación, se ha decidido instalar dos válvulas en paralelo de diferente capacidad (Figura 44), con la finalidad de tener un control más ajustado.

Las válvulas elegidas han sido la E2V14, la cual será utilizada para las configuraciones con extracción de gas desde el depósito de líquido, y la E2V05, para los casos en los que se deba expandir líquido o fluido transcrito.

Figura 44: válvula *flash-gas* / economizador.

6.3.9. Válvulas de expansión

Las válvulas de expansión utilizadas para los niveles de baja y media temperatura, son válvulas configuradas como termostáticas para controlar el recalentamiento a la salida de los evaporadores. Al igual que las anteriores válvulas, ambas han sido elegidas mediante la aplicación ExvLab de Carel. Para una potencia frigorífica de 3kW en el nivel de media temperatura (Punto P en Figura 13), la válvula elegida es la E2V11. Sin embargo, para el nivel de baja temperatura (Punto L en Figura 13), para una potencia frigorífica de 1kW a un nivel de evaporación de -32°C , la válvula de expansión será una E2V03.

Figura 45: válvulas de expansión de media (sup.) y baja temperatura (inf.).

La situación de las válvulas de expansión para baja y media temperatura en la instalación, se muestra en la Figura 45.

6.3.10. Depósito de acumulación

El depósito de acumulación (Punto H en Figura 13) se sitúa justo después de la válvula *back-pressure*. Tiene como finalidad alimentar correctamente las etapas de expansión de los evaporadores y acumular masa de refrigerante para abastecer las variaciones en la demanda en función de las necesidades. Además, tiene que ser capaz de almacenar el refrigerante de toda la instalación a la hora de realizar las paradas.

Para montar el depósito con las conexiones necesarias, se ha modificado un depósito de acero al carbono de 14.8 litros de capacidad, al que se le han añadido 5 tomas superiores y 4 tomas inferiores, así como dos mirillas para comprobar el nivel de CO₂ líquido dentro del depósito, tal cual aparece en la Figura 46. Además, como medida de seguridad, se le ha añadido una válvula de seguridad tarada a 100 bar en una de las tomas superiores.

Figura 46: depósito de acumulación.

6.3.11. Depósito intermedio

Además del depósito anterior, se ha introducido en la instalación otro depósito entre las dos etapas de compresión (Punto O en Figura 13). Este depósito tiene también varias funciones posibles. La primera de ellas es funcionar como punto de mezclado de las diferentes masas de refrigerante, las cuales pueden llegar desde varios puntos de la instalación a la vez, dependiendo de la configuración ensayada. Otra función es la de operar como depósito anti-líquido, para evitar que al compresor de media temperatura le pueda llegar el refrigerante en estado líquido. Por último, otra posibilidad que da dicho depósito, es la de probar el funcionamiento de la instalación utilizando el evaporador de media temperatura inundado.

Al igual que en el caso anterior, se ha modificado un depósito de acero al carbono para añadir nuevas tomas. El depósito elegido (Figura 47), tiene una capacidad de 4.7 litros, se le ha colocado una mirilla para comprobar el estado del refrigerante dentro de éste y posee 5 tomas superiores y 2 inferiores. Una vez modificado el depósito, se le ha practicado la prueba de presión, para comprobar su estanqueidad, hasta un máximo de 100 bar, ya que la presión del refrigerante en el interior del depósito intermedio será estable a una presión próxima a la de evaporación de media temperatura (≈ 30 bar).

Figura 47: depósito entre etapas.

6.3.12. Elementos de conexionado flexible

Otro punto importante a tener en cuenta en una instalación, es la utilización de sistemas o componentes que reducen la propagación vibraciones en aquellos elementos que lo precisen.

Los compresores son los elementos de una instalación de refrigeración que más vibraciones generan, por lo que es recomendable introducir algún elemento que evite, en la medida de lo posible, la propagación de las vibraciones más allá de los compresores. Para ello se utilizan mangueras flexibles reforzadas (Figura 48 derecha), multicapa (Figura 48 izquierda) y *silentblocks*.

Figura 48: mangueras flexibles para transductores (izq.) y compresores (der.).

6.3.13. Válvulas de seccionamiento, antirretorno y visores

Para poder ensayar las diferentes configuraciones y modificar el circuito de la instalación, es necesario introducir multitud de válvulas de seccionamiento. Todas estas válvulas son de bola, con secciones de 3/8" y 1/2", aguantan presiones de trabajo de hasta los 120 bar.

También es conveniente introducir válvulas antirretorno a la salida de los compresores, para evitar en todo momento la entrada de refrigerante por la descarga de los compresores, especialmente cuando se emplea el compresor paralelo y el de media temperatura. Además, también se incorporan visores de humedad en varios puntos de la instalación. Estos elementos corresponden a los de la Figura 49.

Figura 49: válvulas de seccionamiento, antirretorno y visor de humedad.

6.3.14. Tuberías

Para conectar todos los elementos de la instalación frigorífica, es necesario instalar una red de tuberías que aguanten las altas presiones a las que trabaja el CO₂. Para ello existen diferentes posibilidades, aunque las más utilizadas para sistemas CO₂ son tuberías de acero inoxidable o cobre. En este caso, debido a la realización propia del montaje de la instalación, se ha elegido realizarla con cobre y más concretamente del tipo K65. Este material es una aleación de cobre de alta resistencia (CuFe2P) a elevadas y bajas temperaturas de funcionamiento. Son tuberías que han sido diseñadas para trabajar a presiones continuas de hasta 120 bar. El diámetro utilizado en el montaje será de 3/8" para la línea de descarga del compresor paralelo y de 1/2" para el resto de la instalación.

6.3.15. Sistema de subenfriamiento mecánico

El subenfriamiento aplicado a la salida del *gas-cooler*/condensador mediante un ciclo de compresión de vapor externo, no se analizará en la presente tesis, aunque puede ser implementado mediante un ciclo auxiliar que se dispone en el laboratorio (Figura 50: sistema auxiliar de subenfriamiento mecánico.). Este sistema puede ser acoplado fácilmente a los intercambiadores incorporados en la instalación *booster*. Sin embargo, se ha dejado un hueco en la instalación, para poder instalar, en futuros trabajos, un sistema similar en la propia bancada.

Figura 50: sistema auxiliar de subenfriamiento mecánico.

6.3.16. Aislamiento de la instalación

Una vez realizado el montaje de la instalación, y comprobada la estanqueidad de la misma, se deben aislar todos los elementos e intercambiadores de calor. Con ello se quiere evitar, en la medida de lo posible, el intercambio térmico entre los diferentes fluidos de la instalación y el ambiente. Para ello se ha utilizado coquilla de conductividad $\lambda = 0.034 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ para las tuberías y planchas de aislamiento térmico para los demás componentes de la instalación, con un espesor mínimo de 12 mm para las zonas donde vaya a existir una mayor diferencia de temperaturas y de 6 mm para la zona de disipación de calor anterior al *gas-cooler*/condensador.

6.4. Selección de elementos de seguridad

En una instalación de refrigeración, es necesario el uso de diferentes elementos de seguridad para proteger la instalación y las personas, en el caso de que algo no funcione correctamente. Entre ellos se encuentran los presostatos, las válvulas de seguridad o los módulos de protección térmica, sin tener en cuenta las seguridades en el funcionamiento individual de cada componente.

6.4.1. Presostatos

Los presostatos limitan las presiones de funcionamiento de la instalación, mediante la apertura/cierre de un contacto eléctrico o mecánico que permite actuar sobre la maniobra de la instalación eléctrica o sobre el propio circuito de fuerza. Existen diferentes tipos en el mercado, sin embargo, en este caso, se ha decidido instalar dos presostatos digitales programados, para limitar las presiones por baja de los servicios de media y baja temperatura, y presostatos mecánicos, para limitar las presiones de descarga de los compresores.

6.4.1.1. Presostatos de baja presión

Se han instalado dos presostatos electrónicos de baja presión (Figura 51), uno en la aspiración del compresor de baja temperatura y otro en la aspiración del compresor de media temperatura, para cortar el suministro eléctrico de cada uno de los compresores, siempre que la presión de aspiración esté por debajo de la presión fijada en el presostato. Las presiones de tarado han sido fijadas a 6 bar, para el servicio de baja temperatura, y a 10 bar, para el servicio de media temperatura.

Figura 51: presostatos de baja.

En un funcionamiento normal de la instalación, estos presostatos solo actúan a la hora de realizar la recogida del refrigerante en el depósito de acumulación, ya que para ello se cierran unas determinadas válvulas de bola y la presión de aspiración se reduce rápidamente.

6.4.1.2. Presostatos de alta presión

En la instalación también se han introducido dos presostatos de alta presión mecánicos (Figura 52), uno de ellos para limitar la presión de descarga del compresor de baja temperatura, y el otro, para limitar la de los compresores de media temperatura y paralelo. El funcionamiento de estos presostatos es similar a los de baja, aunque en este caso el corte del suministro eléctrico de los compresores se realiza al superar la presión de tarado. La presión de tarado para el compresor de baja temperatura se ha realizado a 55 bar y para los compresores de media temperatura y paralelo a 120 bar.

Figura 52: presostatos de alta.

6.4.1.3. Válvula de seguridad en el depósito de acumulación

Siempre que la instalación se encuentre en funcionamiento normal, la presión del depósito de acumulación estará por debajo de la presión crítica del CO₂ (≈ 73.8 bar). Sin embargo, en las paradas programadas, cuando se acumula el refrigerante de toda la instalación en el depósito, la presión del

depósito puede aumentar con la temperatura ambiente. Por ello, se precisa instalar una válvula de seguridad, la cual, en caso de superar la presión de tarado, deja salir el refrigerante desde el depósito de acumulación al exterior, provocando un descenso brusco de la presión interna del éste.

Se ha escogido una válvula de seguridad tarada a 100 bar y situada en la parte superior del depósito (Figura 53), para asegurar que, en caso de descarga del refrigerante, éste se encuentre en estado gaseoso y evitar la formación de hielo seco, que pueda bloquear la salida de la válvula.

Figura 53: válvula de seguridad del depósito de acumulación.

6.4.1.4. Módulo de protección térmica

El módulo electrónico de protección térmica se utiliza para la protección del motor del compresor frente a sobrecargas en los devanados, es decir, es una protección interna frente a sobrecalentamientos del motor eléctrico. Los compresores semiherméticos instalados tienen unas sondas internas de temperatura PTC y gracias a ellas, el módulo de protección térmica activa o no un relé de control en función de los valores de la temperatura en el motor.

Cada módulo de protección térmica se sitúa en una caja estanca, encima de la caja de conexiones eléctricas de los compresores, tal cual se muestra en la Figura 54.

Figura 54: módulo de protección térmica para los compresores.

6.5. Elementos de medida y adquisición de datos

Uno de los puntos importantes a la hora de realizar los ensayos experimentales en una instalación, es la adquisición de datos y, por consiguiente, los elementos de medida elegidos. Para ello se debe disponer de los sistemas de medida necesarios, repartidos en diferentes partes de la instalación. Los elementos utilizados para ello son sondas de presión y temperatura, caudalímetros, vatímetros o variadores de frecuencia.

6.5.1. Sondas de presión

Las sondas o transductores de presión son utilizadas para obtener el valor de la presión en diferentes puntos de la instalación. Convierte la magnitud de presión, obtenida mediante un sensor, en una señal eléctrica de tensión o corriente. En este caso, produce una señal de 4-20 mA. Esta señal de corriente es proporcional al valor de la presión y su valor dependerá del rango de trabajo de dicha sonda de presión.

En la instalación se han introducido sondas de presión de tres rangos: 0-60 bar (3 sondas), 0-100 bar (4 sondas) y 0-160 bar (5 sondas).

Para obtener la recta de calibración se ha llevado a cabo la medida de corriente de las sondas para diferentes valores de presión, utilizando un manómetro digital calibrado (Figura 55).

CAPÍTULO 6: Instalación experimental booster CO2

Los valores obtenidos se encuentran resumidos en la Tabla 5 y los datos de presión relacionados con el valor de intensidad obtenidos en los transductores de presión, pueden calcularse por medio de la Ecuación (1).

$$\text{Presión [bar]} = a \cdot \text{Intensidad [amperios]} + b \quad (1)$$

Tabla 5: sondas de presión.

Código de sonda	Rango de calibración	Situación	términos recta		Error
			a	b	
361	0-60 bar	Evaporador media temp.	3756.9719	-14.0560	±0.15 bar
367	0-60 bar	Evaporador baja temp.	3760.2822	-14.0722	±0.15 bar
368	0-60 bar	Aspiración compresor baja temp.	3754.5085	-14.0714	±0.15 bar
179	0-100 bar	Depósito de acumulación	6259.4208	-24.1447	±0.15 bar
181	0-100 bar	Descarga compresor baja temp.	6259.5662	-24.2474	±0.25 bar
184	0-100 bar	Aspiración compresor paralelo	6260.7030	-24.1982	±0.25 bar
344	0-100 bar	Salida IHX (lado de alta presión)	6268.9413	-24.1888	±0.25 bar
766	0-160 bar	Entrada <i>back-pressure</i>	10008.2838	-39.1873	±0.4 bar
767	0-160 bar	Descarga compresor paralelo	10006.8045	-39.3019	±0.4 bar
872	0-160 bar	Salida <i>gas-cooler</i> /condensador	10020.4153	-39.3343	±0.4 bar
371	0-160 bar	Entrada <i>gas-cooler</i> /condensador	10020.1957	-39.3571	±0.4 bar
372	0-160 bar	Descarga compresor media temp.	10021.2906	-39.4488	±0.4 bar

Cada sonda de presión está acoplada a una válvula de bola para poder ser aislada cuando se requiera, además, para realizar la conexión de estas sondas con los diferentes puntos de la instalación, se han utilizado mangueras flexibles de alta presión, mediante acoples cónicos con rosca SAE (Figura 55).

Figura 55: sondas de presión (izq.) y manómetro digital (der.).

6.5.2. Sondas de temperatura

Para poder medir la temperatura en diferentes partes del circuito, se han empleado 34 termopares de tipo T, tanto de inmersión como de superficie (Figura 56), distribuidos según la Figura 13.

Las sondas de inmersión tienen una vaina de acero inoxidable, la cual se introduce dentro del circuito y se aseguran mediante una parte roscada y un bicono que, al apretarlo, produce estanqueidad en la vaina de acero inoxidable. En cambio, las de superficie se sitúan en contacto con la parte externa de la tubería de cobre, empleando una almohadilla aislante eléctricamente, pero de alta conductividad térmica para evitar contacto directo con la superficie metálica.

Figura 56: sondas de temperatura de superficie (izq.) y de inmersión (der.).

Los termopares de tipo T utilizados presentan un rango de temperaturas de funcionamiento de -40°C a 145°C con un error de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ según norma UNE-EN 60584-1:2013.

6.5.3. Caudalímetros

Para la medida de los caudales por cada una de las partes de la instalación, es necesario disponer de hasta tres caudalímetros en el circuito de CO_2 . Además, son necesarios 3 caudalímetros adicionales para medir el caudal de agua que circula por las tres zonas de disipación de calor: *gas-cooler*/condensador, desrecalentador y condensador del sistema de

CAPÍTULO 6: Instalación experimental booster CO₂

subenfriamiento mecánico. Por último, un caudalímetro para medir el caudal de agua glicolada en cada nivel de evaporación.

En este caso, los tres caudalímetros utilizados para medir el caudal de CO₂ serán del tipo Coriolis (Figura 57). Uno de ellos será posicionado después del *gas-cooler*/condensador y los otros antes de cada uno de los sistemas de expansión a media y baja temperatura. Estos caudalímetros tienen un error de $\pm 0.25\%$ sobre la medida realizada.

Figura 57: caudalímetro Coriolis Yokogawa. Conversor (izq.) y medidor (der.).

Los caudalímetros, empleados en la zona de disipación, son de tipo ultrasónico (caudal del desrecalentador y condensador del subenfriamiento mecánico) y magnéticos (caudal total de disipación y evaporadores) como los mostrados en la Figura 58. No obstante, y dados los problemas que posteriormente se comentarán, los caudalímetros magnéticos han sido sustituidos por caudalímetros del tipo Coriolis, para conseguir mayor precisión en las medidas.

Figura 58: caudalímetro ultrasónico (izq.) y magnético (der.).

6.5.4. Vatímetros

Los vatímetros o analizadores de redes, tienen la posibilidad de medir el consumo eléctrico de los compresores, con lo que se ha instalado un vatímetro para la medición del consumo eléctrico de cada uno de los compresores de la instalación. En este caso se ha elegido el modelo SIRAX BM1400 (Figura 59), los cuales tienen un error sobre la medida del 0.5%.

Figura 59: analizadores de redes.

6.5.5. Variadores de frecuencia

Para realizar cambios en el funcionamiento de la instalación, es necesario modificar las velocidades de los compresores. Debido a ello, se ha introducido un variador de frecuencia por cada compresor. El modelo elegido ha sido el SD250 de Power Electronics® (Figura 60).

Figura 60: variadores de frecuencia.

A cada uno de los variadores de frecuencia se les acopla un filtro RFI a la entrada, para evitar que se propaguen interferencias electromagnéticas desde el variador, que puedan producir errores en la toma de datos.

6.6. Procesado y representación de medidas

La instalación *booster* desarrollada posee diferentes elementos de medida y de control, gestionados mediante una interfaz desarrollada con el software LabView®. Mediante este software se puede actuar sobre la velocidad de los compresores por medio del variador de frecuencia, la presión de disipación *gas-cooler* por medio del control de la válvula *back-pressure*, o la presión del depósito en la configuración con *flash-gas*. Para su control, se ha implementado un regulador tipo PID en el propio programa.

El muestreo y acondicionamiento de las señales eléctricas de los elementos de medida, se realiza por un sistema de adquisición de National Instruments® (modelo cRIO-9074), el cual consta de diferentes módulos encargados de recibir la señal proveniente de los elementos de medida. Para ello se dispone de:

- 2 x Módulos de Entrada de Corriente (NI 9208).
- 3 x Módulos de Entrada para Termopares (NI 9213).
- 1 x Módulo de Salida analógica (NI 9263).
- 1 x Módulo de Entrada analógica (NI 9201).

Las señales de estos módulos son visualizadas a través de la interfaz gráfica creada con el software Labview® y los cálculos necesarios para obtener los valores indirectos, de potencias, entalpías, etc..., se realizan con el apoyo de Matlab®, empleando las rutinas de Refprop® para el cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante.

La interfaz gráfica consta de diferentes pestañas para la visualización y control de todos los datos medidos. La pantalla principal (Figura 61) presenta toda la instalación, incluyendo las mediciones de presión, temperatura, caudal y potencia eléctrica.

SUPERMERCADO	PRESIONES	TEMPERATURAS CICLO	CAUDAL y POTENCIAS	HEAT TRANSFER	CONTROL VELOCIDAD DE GIRO	CONTROL VALVULAS DE EXPANSION
--------------	-----------	--------------------	--------------------	---------------	---------------------------	-------------------------------

Las demás pestañas del software, similares a la Figura 62, han sido creadas para la representación gráfica de valores obtenidos de forma directa e indirecta como: presiones, temperaturas, potencias eléctricas, caudales másicos, caudales volumétricos y potencia intercambiada en los intercambiadores.

6.7. Circuitos secundarios de regulación

Para fijar las condiciones de funcionamiento de las diferentes configuraciones *booster*, es necesario disponer de unos circuitos de regulación secundarios, los cuales se encargarán de mantener el caudal y la temperatura a la entrada de los intercambiadores de disipación o de aporte de carga térmica. Dichos equipos tienen la posibilidad de realizar modificaciones en el caudal y la temperatura, por lo que se puede ajustar la potencia térmica intercambiada.

En total hacen falta tres sistemas secundarios para la regulación de cada uno de los niveles de evaporación y de las condiciones de disipación de calor. Para ello se ha aprovechado un sistema de regulación existente en el laboratorio, capaz de mantener las condiciones de disipación deseadas y la carga térmica en el nivel de evaporación de MT. Además, se necesita introducir un nuevo sistema de regulación para el aporte térmico en el nivel de evaporación de LT.

La conexión de estos sistemas con la instalación *booster* CO₂, se realizará por medio de mangueras flexibles de PVC aisladas térmicamente.

6.7.1. Sistema de aporte térmico existente (SAT)

El sistema de aporte térmico existente en el laboratorio (Figura 63) consta de dos circuitos, uno dedicado a la disipación de calor del circuito frigorífico y el otro dedicado al aporte térmico.

Figura 63: sistema de regulación secundario existente.

6.7.1.1. Sistema de disipación térmica

La unidad que se encarga de la disipación de calor generado por la instalación *booster*, tiene un depósito de acumulación con tres resistencias eléctricas variables de 3kW cada una y dos sistemas para reducir la temperatura del fluido secundario empleado (agua en este caso). Uno de ellos es un aero-termo, que disipa el calor al ambiente mediante un ventilador y una batería de tubos aleteados, y el otro sistema, es una unidad de producción frigorífica mediante un sistema de compresión de vapor con una potencia frigorífica de hasta 8 kW. Tanto el aero-termo como el compresor son accionados con variadores de frecuencia, con el fin de ajustarse a la potencia de disipación térmica necesaria para cada uno de los ensayos.

El caudal de agua es bombeado mediante una bomba de recirculación, dotada con un variador de frecuencia, para ajustar el caudal de agua necesario. Este caudal es medido mediante un caudalímetro magnético colocado justo a la salida del depósito.

6.7.1.2. Sistema de aporte térmico para media temperatura

El circuito de aporte térmico para MT consta de un depósito de acumulación de 150 l con tres resistencias eléctricas fijas de 1.5kW y otras 3 variables de 3kW, gobernadas por un controlador PID para regular la potencia térmica aportada al fluido, dependiendo de la temperatura de consigna deseada. Además, dispone de una bomba de recirculación con variador de frecuencia y un caudalímetro magnético que, como posteriormente se comentará, ha tenido que ser sustituido por uno de tipo Coriolis para ganar precisión en la medida.

Para este sistema, debido a que el nivel de evaporación del refrigerante en media temperatura ronda los -6°C, se ha decidido utilizar una mezcla de agua y propilenglicol al 60% en volumen.

6.7.2. Sistema de aporte térmico para baja temperatura

La necesidad de aportar calor en un nivel de temperatura menor que el caso anterior, ha hecho que, en esta tesis, se haya diseñado un segundo equipo de aporte de calor. Este equipo posee una bancada con los elementos

necesarios para producir las necesidades térmicas en el nivel de evaporación de baja temperatura. En este caso se ha elegido un depósito de menor capacidad (50 litros), una bomba de recirculación con variador de frecuencia, un caudalímetro magnético, un vaso de expansión, una resistencia fija y otra variable de 1.5kW cada una, así como los diferentes elementos de seguridad, medida y regulación, necesarios para el funcionamiento estable de este sistema secundario (Figura 64).

Figura 64: sistema de aporte térmica para el evaporador de baja temperatura.

El fluido elegido para el intercambio térmico con el refrigerante es una mezcla de agua y etilenglicol al 70% en volumen, dadas las bajas temperaturas de trabajo (hasta -32°C) y la menor viscosidad de éste en comparación con la mezcla de propilenglicol.

6.8. Diseño CAD

La instalación *booster* desarrollada ha sido diseñada mediante el software Autodesk Inventor[®], con la finalidad de montar la máquina de forma ordenada. La necesidad de este modelado, se debe a la existencia de una estructura con perfiles UPN en el laboratorio, fruto de un proyecto previo que no llegó a desarrollarse.

6.8.1. Estructura de la instalación

La estructura que se dispone es una bancada con dimensiones de 2.9 m de longitud, 1.3 m de ancho y 1.2 m de altura, tal y como se muestra en la Figura 65.

Figura 65: estructura inicial para la instalación *booster* CO₂.

La necesidad de instalar todos los componentes en la misma bancada, implicó el modelado de éstas para poder posicionarlas, concretamente, las modificaciones más relevantes introducidas fueron:

1. Instalar nuevas chapas perforadas para la colocación de los intercambiadores de calor utilizados como evaporadores.

2. Introducir una nueva estructura de sujeción para el sistema de aporte de carga térmica a los evaporadores.
3. Añadir una chapa perforada sobre la que se apoyará el depósito entre etapas.
4. Soldar otras dos chapas perforadas para sujetar las diferentes sondas de presión.
5. Montar una nueva estructura para el soporte del depósito de acumulación.
6. Soldar diferentes perfiles UPN para el posicionado de los tres compresores.
7. Introducir un sistema para el soporte de los diferentes separadores de aceite.
8. Soportes para los presostatos y manómetros de baja y alta.
9. Soldar diferentes ángulos para la sujeción de tuberías y componentes.

Con estas modificaciones, la estructura final queda tal cual se muestra en la Figura 66, donde se han enumerado cada uno de los cambios citados anteriormente.

Figura 66: estructura final para la instalación *booster* CO₂.

Una vez diseñada la estructura, se pasa a posicionar los diferentes elementos y elegir la distribución de las tuberías. Para ello, se ha sectorizado el diseño de la instalación en diferentes zonas, de manera que permitan una rápida visualización.

6.8.2. Zona de aporte térmico a evaporadores

La primera zona diseñada, corresponde a la parte utilizada para la distribución del aporte térmico a los evaporadores de baja (LT_0) y media (MT_0). Ambos circuitos se muestran en la Figura 67 y están compuestos por tomas de conexión a los sistemas de aporte térmico, válvulas de seccionamiento, filtros de malla, sondas de temperatura a la entrada y salida de evaporadores, purgadores y los intercambiadores de placas AXP14x40.

Figura 67: zona de aporte térmico a evaporadores con agua glicolada.

6.8.3. Zona de disipación térmica con agua

La parte de disipación representada en la Figura 68, incluye los intercambiadores *gas-cooler*/condensador (GC/K), el desrecalentador (DSH) y el condensador para el subenfriamiento mecánico (K_{MS}). Además, incorpora las tomas para las mangueras de conexión al sistema de disipación, dos caudalímetros de ultrasonidos, sondas de temperatura, un filtro de malla, purgador, válvulas de seccionamiento y válvulas para equilibrado Tour Andersson[®], para asegurar el mismo caudal de agua por cada uno de los intercambiadores empleados como *gas-cooler*.

Figura 68: zona de disipación térmica con agua.

6.8.4. Zona de alta presión

Esta zona comprende desde las descargas del compresor paralelo y el de media temperatura, hasta la válvula *back-pressure*, siendo las zonas de mayor presión en la instalación. Los diferentes componentes y la distribución se muestran representado en la Figura 69. Los elementos que componen esta zona son: mangueras flexibles de conexionado, válvulas de seccionamiento, sondas de temperatura y presión, presostato, manómetros, visor de humedad, compresores de media temperatura (MT_C) y paralelo (PC), separadores de aceite, válvulas antirretorno, caudalímetro Coriolis, válvula de expansión *back-pressure* (BP), depósito de acumulación, intercambiador de placas *gas-cooler*/condensador (GC/K), *subcooler* (SUB) y economizador (EHX).

Figura 69: zona de alta presión.

6.8.5. Zona *flash-gas* / economizador

Esta zona parte del depósito de acumulación (D1) con 2 salida, una de la parte superior del depósito y otra desde la parte inferior, hasta el depósito intermedio (D2) o compresor paralelo (PC), pasando por la válvula *flash-gas*/economizador (FG/ECO).

La representación de esta zona con sus componentes (Figura 70), incorporan las mangueras flexibles de conexionado, válvulas de seccionamiento, sondas de presión y temperatura, manómetros y visor de humedad.

Figura 70: zona *flash-gas* / economizador.

6.8.6. Zona evaporadores

La zona de evaporadores empieza en una de las tomas inferiores del depósito de acumulación (D1) y llega, por un lado, hasta la aspiración del compresor de baja temperatura (LT_C) pasando por el evaporador de baja temperatura (LT_O), y, por otro lado, hasta el depósito intermedio (D2) por la línea del evaporador de media temperatura (MT_O). Además, incorpora sondas de temperatura y presión, válvulas de seccionamiento, el intercambiador intermedio (IHX), caudalímetros Coriolis, filtro deshidratador, válvulas de expansión de baja (LT_{EV}) y media (MT_{EV}) temperatura, presostato de baja y manómetros (Figura 71).

Figura 71: zona de evaporadores.

6.8.7. Zona desrecalentador

Esta zona parte de la descarga del compresor de baja temperatura (LT_C), hasta la entrada en el depósito intermedio (D2), pasando por el intercambiador denominado desrecalentador (DSH). El diseño de esta zona se muestra en la Figura 72 con todos sus elementos, incluyendo las sondas de temperatura y presión, válvulas de seccionamiento, mangueras flexibles, toma para carga, presostato de alta y manómetro.

Figura 72: zona del desrecalentador.

Con todo ello, la instalación al completo sin el aislante térmico, queda representado tal y como se observa en la Figura 73 y Figura 74.

Figura 73: diseño de la instalación *booster* CO₂ completa (vista 1).

Figura 74: diseño de la instalación *booster* CO₂ completa (vista 2).

6.9. Montaje de la instalación

Para llevar a cabo el montaje de la instalación, se ha partido de la bancada inicial representada en la Figura 65. A partir de la cual, se han llevado a cabo diferentes modificaciones planteadas en la Sección 6.8.1.

Una vez realizados estos cambios, el montaje de todos los componentes se ha realizado por zonas. El primer paso fue posicionar los compresores y los intercambiadores de placas, para posteriormente, realizar la primera zona de montaje para el aporte térmico a evaporadores con agua glicolada y la de disipación térmica con agua. El circuito de la disipación térmica con agua se ha montado con tubería de cobre de 22 y 28 mm de diámetro. Las uniones de los diferentes elementos de conexión para tubería, se han realizado con soldadura blanda con estaño-plata (6%) como material de aportación. En cambio, para los circuitos por los que circulará agua glicolada, se ha decidido realizar las uniones con soldadura fuerte oxiacetilénica (18% plata), evitando así, una posible corrosión de las soldaduras blandas por parte del glicol.

Para comenzar a montar las zonas referentes al circuito del refrigerante, el siguiente paso fue posicionar los restantes elementos importantes en la instalación, como el depósito de acumulación, el depósito intermedio, los separadores de aceite y los caudalímetros. Con ello, se pasó a montar la parte de alta presión junto con la zona de flash gas y economizador.

Todas las soldaduras realizadas en el circuito por el que circulará el refrigerante, se realizan con soldadura oxiacetilénica, utilizando varillas de aporte con un contenido en plata del 18% auto decapadas para la unión de tuberías y racorería. Para las soldaduras de componentes con tubería, como las válvulas de expansión, intercambiadores, válvulas de bola, visores de humedad o válvulas antirretorno entre otros, se cubrirán con trapos húmedos y la soldadura se realizará con varillas de un mayor contenido en plata (34-40%), con lo que se reduce la temperatura de fusión de la varilla de aporte, añadiendo decapante en polvo al tratarse de uniones entre materiales diferentes.

También existen diferentes elementos de la instalación con otro tipo de uniones, como son las roscadas o con anillos cónicos deformables. En este

caso, los caudalímetros, los separadores de aceite y las tomas de los depósitos, tiene roscas hembras NPT, por lo que para la unión con las tuberías de cobre K65 se utilizarán racores NPT con anillos cónicos para tubo de 1/2" o 3/8". La estanqueidad de estas uniones se obtiene por la deformación del anillo cónico al realizar el apriete de la rosca, con lo que se produce una pequeña deformación de la tubería. Para este tipo de uniones, hay que evitar el uso de tubería recocida, ya que ésta pierde rigidez y hace que la estanquidad de la unión sea menor. Para el caso de las roscas en general, se utiliza teflón como sellante más pasta con base de teflón.

Para reducir el número de soldaduras y con ello la probabilidad de fugas, siempre que sea posible, se practicará el doblado de las tuberías con un doblatubos, en vez soldar codos. Con ello se evitan dos soldaduras por codo y se produce una pérdida de presión menor, ya que el radio de curvatura es mayor. Para realizar el doblado del tubo sin que aparezca un arrugamiento en la parte interior del doblado, se debe realizar correctamente el recocido de la zona a curvar.

Una vez hecho el montaje de la instalación, se debe realizar la prueba de estanqueidad. Esta prueba es realizada con nitrógeno a dos niveles de presión. Al tener varias tomas para la introducción del nitrógeno en la instalación y varias válvulas de seccionamiento, la parte de los evaporadores de baja y media temperatura, se probará hasta una presión de 60 bar. En cambio, para el resto de la instalación, se aumentará la presión hasta 100 bar. Una vez presurizada la instalación, se monitorizan las presiones durante 24 horas.

En caso que la instalación sea estanca, el último paso es aislar térmicamente todas las tuberías y componentes que puedan tener algún intercambio térmico con el ambiente.

Figura 75: instalación *booster* CO₂ terminada (vista 1).

Figura 76: instalación *booster* CO₂ terminada (vista 2).

6.10. Incidencias y cambios en la instalación

Este apartado está dedicado a detallar las diferentes incidencias que se han tenido durante el montaje y la puesta en marcha de la instalación, así como los cambios realizados sobre el diseño inicial.

6.10.1. Vatímetro

En la instalación se montaron inicialmente un total de tres vatímetros o analizadores de redes para cada uno de los compresores, sin embargo, uno de ellos falló por defecto de fábrica. Debido a ello y a la imposibilidad de repararlo rápidamente, se tomó la opción de sustituirlo por otro del laboratorio. En este caso, el nuevo vatímetro es el modelo A2000 de la marca Gossen Metrawatt.

Figura 77: cambio de vatímetro BM1400 (izq.) por A2000 (der.).

6.10.2. Control del nivel de aceite

Una tarea importante en una instalación de refrigeración es el control del nivel de aceite en los compresores y el retorno de éste a los propios compresores. En este caso, el control y el retorno es realizado por el regulador electrónico del nivel de aceite ESK ERM5-CDH-OC, instalado en cada uno de los compresores.

El problema que se ha detectado, es que el controlador solo hace retornos de aceite cuando detecta un nivel bajo en el compresor, por lo tanto, aunque el depósito separador del aceite esté lleno, si hay suficiente aceite en el compresor, no se realizará el retorno de aceite. Esto provocará que el aceite

del compresor no sea retenido por el separador de aceite y migre hacia la instalación, tal cual se observa en la Figura 78.

Figura 78: circulación de aceite por la instalación.

Este problema, empeora la transferencia de calor en los intercambiadores y además puede producirse la retención del lubricante en determinados puntos de la instalación. Cuando el aceite es miscible con el refrigerante, éste circulará por la instalación hasta retornar a los compresores. Sin embargo, en determinadas condiciones, puede darse el caso que el aceite lubricante no sea miscible con el refrigerante, acumulándose en una parte de la instalación sin la posibilidad de retorno al compresor. Este cambio de miscibilidad se observó en ciertas condiciones de presión y temperatura (Figura 79).

Figura 79: aceite inmisible (izq.) y miscible (der.) con el CO₂ en el recipiente.

Para solucionar en parte este problema, se optó por modificar la forma de actuar del controlador del nivel de aceite y se añadió un temporizador electrónico que permitía realizar los retornos de aceite cada pocas horas, antes que el depósito separador de aceite saturara.

6.10.3. Acumulación aceite en depósito entre etapas

Durante el funcionamiento de la instalación, el problema del control del nivel de aceite anterior derivó a otro problema en el depósito intermedio. En este caso, las condiciones de presión y temperatura de este depósito, hacían que el refrigerante y el aceite fueran inmiscibles, acumulándose éste, en la parte inferior del depósito. La cantidad de aceite acumulado era importante, ya que la mirilla del depósito entre etapas se encuentra situada a 17 cm de la parte inferior del depósito y se observaba el aceite lubricante (Figura 80).

Figura 80: acumulación de aceite inmisible con CO₂ en recipiente intermedio.

Este depósito tiene únicamente 2 salidas, una por la parte superior, por lo que no era posible sacar el aceite, y otra por la parte inferior conectada al nivel de baja temperatura mediante una manguera flexible. En este caso, debido al diferencial de presión entre el depósito intermedio y el nivel de baja temperatura, era posible abrir las válvulas de seccionamiento y devolver el aceite acumulado al nivel de baja presión. Sin embargo, esta solución provocaría un aumento paulatino de la cantidad de aceite en el compresor de

baja temperatura, y una reducción del lubricante en los compresores de media temperatura y paralelo, por lo que no era aconsejable.

La solución adecuada, consistió en modificar la salida inferior del depósito (Figura 81), de forma que conectara con la aspiración del compresor de media temperatura, mediante tubo capilar de cobre de 2 mm de diámetro interior. De esta forma, es el compresor de media temperatura el que succiona el aceite en pequeñas cantidades, si bien existe el riesgo de que aspire algo de refrigerante en estado líquido (difícil por las condiciones del refrigerante en el depósito intermedio), el cual es mezclado con el refrigerante en estado gas recalentado justo antes de la entrada al compresor.

Figura 81: cambio de toma inferior del recipiente intermedio. Antes (izq.), después (der.)

6.10.4. Reducción del caudal de agua

Otro de los problemas que apareció, fue en la bomba de recirculación de agua para la disipación de calor en la instalación. Después de horas de funcionamiento, la bomba no era capaz de trasegar el caudal de agua necesaria para los ensayos. En este caso el problema fue la saturación del filtro de rejilla que tiene el circuito (Figura 82), por lo que la solución fue limpiarlo y repetir la operación cada cierto número de horas.

Figura 82: filtro del circuito de agua saturado.

6.10.5. Exceso de temperatura en descarga del MT_C

Por lo general, los sistemas *booster* CO₂, tienen temperaturas de descarga altas, especialmente en los compresores de media temperatura cuando trabajan en condiciones transcíticas a altas presiones de disipación. En los cálculos teóricos realizados para la configuración *booster* básica (caso más desfavorable), se obtuvieron temperaturas de descarga superiores a 140°C para el punto óptimo de funcionamiento a temperaturas de disipación de 40°C. Una vez puesta en marcha la instalación, se comprobó que las temperaturas de descarga del compresor de media temperatura, llegaban fácilmente a dichos valores, por lo que se decidió instalar un ventilador de culata al compresor (Figura 83) y reducir con ello la temperatura de descarga en aproximadamente 10-15°C.

Figura 83: ventilador de culata en el compresor de media temperatura.

6.10.6. Latiguillos compresores

Otro problema, en este caso derivado del proceso de fabricación de ciertos componentes, fue la instalación de latiguillos flexibles defectuosos. Los latiguillos defectuosos fueron un total de 4 de los 6 instalados (Figura 84), en la unión entre el elemento flexible y el rígido. La solución a este problema, fue instalar nuevos latiguillos de otro fabricante.

Figura 84: pérdidas en los latiguillos flexibles de los compresores.

6.10.7. Mangueras sondas y retorno de aceite

Otro problema similar ocurrió con algunas mangueras utilizadas para las sondas de presión y el retorno de aceite. En una de ellas (Figura 85), la pérdida de refrigerante se veía a simple vista, ya que la expansión del refrigerante a presión ambiental, producía la congelación superficial del tubo. En este caso las mangueras afectadas fueron sustituida por otras nuevas.

Figura 85: pérdida de CO₂ en las mangueras flexibles de los transductores.

En cambio, la fuga de lubricante en la manguera del retorno de aceite al compresor de media temperatura, fue detectada por la formación de un charco de aceite en la bancada de la instalación y en el suelo. Al tratarse del retorno de aceite y para evitar una posible obstrucción del conducto, en lugar de cambiar la manguera por otra nueva, se soldó tubo capilar de 2 mm de diámetro interior a dos tomas de rosca SAE (Figura 86).

Figura 86: pérdida de aceite en el retorno del compresor de media temperatura.

6.10.8. Rotura conexión manómetro

Para la conexión de uno de los presostatos de baja y el manómetro, se utilizó tubo de 1/4", al que se le abocardaron los extremos para realizar la unión con una toma SAE macho mediante el apriete de unos racores locos (Figura 88 izquierda). El problema apareció con las pruebas de presión, observándose que el abocardado se había roto (Figura 87).

Figura 87: rotura de la parte abocardada del tubo.

Para evitar futuros problemas, esta unión con racores locos se sustituyó por una pieza soldada de un único cuerpo (Figura 88 derecha).

Figura 88: conexión manómetro inicial (izq.) y final (der.).

6.10.9. Medida de caudales

En lo referente a la medida de los caudales, ha habido problemas en tres de los caudalímetros diferentes a los Coriolis. En concreto se trata de los caudalímetros encargados de medir el caudal de agua que circula por el intercambiador desrecalentador (ultrasonidos), el que mide el caudal de propilenglicol para el aporte térmico en media temperatura (magnético) y el que se encargaba del caudal de etilenglicol para baja temperatura (magnético). El posible error en la medida de estos caudalímetros se detectó al realizar el balance de energía en los intercambiadores, ya que no coincidían las potencias intercambiadas.

CAPÍTULO 6: Instalación experimental booster CO2

Como solución, se sustituyeron los tres caudalímetros por tres de tipo Coriolis. Los dos que sustituían a los magnéticos, simplemente había que conectarlos a las mangueras flexibles (Figura 89 y Figura 90), sin embargo, la sustitución del caudalímetro por ultrasonidos para la medición del agua por el desrecalentador, derivó en la modificación de esa parte de la instalación tal cual se observa en la Figura 91.

Figura 89: caudalímetro para media temperatura inicial (izq.) y final (der.).

Figura 90: caudalímetro para baja temperatura inicial (izq.) y final (der.).

Figura 91: caudalímetro para desrecalentador inicial (izq.) y final (der.).

6.10.10. Soldaduras

Por último, hubo diferentes problemas por fugas en soldaduras, las cuales se solucionaron volviendo a soldarlas.

Figura 92: fugas en soldaduras.

CAPÍTULO 7. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Una vez descrita la instalación frigorífica desarrollada para la presente tesis doctoral, así como las diferentes configuraciones de ciclo que permiten minimizar el consumo energético de la misma, en este capítulo se lleva a cabo el análisis experimental de la citada planta frigorífica, para poder caracterizar la misma y corroborar los resultados teóricos obtenidos. Para ello es necesario definir las condiciones de funcionamiento de la instalación, así como la metodología a la hora de realizar todos los ensayos, de forma que se puedan comparar los resultados obtenidos empleando parámetros de funcionamiento similares.

7.1. Metodología de ensayos

Los sistemas *booster* CO₂ se caracterizan por tener una gran cantidad de parámetros que afectan, en mayor o menor medida, al funcionamiento del sistema. Dada la imposibilidad de poder analizarlos todos, se ha decidido establecer como variables, aquellos parámetros que mayor impacto energético poseen en instalaciones frigoríficas convencionales, manteniendo el resto con un valor constante. Puesto que en este capítulo se analizan estados de funcionamiento estacionarios o cuasi-estacionarios, es necesario definir cuál es la máxima variabilidad aceptada en cada estacionario. La Tabla 1 resume todos los parámetros controlables, así como los valores ensayados y el margen de variabilidad aceptado.

CAPÍTULO 7: Resultados experimentales

Tabla 6: parámetros controlados y su margen de variabilidad aceptado.

Variable controlada	Unidades	Valor	Variabilidad máxima
Temp. Agua GC/K in	°C	15; 25; 34	±0.2
Temp. Agua DSH in	°C	15; 25; 34	±0.2
Temp. Glicol MTo in	°C	4	±0.2
Temp. Glicol LTo in	°C	-20	±0.2
Caudal Agua GC/K in	m ³ /h	0.24	±0.007
Caudal Agua DSH in	m ³ /h	0.05	±0.0015
Caudal Glicol MTo in	m ³ /h	0.4	±0.01
Caudal Glicol LTo in	m ³ /h	0.11	±0.003
Potencia Térmica MTo	kW	2.7	±0.03
Potencia Térmica LTo	kW	0.9	±0.01
Relación Potencias Evaporadores	kW	3	±0.03
Recalentamiento Útil MTo	K	5	±0.2
Recalentamiento Útil LTo	K	5	±0.2
Presión depósito (BB+DSH+FG)	bar	35	±0.2

Adicionalmente a los valores mostrados en la Tabla 6, se ha tomado una variabilidad máxima de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ para todas las medidas de temperatura, ± 0.2 bar para todas las medidas de presión, $\pm 3\%$ para las medidas de caudal, y $\pm 1\%$ para los cálculos de potencias térmicas en los evaporadores para simular los servicios de media y baja temperatura.

Para tratar de mantener unas condiciones similares en los intercambiadores de calor, se ha decidido controlar el caudal y la temperatura de entrada del fluido secundario a dichos intercambiadores. De esta manera, en el caso del circuito de agua utilizado para la disipación de calor en el intercambiador *gas-cooler*/condensador (GC/K) y en el desrecalentador (DSH), se analizan tres temperaturas o niveles de disipación, controlando la temperatura de entrada del agua a 15, 25 y 34°C , manteniendo el caudal de agua por cada intercambiador de acuerdo con la Tabla 6. El ensayo en estos tres niveles de temperatura permite cubrir un amplio rango de funcionamiento de la planta frigorífica. De esta forma la instalación operará en las tres zonas características de sistemas transcríticos, subcrítico (15°C), transcrítico (34°C) y zona de transición (25°C).

En el caso de los servicios de media y baja temperatura, se ha decidido mantener una temperatura del glicol a la entrada del evaporador de media temperatura de 4°C, y de -20°C en el de baja temperatura. Estos valores se corresponden con unos niveles de evaporación del refrigerante de en torno a -6°C para media temperatura, y de -32°C para baja temperatura, de acuerdo con el funcionamiento habitual de este tipo de instalaciones [87].

Respecto al circuito del refrigerante, se mantendrá un recalentamiento fijo en los dos evaporadores de 5.5K. Dicho recalentamiento es controlado por las válvulas de expansión electrónicas.

Para el caso de la configuración *booster* con *flash-gas*, la presión del depósito será controlada por otra válvula electrónica, la cual mantendrá una presión próxima a 35 bar ($\approx 0^\circ\text{C}$ en saturación) para todos los ensayos realizados en dicha configuración. Este valor es habitual en este tipo de instalaciones ya que permite mantener un diferencial de presión por encima del mínimo aconsejado por el fabricante (3.5 bar) en la válvula de expansión del evaporador de media temperatura.

Por último, otro parámetro importante a la hora de comparar las diferentes configuraciones *booster*, es mantener un nivel de potencia frigorífica concreta en cada nivel de evaporación. Además, se ha elegido mantener una relación de potencias entre media y baja temperatura de 3 (relación de potencias frigoríficas similar a la de un supermercado típico del mercado español [19,20,88]). Un ejemplo del valor de todos estos parámetros, dentro del rango de variabilidad aceptado, se muestra en la Figura 93.

Figura 93: funcionamiento dentro del rango de variabilidad aceptado.

La cantidad de variables a controlar en estos sistemas, hace que mantener los estacionarios dentro de los límites citados sea más complicado que en una instalación de simple etapa. Debido a ello, se han añadido nuevas variables en el programa para facilitar el análisis dentro de margen de variabilidad aceptado (Tabla 6). Estas variables representan los valores promedio en un tiempo de 15 minutos de la potencia frigorífica en media y baja temperatura, su relación de potencias frigoríficas, los caudales de los fluidos secundarios y las temperaturas promedio a la entrada de los intercambiadores en la parte de los fluidos secundarios. A la hora de realizar los ensayos, tomaremos estas variables promedio como referencia, de forma que, si la variabilidad está dentro de los rangos permitidos, se dará el ensayo como válido.

7.2. Procedimiento experimental

El modo de actuación a la hora de realizar los ensayos consiste en controlar las nuevas variables promedio creadas en el programa.

Para cada caso se van modificando los parámetros de caudal y temperatura de impulsión de los fluidos secundarios, la frecuencia de funcionamiento de los compresores y la presión de disipación del *gas-cooler*/condensador. Con la modificación de todas estas variables, se trata de conseguir unos valores promedio dentro del margen de variabilidad aceptado en los ensayos (Tabla 6). Una vez llegado a ese punto, se toman datos durante los siguientes 15 minutos con un periodo de muestreo de 2 segundos y sin modificar ningún parámetro de funcionamiento de la instalación.

Los ensayos se realizan para tres temperaturas del agua (15, 25 y 34°C) a la entrada de los dos intercambiadores *gas-cooler*/condensador. Esta temperatura se regula mediante la unidad de disipación térmica del SAT, la cual, a su vez, controla la temperatura del agua a la entrada del desrecalentador (DSH). Para ajustar el caudal de agua por cada uno de los tres intercambiadores utilizados en la disipación de calor, se dispone de una bomba que recircula el caudal total de agua y tres válvulas de equilibrado Tour Andersson® (una por cada intercambiador) que permiten asegurar el mismo caudal en cada uno de los dos intercambiadores que componen el conjunto GC/K. Además, hay instalados dos caudalímetros para poder registrar los valores de los caudales y asegurar que éstos sean correctos.

Para cada temperatura de ensayo, se realizará un barrido de presiones de disipación, desde la presión más baja posible (válvula *back-pressure* abierta al 100%), hasta una presión máxima de 100 bar.

Para el control de los parámetros en el evaporador de media temperatura, el ajuste de la temperatura de entrada (4°C) y el caudal del circuito de glicol (0.4 m³/h), se realiza mediante la unidad de disipación térmica SAT y la velocidad de la bomba de recirculación utilizada. En el lado del refrigerante, se controla, de forma directa, el recalentamiento con la válvula de expansión electrónica y de forma indirecta, la potencia térmica intercambiada (2.7 kW)

a partir de la medida de caudal de CO₂ dada por el caudalímetro de media temperatura y del cálculo de entalpías de entrada y salida del evaporador.

Para el evaporador de baja temperatura, se actúa de forma análoga al caso anterior, pero en este caso para una temperatura de glicol a la entrada del intercambiador de -20°C y un caudal de 0.11 m³/h. En este caso la potencia intercambiada es de 0.9 kW, calculada de la misma forma que la potencia anterior, aunque teniendo en cuenta que antes de la válvula de expansión, existe un intercambiador de calor interno (IHX) que reduce la temperatura del refrigerante antes de expandirlo.

7.3. Configuraciones analizadas

En este apartado se analizan las diferentes configuraciones ensayadas experimentalmente en la planta frigorífica descrita en el CAPÍTULO 6. El análisis ha sido realizado para un total de tres configuraciones *booster* CO₂: la configuración básica (BB), la configuración básica con el desrecalentador entre las dos etapas de compresión (BB+DSH) y, por último, la configuración anterior añadiendo la válvula de *flash-gas* (BB+DSH+FG).

De las tres configuraciones, las dos primeras (BB y BB+DSH) han sido analizadas extensamente en el artículo “*Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility*” (CAPÍTULO 5), por lo que se resumirán los principales resultados de estos dos sistemas. Sin embargo, para el caso del sistema BB+DSH+FG, se realizará un análisis más extenso.

7.3.1. Principales resultados de los sistemas BB y BB+DSH

El esquema de ambas instalaciones con sus respectivos componentes queda representado en la Figura 94. El único cambio que existe físicamente, entre una y otra configuración, es el uso del desrecalentador DSH (punto N en Figura 94).

Figura 94: esquema de la configuración *booster* básico (BB) y con desrecalentador (BB+DSH).

Los principales resultados experimentales obtenidos se resumen en los siguientes apartados.

7.3.1.1. Ciclo termodinámico

La introducción del DSH permite reducir la temperatura del refrigerante a la salida del compresor de baja temperatura. Esto hace que la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor de media temperatura también se reduzca y con ello, la temperatura de descarga de dicho compresor. Además, se obtiene una presión óptima de disipación menor, aunque como contrapartida, la presión del recipiente aumenta y se reduce ligeramente la potencia frigorífica específica en los evaporadores.

7.3.1.2. Temperatura del compresor de media temperatura

En términos generales, la introducción del DSH, produce una reducción de la temperatura de unos 7K en la línea de succión del compresor de media temperatura (MT_C), siendo esta reducción, muy similar en las tres temperaturas de disipación analizadas. Por otro lado, se consiguen reducciones de la temperatura en la descarga del MT_C de 5K para la

temperatura de disipación de 15°C, 7K para 25°C y hasta 10K para 34°C. Basándose únicamente en términos térmicos, esta reducción de temperaturas es beneficioso para el funcionamiento del compresor y para el propio aceite lubricante del compresor, ya que, a mayor temperatura, el aceite se degrada con mayor facilidad, reduciéndose a la larga, la vida útil del compresor.

7.3.1.3. Rendimiento del MT_C

En cuanto al rendimiento global del compresor, la reducción de la temperatura del refrigerante en la aspiración de MT_C , produce una reducción del volumen del refrigerante, lo que conlleva a que el compresor pueda trasegar un mayor caudal másico para una misma velocidad de giro. Con ello, se consiguen aumentos del rendimiento global en el MT_C , para los puntos de funcionamiento óptimo, del 8.45% para la temperatura de disipación de 15°C, del 5.6% para 25°C y del 4.9% para 34°C.

7.3.1.4. Consumo del MT_C

Otro punto importante es el consumo de energía de los compresores. En este caso, el DSH afecta principalmente al consumo de energía del compresor de media temperatura, con reducciones de potencia eléctrica en los puntos de funcionamiento óptimo del 0.62% para una temperatura de disipación de 15°C, del 4.5% para 25°C y del 8% para 34°C.

7.3.1.5. COP

El último punto analizado es el COP de ambas configuraciones (Figura 95). Para ello se han tenido en cuenta las potencias frigoríficas generadas en los evaporadores, las potencias eléctricas de los compresores y los consumos eléctricos adicionales en el funcionamiento de cada una de las configuraciones. Se obtuvieron mejoras del COP en el sistema que incorpora el DSH. del 2.9% para una temperatura de disipación de 15°C, un 4.31% para 25°C y una mejora del COP del 7.05% para temperaturas de 34°C en la disipación.

Figura 95: COP vs Presión GC/K (BB y BB+DSH).

7.4. *Booster* CO₂ con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG)

Esta última configuración analizada, representada en la Figura 96, incorpora una nueva válvula de expansión denominada *flash-gas* (punto R en Figura 96). Esta válvula es la encargada de mantener una presión determinada aguas arriba, es decir, se encarga de fijar la presión en el depósito de líquido (punto I en Figura 96). En las anteriores configuraciones, la presión del depósito dependía de la temperatura y la presión de disipación, por lo que en todo momento era variable. Sin embargo, en esta configuración, la presión del depósito podrá mantenerse constante en todos los ensayos y conseguir así unas condiciones de funcionamiento más estables.

Figura 96: esquema de la configuración *booster* con desrecalentador y *flash-gas* (BB+DSH+FG).

El beneficio de reducir la presión del depósito consiste en el aumento de la potencia específica en evaporadores, por lo que, a una mayor reducción de la presión en éste, mayor potencia específica y, por consiguiente, una menor necesidad de caudal de CO₂ en los evaporadores, para una misma potencia frigorífica.

Como contrapartida, la reducción de la presión en el depósito de líquido se consigue con la extracción de refrigerante en estado gas saturado de éste, para posteriormente expandirlo y mezclarlo con el CO₂ proveniente de la salida del evaporador de media temperatura y la descarga del compresor de baja. Este hecho, aunque reduce el caudal de refrigerante enviado a los servicios, aumenta el caudal trasegado por el compresor MT_C a causa del gas del depósito expandido.

En los siguientes apartados, se analiza el funcionamiento de esta configuración para temperaturas de disipación de 15 y 25°C. Se ha decidido no ensayar la configuración para la temperatura de disipación de 34°C, debido a que era necesario aumentar la velocidad del compresor por encima de los 2030 rpm (70Hz) y el fabricante de compresores no lo recomienda.

7.4.1. Metodología de ensayos

La metodología de los ensayos es la misma indicada en el CAPÍTULO 5. La única diferencia reside en que mantendremos una presión del depósito constante a 35bar. Se ha decidido ensayar a este nivel de presión en el depósito debido a que es una presión estándar de trabajo para el depósito de líquido, en los sistemas *booster* CO₂ con *flash-gas* [87].

Los valores de los principales parámetros controlados en esta configuración quedan resumidos en la Tabla 7. Los datos correspondientes a los encabezados de color oscuro, son los valores que se mantuvieron constantes para todos los estados de equilibrio en los tres sistemas.

Tabla 7: rango de datos obtenidos para las tres configuraciones.

Gas-cooler / condensador									
SISTEMAS	TEMP. DE DISIPACION (°C)	Desrecalentador							
		T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)	T _{ref,out} (min/max) (°C)	ṁ _{ref} (min/max) (kg h ⁻¹)	Presión _{ref} (min/max) (bar)	Q _{ref} (min/max) (W)	T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)
BOOSTER BASICO + DSH	15	15 ± 0.03	0.24 ± 0.001	15.1 ± 19.95	60.84 ± 66.6	65.3 ± 90	4559 ± 4731	-	-
	25	25.1 ± 0.03	0.24 ± 0.001	25.1 ± 28.17	68.4 ± 74.88	78.5 ± 95	4991 ± 5095	-	-
	34	34 ± 0.05	0.24 ± 0.001	34.3 ± 36.09	78.48 ± 85.32	91.2 ± 100	5515 ± 5603	-	-
BOOSTER BASICO + DSH	15	15 ± 0.03	0.24 ± 0.001	15 ± 19.9	60.84 ± 66.6	65.3 ± 90	4463 ± 4662	15.2 ± 0.05	0.05 ± 0.001
	25	25.1 ± 0.03	0.24 ± 0	25.1 ± 28	68.4 ± 74.88	78.3 ± 95	4855 ± 4953	25.1 ± 0.04	0.05 ± 0.001
	34	34 ± 0.13	0.24 ± 0.001	34.3 ± 36.12	78.84 ± 84.96	91.2 ± 100	5288 ± 5485	33.9 ± 0.11	0.05 ± 0.001
BOOSTER BASICO + DSH + FG	15	15 ± 0.01	0.24 ± 0.002	15.1 ± 23.87	66.6 ± 82.08	67 ± 90	4938 ± 5027	15.2 ± 0.01	0.05 ± 0.001
	25	25 ± 0.01	0.24 ± 0.001	25 ± 27.68	77.4 ± 87.48	81.1 ± 95	5531 ± 5609	25 ± 0.01	0.05 ± 0.001

Evaporador de Media Temperatura									
SISTEMAS	TEMP. DE DISIPACION (°C)	Evaporador de Baja Temperatura							
		T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)	T _o (°C)	ṁ _{ref} (min/max) (kg h ⁻¹)	RU (K)	Q _{ref} (W)	T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)
BOOSTER BASICO	15	-20 ± 0.01	0.11 ± 0.002	-30.6 ± 0.1	14.4 ± 15.48	6 ± 0.5	897 ± 2	4 ± 0.05	0.4 ± 0
	25	-20 ± 0.04	0.11 ± 0.002	-32.2 ± 0.4	15.84 ± 16.92	5.1 ± 0.3	900 ± 2	4 ± 0.02	0.4 ± 0
	34	-20 ± 0.11	0.11 ± 0.002	-31.1 ± 0.3	17.64 ± 19.44	5.6 ± 0.3	898 ± 5	4 ± 0.03	0.4 ± 0
BOOSTER BASICO + DSH	15	-20 ± 0.06	0.11 ± 0.002	-30.1 ± 0.2	14.4 ± 15.48	5.5 ± 0.2	897 ± 2	4 ± 0.06	0.4 ± 0
	25	-20 ± 0.01	0.11 ± 0.001	-31.6 ± 0.2	15.84 ± 16.92	5.7 ± 0.4	898 ± 2	4 ± 0.05	0.4 ± 0.01
	34	-20 ± 0.08	0.11 ± 0.002	-30.9 ± 0.3	17.64 ± 19.08	5.3 ± 0.2	898 ± 4	4.1 ± 0.02	0.4 ± 0
BOOSTER BASICO + DSH + FG	15	-20.1 ± 0.05	0.11 ± 0.002	-30.9 ± 0.2	12.96 ± 12.96	7.4 ± 0.9	896 ± 2	4 ± 0.03	0.4 ± 0
	25	-20.3 ± 0.15	0.11 ± 0.006	-31.4 ± 0.4	12.6 ± 12.96	10.2 ± 0.9	894 ± 5	4 ± 0.02	0.4 ± 0.01

Evaporador de Alta Temperatura									
SISTEMAS	TEMP. DE DISIPACION (°C)	Evaporador de Media Temperatura							
		T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)	T _o (°C)	ṁ _{ref} (min/max) (kg h ⁻¹)	RU (K)	Q _{ref} (W)	T _{agua,in} (°C)	Caudal _{agua} (m ³ h ⁻¹)
BOOSTER BASICO	15	-20 ± 0.01	0.11 ± 0.002	-30.6 ± 0.1	14.4 ± 15.48	6 ± 0.5	897 ± 2	4 ± 0.05	0.4 ± 0
	25	-20 ± 0.04	0.11 ± 0.002	-32.2 ± 0.4	15.84 ± 16.92	5.1 ± 0.3	900 ± 2	4 ± 0.02	0.4 ± 0
	34	-20 ± 0.11	0.11 ± 0.002	-31.1 ± 0.3	17.64 ± 19.44	5.6 ± 0.3	898 ± 5	4 ± 0.03	0.4 ± 0
BOOSTER BASICO + DSH	15	-20 ± 0.06	0.11 ± 0.002	-30.1 ± 0.2	14.4 ± 15.48	5.5 ± 0.2	897 ± 2	4 ± 0.06	0.4 ± 0
	25	-20 ± 0.01	0.11 ± 0.001	-31.6 ± 0.2	15.84 ± 16.92	5.7 ± 0.4	898 ± 2	4 ± 0.05	0.4 ± 0.01
	34	-20 ± 0.08	0.11 ± 0.002	-30.9 ± 0.3	17.64 ± 19.08	5.3 ± 0.2	898 ± 4	4.1 ± 0.02	0.4 ± 0
BOOSTER BASICO + DSH + FG	15	-20.1 ± 0.05	0.11 ± 0.002	-30.9 ± 0.2	12.96 ± 12.96	7.4 ± 0.9	896 ± 2	4 ± 0.03	0.4 ± 0
	25	-20.3 ± 0.15	0.11 ± 0.006	-31.4 ± 0.4	12.6 ± 12.96	10.2 ± 0.9	894 ± 5	4 ± 0.02	0.4 ± 0.01

7.4 Booster CO2 con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG)

La validación de las potencias intercambiadas en los intercambiadores, ha sido realizada siguiendo el mismo procedimiento del CAPÍTULO 5.

La Figura 97 muestra el balance térmico en el evaporador de baja temperatura entre el refrigerante y el glicol, para todas las configuraciones analizadas. En este caso, la potencia intercambiada es cercana a los 0.9 kW con una variación inferior al 7%. Para el caso del DSH, el balance térmico es algo superior, pero por debajo siempre del 10%.

Figura 97: validación de la transferencia de calor en el evaporador de baja temperatura (LT0) y el desrecalentador (DSH).

Por otro lado, la Figura 98 muestra el balance térmico del evaporador de media temperatura, con una potencia frigorífica cercana a 2.7 kW. La diferencia máxima en el balance de potencias del evaporador de media, entre el refrigerante y el glicol, es inferior al 5%. Por otro lado, la diferencia máxima en el balance de potencias entre el refrigerante y el agua, en el GC/K, también se mantiene por debajo del 5% con una transferencia de calor de 4.4 kW a 5.5 kW.

Figura 98: validación de la transferencia de calor en el evaporador de media temperatura (MTo) y en el refrigerador de gas/condensador (GC/K).

En resumen, las diferencias en el balance de potencias en la transferencia de calor, entre el CO_2 y los fluidos secundarios, están por debajo del 10% y el 90% de las medidas están por debajo del 5% de error. Por consiguiente, las medidas realizadas en los ensayos pueden considerarse como correctas.

7.4.2. Resultados y discusión

En esta sección se muestran los resultados obtenidos en la configuración con *flash-gas*. En primer lugar, se muestra el diagrama P-h para las dos temperaturas de disipación analizadas, con el fin de remarcar las principales diferencias entre ambas configuraciones. En segundo lugar, se analizan los principales parámetros que afectan al funcionamiento de los compresores. Finalmente se analiza el COP obtenido en la planta frigorífica, así como el efecto de la configuración sobre la presión óptima.

7.4.2.1. Diagramas P-h.

A diferencia de los sistemas anteriores sin válvula *flash-gas*, la presión y temperatura de disipación no afecta a la presión de depósito. Esto hace que la presión del refrigerante distribuido a los evaporadores, antes de su

7.4 Booster CO2 con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG)

expansión, sea siempre constante, por lo que la potencia específica en ellos se mantendrá muy similar en todos los ensayos, consiguiendo un sistema más estable y seguro. En la Figura 99, se representan los diagramas P-h en los puntos de funcionamiento óptimo de los sistemas sin flash-gas (BB+DSH) y con flash-gas (BB+DSH+FG), para temperaturas de disipación de 25°C

Figura 99: diagramas P-h para temperatura de disipación de 25°C.

7.4.2.2. Funcionamiento del compresor de media temperatura.

La utilización de la válvula flash-gas, reduce el caudal a través de los evaporadores para una misma potencia frigorífica. Sin embargo, este sistema modifica el caudal trasegado por el compresor de media temperatura, ya que, tiene que comprimir el refrigerante expandido desde el depósito de líquido a través de la válvula *flash-gas*. Esto hace que el caudal comprimido por el compresor de media pueda aumentar o disminuir respecto a un sistema sin *flash-gas*, en función de las condiciones de funcionamiento del ciclo.

7.4.2.3. Caudal de refrigerante en compresores

Tal y como se observa en la Figura 100, el caudal másico de refrigerante que circula por el evaporador de baja temperatura se mantiene prácticamente constante, independientemente de la presión y temperatura de disipación. Lo mismo ocurre con el caudal de refrigerante a través del evaporador de media

temperatura. Todo ello es debido al control de la presión del depósito de líquido.

El único caudal de CO₂ que varía dependiendo de las condiciones de disipación, para unas mismas potencias frigoríficas, a parte del caudal por el GC/K, es el caudal de refrigerante expandido por la válvula *flash-gas*, es decir, el refrigerante en estado gas saturado extraído desde el depósito de líquido.

La Figura 100 muestra cómo se distribuyen los caudales del refrigerante en la instalación frigorífica dependiendo de la temperatura de disipación (15 y 25°C). A temperaturas de disipación mayores, se observa un incremento en el porcentaje de caudal refrigerante en estado gas saturado extraído desde el depósito de líquido. Esto es debido al mayor título de vapor en el depósito cuanto mayor es la temperatura de disipación.

Figura 100: distribución de los caudales en el *booster* CO₂ con FG y DSH.

7.4.2.4. Temperaturas de aspiración y descarga de MT_C

Debido a que las condiciones de funcionamiento del compresor de baja temperatura se mantienen prácticamente constantes para todos los ensayos con flash-gas, las temperaturas de aspiración y descarga también lo serán. En

7.4 Booster CO2 con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG)

este caso, estas variables tienen un valor similar, con temperaturas entre -5.3 y -4.3°C en aspiración y entre 82.2 y 83.7°C en descarga.

En el caso del compresor de media temperatura (MT_C) no ocurre lo mismo, tal cual se observa en la Figura 101.

Figura 101: temperaturas de aspiración y descarga del MT_C .

Aunque las condiciones del refrigerante a la salida del evaporador de media temperatura se mantienen prácticamente constantes para las dos temperaturas de disipación, la variación de la temperatura del refrigerante proveniente del DSH y del caudal inyectado a través de la *flash-gas*, hacen que temperatura de aspiración varíe ligeramente, aunque casi despreciable, de forma que, para una misma presión, a mayor temperatura de disipación, la temperatura de aspiración del compresor MT disminuya. Esto es debido al aumento caudal de *flash-gas* inyectado en la del compresor de MT a una temperatura próxima a -6°C . Aunque la temperatura del refrigerante proveniente de la etapa de baja sea mayor a mayores temperaturas de disipación con el DSH, el efecto de “enfriamiento” producido por el caudal de *flash-gas* inyectado, es superior, y por ello, la ligera reducción de temperatura de aspiración al aumentar la temperatura de disipación.

CAPÍTULO 7: Resultados experimentales

Por otro lado, la temperatura en la descarga de MT aumenta con la temperatura y presión de disipación. Esto es debido a que el caudal comprimido por el compresor aumenta con el aumento de los anteriores dos parámetros.

7.4.2.5. Potencia de los compresores

En este caso, al igual que ocurría con las temperaturas de aspiración y descarga del compresor de baja temperatura, las potencias consumidas por dicho compresor se mantienen prácticamente constantes en todos los ensayos, con una potencia que ronda los 445 W con una variación menor al 1%, tal cual puede contrastarse en los valores de la Tabla 8.

Tabla 8: datos experimentales de compresores.

TEMP. DE DISIPACION (°C)	Compresores				
	LT _{C_POWER} (min/max) (W)	LT _{C_N} (min/max) (rpm)	LT _{C_T_discharge} (min/max) (°C)	LT _{C_η_GLOBAL} (min/max) (-)	LT _{C_η_VOL} (min/max) (-)
15	443 ÷ 448	858 ÷ 873	81 ÷ 82	0.58 ÷ 0.59	0.63 ÷ 0.63
25	435 ÷ 448	864 ÷ 864	83 ÷ 84	0.58 ÷ 0.59	0.63 ÷ 0.65
	MT _{C_POWER} (min/max) (W)	MT _{C_N} (min/max) (rpm)	MT _{C_T_discharge} (min/max) (°C)	MT _{C_η_GLOBAL} (min/max) (-)	MT _{C_η_VOL} (min/max) (-)
15	1422 ÷ 1885	1298 ÷ 1531	84 ÷ 111	0.77 ÷ 0.89	0.63 ÷ 0.71
25	2097 ÷ 2352	1661 ÷ 1726	106 ÷ 121	0.81 ÷ 0.89	0.61 ÷ 0.69

Debido a que la potencia consumida por el compresor LT permanece prácticamente constante, no es necesario representar gráficamente el consumo energético para los distintos ensayos realizados. Sin embargo, la potencia consumida por el compresor MT varía con las condiciones de funcionamiento, tal cual se muestra en la Figura 102. En ella se puede observar que hay un punto óptimo de funcionamiento o de menor consumo. Dado que las potencias frigoríficas de ambos servicios y la potencia del compresor de baja temperatura permanecen constantes, la presión a la cual se alcance este punto óptimo, coincidirá con la presión óptima que maximiza el COP de la instalación.

7.4 Booster CO2 con desrecalentador y flash-gas (BB+DSH+FG)

Figura 102: potencia del MTc.

7.4.2.6. COP

La Figura 103 muestra las curvas características de COP para las temperaturas de evaporación de 15 y 25°C. Tal cual se ha comentado en la Sección 7.4.2.5, la gráfica es similar a la de la potencia eléctrica del compresor de media temperatura.

En este caso, para la temperatura de evaporación de 15°C, el máximo COP se sitúa en 1.93, para una presión de evaporación en el GC/K de 69 bar. Por otro lado, para una temperatura de evaporación de 25°C, se alcanza un COP de 1.42 a una presión en el GC/K de 83 bar.

Figura 103: COP para la configuración BB+DSH+FG.

Como se puede observar, las curvas características del COP para ambas temperaturas de disipación, difieren en lo acentuadas que son. La curva característica del COP para una temperatura de disipación de 15°C tiene una mayor dependencia de la presión de disipación, por lo que, en las zonas próximas al punto óptimo, funcionar con valores de presión de ± 1 bar puede ocasionar que el sistema pase de un COP de 1.92 (68 bar) a un COP de 1.73 (67 bar). Por tanto, en este tipo de configuración, a medida que, disminuye la temperatura de disipación, el control de la presión óptima debería ser más preciso.

7.5. Comparativa entre las configuraciones analizadas

En esta sección se muestra una breve comparación de los principales parámetros característicos, entre las tres configuraciones analizadas de forma experimental.

7.5.1. Presión óptima

Las presiones óptimas para los tres sistemas analizados se muestran en la Figura 104. Se observa como el sistema que obtiene unas presiones óptimas de disipación menores, independientemente de la temperatura de disipación, es el sistema *booster* CO₂ con desrecalentador (BB+DSH), seguido del *booster* CO₂ sin desrecalentador (BB) y por último el sistema que añade la válvula de *flash-gas* (BB+DSH+FG). Este último sistema aumenta la presión óptima en 2.5 bar para una temperatura del agua de 15°C y 2 bar para 25°C, respecto a la configuración BB+DSH.

Figura 104: presiones óptimas del GC/K y depósito en las tres configuraciones.

En los sistemas *booster*, la presión óptima va ligada principalmente al consumo de los compresores de alta presión (MT), el cual depende de las condiciones de aspiración del refrigerante y del caudal comprimido. Este último, depende a su vez de la presión del depósito de líquido y del título de vapor en éste, condicionando los caudales necesarios por cada una de las líneas (evaporadores y *flash-gas*).

Cuanto menor sea la presión del depósito, la potencia específica en evaporadores aumentará y con ello, se reducirá el caudal másico necesario en éstos para una misma potencia frigorífica.

Para configuraciones sin *flash-gas* en régimen transcrito, la reducción de presión del depósito se conseguirá con el aumento de la presión de disipación. Esto afectará en la reducción del consumo de los compresores por la reducción del caudal másico a comprimir, pero, por el contrario, aumentará el consumo por el aumento de la tasa de compresión de MT.

Cuando se trabaja con *flash-gas* en condiciones transcríticas, la reducción de presión del depósito es independiente de la presión de disipación (Figura 105), sin embargo, para una misma presión de disipación, la reducción de la presión en el depósito provoca un aumento del título de vapor en éste, lo que conlleva al aumento del caudal másico de *flash-gas*. De la misma manera, el aumento de la presión de disipación manteniendo la presión del depósito, reduce también el título de vapor en el depósito, lo que conlleva al mismo efecto. Teniendo en cuenta estos aspectos, operando con *flash-gas* el consumo se verá afectado, no solo por las variables de presión del depósito y disipación, sino también por el caudal másico *flash-gas* necesario para conseguir una presión determinada en el depósito.

Este hecho hace que, la presión óptima estará condicionada por varios parámetros y no siempre reducir la presión de disipación aumentará la eficiencia de la instalación.

7.5 Comparativa entre las configuraciones analizadas

Figura 105: presiones del depósito en condiciones de disipación óptimas.

7.5.2. Temperaturas de aspiración y descarga de MT_C

Una parte importante en las instalaciones *booster* CO₂ es la temperatura del refrigerante en la descarga de los compresores MT (compresores con temperatura de descarga más elevada), ya que el exceso de temperatura es perjudicial tanto para los componentes de los compresores, como para el aceite lubricante. Esta temperatura de descarga viene directamente relacionada con las condiciones del refrigerante en la aspiración, el caudal a comprimir por el compresor y la presión de descarga. En la Figura 106 y Figura 107 se han representado las temperaturas de aspiración y descarga del compresor MT para las diferentes condiciones de disipación ensayadas en las tres configuraciones.

En relación a las temperaturas de aspiración del compresor MT, las temperaturas más altas se generan con el sistema BB, seguido del sistema BB+DSH y finalmente el sistema BB+DSH+FG. La reducción de temperatura en la aspiración de la configuración BB+DSH respecto a la configuración BB es debida, principalmente, a la reducción de la temperatura del refrigerante proveniente de la descarga del compresor LT, producida por el DSH. En el caso de la configuración BB+DSH+FG, la reducción de la temperatura de aspiración respecto a la configuración BB+DSH se produce

por dos motivos. En primer lugar, debido a la reducción del refrigerante proveniente de los compresores de LT (refrigerante con mayor temperatura) y, en segundo lugar, por la inyección de refrigerante a baja temperatura (temperatura de evaporación de MT), proveniente del depósito de líquido, mediante la válvula *flash-gas*.

Figura 106: temperaturas de aspiración del compresor MT en condiciones de disipación óptimas.

Por otro lado, tal cual aumentamos la temperatura de disipación, la diferencia en la temperatura de aspiración del compresor MT entre un sistema con o sin DSH se reducirá. Por el contrario, con la introducción del FG, la diferencia de temperatura aumentará con el aumento de la temperatura de disipación. Esto se debe principalmente al incremento del caudal *flash-gas* a baja temperatura introducido antes de la etapa de compresión.

En lo que respecta a la temperatura de descarga, la mayor diferencia entre las configuraciones analizadas se presenta cuando se introduce el desrecalentador. En este caso, el uso del DSH provoca una reducción en la descarga entre 5.2 y 10.9°C. En cambio, el uso de *flash-gas*, solamente introduce disminuciones entre 1.2 y 4.3°C para media y baja temperaturas de disipación.

Figura 107: temperaturas de descarga del compresor MT en condiciones de disipación óptimas.

7.5.3. Potencia de compresores

La potencia eléctrica consumida por los compresores está directamente relacionada con el COP de la instalación. La Figura 108 se representan las potencias eléctricas del compresor LT para todas las configuraciones y temperaturas de disipación, en las condiciones de presión óptimas. La Figura 109 muestra lo propio, pero con las potencias eléctricas del compresor MT.

En el caso del compresor LT, las diferencias de consumo entre la configuración BB y BB+DSH son prácticamente despreciables. Esto es debido a las condiciones de funcionamiento similares de dicho compresor. Sin embargo, en el sistema BB+DSH+FG, al reducir la presión del depósito y el título de vapor a la entrada del evaporador de baja, el caudal másico de refrigerante necesario para una misma potencia frigorífica se reduce, lo que provoca la reducción significativa de la potencia eléctrica necesaria por el compresor LT.

Figura 108: comparativa de potencia de los compresores LT en condiciones de disipación óptimas.

Para el caso del compresor MT representado en la Figura 109, se observa como el sistema BB+DSH+FG, es el que más potencia eléctrica necesita debido al incremento del caudal de refrigerante proveniente del depósito por medio de la válvula *flash-gas*.

Comparando los sistemas sin *flash-gas* (BB vs. BB+DSH), el sistema con DSH siempre necesita menor potencia eléctrica en el compresor MT debido a la mejora que sufre en su comportamiento. En términos cuantitativos, esta reducción es del 2.6% para 15°C, 4.8% para 25°C y del 7.8% para 34°C.

Figura 109: comparativa de potencia de los compresores MT en condiciones de disipación óptimas.

7.5.4. COP

El último resultado a comparar es el COP para cada una de las configuraciones y temperaturas de disipación. Este parámetro depende de la potencia frigorífica obtenida en evaporadores y de los consumos eléctricos de la instalación, que provienen principalmente de los consumos eléctricos de los compresores y ventiladores. En este caso, en la Figura 110 se han representado los valores de COP para los puntos de presión ensayados, aunque lo importante es la comparación entre los puntos óptimos de funcionamiento.

Figura 110: comparativa de COP.

Para todos los casos, se ha considerado un consumo adicional de 40 W para un ventilador axial instalado en la culata del compresor MT, y otro de 40 W para los sistemas que utilizan DSH. Este último valor modela la potencia que necesitaría el ventilador a instalar en el intercambiador DSH si éste fuera de flujo cruzado con aire, en vez de placas.

En la Figura 111 se representa el incremento del COP del sistema BB+DSH y BB+DSH+FG respecto al sistema BB. En este caso se compara el funcionamiento en los puntos óptimo de funcionamiento para cada sistema en cada una de las temperaturas de disipación ensayadas.

CAPÍTULO 7: Resultados experimentales

Se observa como el sistema con *flash-gas*, no ofrece beneficios energéticos respecto a los otros dos sistemas para bajas temperaturas de disipación. Sin embargo, para temperaturas de disipación mayores, el sistema con *flash-gas* obtiene reducciones en el consumo energético respecto a los otros dos sistemas ensayados (4.31 y 5.17%).

Figura 111: comparativa de incrementos del COP.

7.6. Conclusión

En esta sección se ha comparado experimentalmente tres configuraciones *booster* CO₂, entre las que se encuentran el sistema básico (BB), el básico con desrecalentador entre etapas de compresión (BB+DSH) y el mismo, pero con la válvula flash-gas (BB+DSH+FG).

Las configuraciones han sido analizadas para las temperaturas de disipación de calor de 15, 25 y 34°C, excepto en el caso del BB+DSH+FG, en el que solo han podido ensayarse las dos primeras, debido a las limitaciones del fabricante de compresores.

Se han mantenido unos parámetros de control fijos para todos los sistemas ensayados, así como las potencias frigoríficas en evaporadores (0,9 kW en baja y 2,7 kW en media).

Los parámetros de mayor relevancia a la hora de analizar la instalación han sido, la presión de funcionamiento óptima en la disipación (GC/K), la temperatura de aspiración y descarga del compresor de media temperatura, la potencia eléctrica de los compresores y el COP máximo de las configuraciones.

Las presiones de disipación óptimas son similares en las tres configuraciones, sin embargo, para las tres temperaturas de disipación, el sistema BB+DSH obtiene el valor menor, hasta 2 bar de diferencia con el sistema BB y 2.5 bar respecto al BB+DSH+FG.

En referencia a la presión del depósito, los sistemas sin flash-gas trabajan a presiones prácticamente idénticas, siendo ligeramente superiores para el sistema BB+DSH funcionando hasta 71.4 bar, siendo hasta 70.4 bar para la configuración BB. En cambio, el sistema con flash-gas trabaja a una presión de recipiente constante de 35 bar para cualquier temperatura de disipación. Este hecho tiene especial importancia porque mantiene una presión inferior y constante en el depósito, independientemente de las condiciones de disipación, lo que proporciona mayor seguridad en el envío del refrigerante a los servicios.

En relación a las temperaturas de aspiración y descarga de los compresores, el compresor de media temperatura es el que está sometido a mayores variaciones. La temperatura de aspiración del compresor MT está íntimamente relacionado con la configuración utilizada. El desrecalentador (DSH) provoca reducciones en la temperatura de aspiración de 6.5-7.5°C respecto a no utilizarlo y la introducción del flash-gas proporciona una reducción adicional de hasta 3.1°C a temperaturas de disipación de 25°C, pudiendo reducirse más para temperaturas de disipación mayores. En cuanto a la temperatura de descarga, el uso o no del flash-gas, no supone una variación significativa de la temperatura, sin embargo, el uso del DSH, reduce la temperatura de descarga de 139 a 128.1°C. Punto importante para el aumento de la vida útil del compresor, así como para evitar una degradación del aceite lubricante más acentuada.

La energía consumida por los compresores es de especial importancia para aumentar la eficiencia de la instalación, principalmente el compresor MT, el cual gran parte del consumo total recae sobre él. Para el compresor LT, la variación de la potencia eléctrica con la introducción del DSH no es significativa, reduciendo en consumo hasta el 3.3% a bajas temperaturas de disipación, sin embargo, el uso de la flash-gas, produce reducciones de potencia del 11-21% para temperaturas de disipación de 15 y 25°C respectivamente, por lo que para temperaturas de disipación superiores la reducción sería mayor. Para el compresor MT, el DSH, produce reducciones en las necesidades de potencia de 2.6-7.8%, sin embargo, la introducción del flash-gas, produce un incremento de potencia eléctrica, debido al aumento del caudal másico de refrigerante.

En referencia al COP, para la temperatura de disipación de 15°C el sistema BB+DSH obtiene el mayor valor, con un incremento del 2.9% respecto al BB y del 6% respecto al BB+DSH+FG. Para la temperatura de disipación de 25°C, el sistema BB+DSH+FG obtiene el COP mayor con un 5.17% superior a la configuración BB. Por último, para la temperatura de disipación de 34°C, el sistema BB+DSH mejora el COP de la instalación hasta el 7.05% con respecto al sistema BB.

Por último, cabe destacar que la presencia del sistema FG permite “aislar” la zona de alta presión de la zona de media/baja presión, permitiendo así tener un funcionamiento estable de los servicios de evaporación, en un amplio margen de condiciones de disipación.

CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES, TRABAJOS FUTUROS Y PUBLICACIONES

8.1. Conclusiones

A partir de todo el trabajo realizado en la presente tesis doctoral, se han obtenido las siguientes conclusiones, desde el punto de vista de modelado de sistemas *booster* CO₂:

- Se ha realizado la evaluación energética de diferentes tipos de sistemas para su uso en refrigeración comercial centralizada adaptadas a la Normativa F-Gas.
- Se han analizado y comparado las mejoras que ofrecen los sistemas *booster* con economizar a la salida del *gas-cooler*/condensador.
- Se ha realizado un análisis energético comparativo detallado de tres soluciones prometedoras para la mejora de las centrales *booster* CO₂, como son el sistema con compresión paralela, el uso de subenfriamiento mecánico dedicado y el subenfriamiento integrado.

Tomando como punto de partida los resultados obtenidos del modelado anterior:

- Se han elegido las configuraciones analizables experimentalmente con tecnología actual en una central de pequeña potencia.
- Se han elegido los diferentes componentes necesarios para la construcción y puesta en marcha de las configuraciones elegidas.
- A partir de una bancada que estaba en el laboratorio, se han diseñado todos los componentes y planteado su distribución en el chasis mediante software 3D, para el desarrollo de la central *booster* CO₂ con la posibilidad de implementar las configuraciones elegidas.
- Se ha realizado el montaje completo de la central *booster* CO₂, desde el modelado completo de la misma en 3D, hasta el posicionamiento de elementos, instalación de tuberías, elementos de medida y control (sondas de presión y temperatura, vatímetros o caudalímetros). Además, se ha dotado a la instalación de un sistema completo de monitorización y control para multitud de variables necesarias en el análisis experimental. También se ha desarrollado un sistema de aporte

térmico *ad-hoc* para el nivel de baja temperatura, con sus respectivos elementos de control y medida.

- Se han realizado numerosas pruebas de presión y funcionamiento, que aseguren la estanqueidad y seguridad de la central frigorífica.

Finalmente, con la instalación frigorífica desarrollada:

- Se ha analizado experimental tres posibles configuraciones en la central desarrollada: sistema *booster* CO₂ básico, sistema *booster* CO₂ con desrecalentador y sistema *booster* CO₂ con desrecalentador y *flash-gas*.

A partir de los resultados experimentales obtenidos, se ha realizado un completo estudio en el que se han podido extraer las siguientes conclusiones:

- La presión de disipación óptima del sistema BB+DSH se reduce hasta 2 y 2.5 bar respecto a los sistemas BB y BB+DSH+FG respectivamente.
- Las presiones del depósito de los sistemas sin *flash-gas* son similares y dependen únicamente de la temperatura y presión de disipación. Sin embargo, para el sistema con *flash-gas*, dicha presión es independiente, reduciéndose desde 71 a 35 bar en condiciones de alta temperatura de disipación. Esto asegura que la distribución del refrigerante a los servicios sea más estable y segura.
- Las temperaturas de aspiración y descarga del compresor LT no varía significativamente entre las configuraciones ensayadas, sin embargo, para el compresor MT, las temperaturas de aspiración se reducen con la introducción del DSH entre 6.5 y 7.5°C, y hasta 3.1°C para la configuración con *flash-gas* a 25°C de disipación. En cuanto a la temperatura de descarga del compresor MT, el DSH provoca reducciones de hasta 10.9°C, observándose valores similares con la presencia del sistema de *flash-gas*.
- La potencia eléctrica consumida por el compresor LT se reduce hasta el 3.3% con la introducción del DSH. En cambio, para el caso con *flash-gas*, esta reducción oscila entre el 11 y el 21%. Para el compresor

MT, la reducción conseguida con la introducción del DSH está entre el 2.6 y 7.8%, incrementándose para el sistema con *flash-gas*, por el aumento del caudal másico comprimido.

- Finalmente, el COP óptimo conseguido en las tres configuraciones depende fundamentalmente de la potencia eléctrica del compresor MT. Para la temperatura de disipación de 15°C, el sistema BB+DSH consigue incrementos del 2.9% respecto al BB, y del 6% respecto a la configuración BB+DSH+FG. Para la temperatura de disipación de 25°C, la configuración BB+DSH+FG consigue incrementos de hasta el 5,17% respecto al BB y de tan solo el 1% respecto al BB+DSH. Por último, para la temperatura de disipación de 34°C, el sistema BB+DSH consigue incrementos del COP de hasta el 7.05% respecto a la configuración BB.

Teniendo en cuenta todas las conclusiones extraídas de esta tesis, y en base a la experiencia adquirida en el manejo de este tipo de instalaciones, se puede decir que este tipo de configuraciones ampliamente empleadas para el suministro de carga frigorífica a diferentes niveles de evaporación, cuentan con numerosos beneficios con respecto otros sistemas empleados hasta la fecha desde el punto de vista funcional y medioambiental.

Se trata de instalaciones que utiliza un refrigerante natural, con bajo GWP y nula toxicidad, cumpliendo con las últimas normativas medioambientales para el uso de refrigerantes. Además, son sistemas con alta eficiencia en condiciones de baja temperatura de disipación, y con niveles de eficiencia cercanos a los sistemas con HFC para altas temperaturas de disipación, si se introduce en la instalación ciertas mejoras analizadas teóricamente en esta tesis.

Por otro lado, los sistemas *booster* CO₂ ofrecen la posibilidad de recuperar calor para su uso como ACS o calefacción gracias a la alta eficiencia en el intercambio y a los altos niveles de temperatura conseguidos. Este análisis no se ha incluido en la presente tesis, pero se presenta como un tema de desarrollo futuro, así como el análisis experimental de las configuraciones con mayor grado de mejora.

Finalmente, cabe destacar que estos nuevos sistemas *booster* tienen una complejidad alta tanto en el montaje, como en el uso y manejo. Por ello, es necesaria una formación específica de las personas que tengan que utilizar este tipo de instalaciones tan diferentes de los equipos tradicionales. El desarrollo de esta tesis ha sido el fruto de invertir muchas horas de trabajo y esfuerzo para, no solo desarrollar toda la infraestructura necesaria que supone construir una instalación frigorífica *booster* de CO₂, sino también, entender y analizar todas las variables que intervienen en estos equipos y que permiten mejorar al máximo sus prestaciones.

8.2. Trabajos futuros

La presente tesis, da pie al desarrollo de varios trabajos futuros, con el fin de aprovechar las posibilidades de la central *booster* CO₂ desarrollada.

8.2.1. Modificaciones en la central

Con el trabajo de campo realizado sobre la central *booster*, se han analizado diferentes mejoras aplicables a ésta. Estas mejoras se centrarían en:

- Modificar ligeramente la instalación para poder realizar la compresión del refrigerante de media temperatura con el compresor de media temperatura junto con el compresor paralelo, para las configuraciones que no se necesite el compresor paralelo. Con ello, se aumentaría el rango de funcionamiento de la instalación, así como la potencia frigorífica disponible.
- Sustituir la toma inferior del depósito entre etapas por una de 3/8" con la posibilidad de conexión con la aspiración del compresor MT, con la entrada al evaporador de baja y con la línea del *subcooler*. Todo ello con el fin de incrementar el número de configuraciones disponibles en la central.
- Añadir un tramo de tubería y una válvula de bola adicional en la zona del intercambiador intermedio (IHX), con el fin de poder elegir si el intercambio de potencia se realiza entre el caudal de baja temperatura después del evaporador con el caudal de líquido hacia el evaporador de baja o, se realiza entre el caudal de baja temperatura después del evaporador con el caudal total de líquido hacia evaporadores.
- Cambio del intercambiador de baja temperatura por uno de menor área de intercambio, diseñado para una potencia de 1-3 kW. Con este cambio, se reducirán las fluctuaciones del recalentamiento en el nivel de evaporación de baja temperatura.

- Inclinación ligera descendente de la tubería del glicol para baja temperatura. Con ello evitaran errores en la sonda de temperatura de dicha línea.
- Añadir el ciclo para el subenfriamiento mecánico dedicado en el lugar previsto en la propia central y a ser posible, con R-290.

8.2.2. Posibles ensayos

En el desarrollo de la central se tuvieron en cuenta la posibilidad de ensayar multitud de configuraciones y sistemas para obtener trabajos relacionados con las centrales *booster* CO₂, entre ellos, se podrían realizar los siguientes:

- Análisis de la variación de la presión del depósito con la configuración *booster* CO₂ con *flash-gas*.
- Evaluación de la configuración *booster* CO₂ con compresión paralela.
- Análisis de la eficiencia de la instalación con la variación de la presión de aspiración del compresor paralelo.
- Evaluación de la configuración *booster* CO₂ con subenfriamiento mecánico.
- Análisis del subenfriamiento mecánico utilizando diferentes refrigerantes, entre los que debería encontrarse el R-290.
- Evaluación de la configuración *booster* CO₂ con subenfriamiento integrado.
- Evaluación de la recuperación de calor integrada en la propia central.
- Evaluación del funcionamiento con evaporador inundado en media temperatura.

- Comprobar el efecto de la relación de potencias frigoríficas en la eficiencia global de la instalación.
- Para cada una de las posibles configuraciones a ensayar, se puede evaluar el efecto del desrecalentador (DSH) y del intercambiador intermedio (IHX) con las dos posibilidades (intercambio de baja temperatura con líquido hacia evaporador de baja o baja temperatura con el total de líquido hacia evaporadores).

Por último, las diferentes configuraciones, o la mejor de ellas, podrían compararse experimentalmente con un tipo de central utilizada hasta la fecha en climas cálidos como el de España (cascada R134a/CO₂). Este tipo de central también se encuentra en el laboratorio del grupo de ingeniería térmica GIT.

8.3. Publicaciones y proyectos derivados de la tesis

8.3.1. Publicaciones

1. J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, D. Calleja-Anta, Improvements in CO₂ Booster Architectures with Different Economizer Arrangements, *Energies*. 13 (2020) 1271. <https://doi.org/10.3390/en13051271>.
2. J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Calleja-Anta, Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO₂ booster refrigeration facility, *Appl. Therm. Eng.* 168 (2020) 114785. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114785>.
3. D. Calleja-Anta, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, Thermodynamic screening of alternative refrigerants for R290 and R600a, *Results Eng.* (2019) 100081. <https://doi.org/10.1016/J.RINENG.2019.100081>.
4. R. Llopis, D. Calleja-Anta, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, R. Cabello, R-454C, R-459B, R-457A and R-455A as low-GWP replacements of R-404A: Experimental evaluation and optimization, *Int. J. Refrig.* 106 (2019) 133–143. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.06.013>.
5. D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Energy assessment and environmental impact analysis of an R134a/R744 cascade refrigeration plant upgraded with the low-GWP refrigerants R152a, R1234ze(E), propane (R290) and propylene (R1270), *Int. J. Refrig.* 104 (2019) 321–334. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.05.028>.
6. J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled

- CO2 boosters for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 101 (2019) 11–23. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034>.
7. R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Cabello, Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles: A review, *Int. J. Refrig.* (2018). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.010>.
 8. J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation, *Energies*. 11 (2018) 1915. <https://doi.org/10.3390/en11071915>.
 9. D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Energy assessment of an R134a refrigeration plant upgraded to an indirect system using R152a and R1234ze(E) as refrigerants, *Appl. Therm. Eng.* 139 (2018) 121–134. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.04.114>.
 10. R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Conversion of a Direct to an Indirect Refrigeration System at Medium Temperature Using R-134a and R-507A: An Energy Impact Analysis, *Appl. Sci.* 8 (2018) 247. <https://doi.org/10.3390/app8020247>.
 11. R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Experimental analysis of R-450A and R-513A as replacements of R-134a and R-507A in a medium temperature commercial refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 84 (2017) 52–66. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.08.022>.
 12. L. Nebot-Andrés, J. Llopis, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Cabello, CO2 with Mechanical Subcooling vs. CO2 Cascade Cycles for Medium Temperature Commercial Refrigeration Applications Thermodynamic Analysis, *Appl. Sci.* (2017). <https://doi.org/10.3390/app7090955>.

13. R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, R-407H as drop-in of R-404A. Experimental analysis in a low temperature direct expansion commercial refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 80 (2017) 11–23.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.030>.
14. D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán-Gil, E. Torrella, Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives, *Int. J. Refrig.* 74 (2017) 269–282.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>.
15. R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, E. Torrella, Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants, (2017).
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>.
16. D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés, Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO2) cascade refrigeration system: Energy impact analysis, (2016).
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012>.
17. R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 103 (2016) 1077–1086.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075>.

8.3.2. Trabajos presentados en congresos

1. **Título:** Experimental evaluation of low-GWP replacements of R-404A in a stand-alone commercial cabinet for fresh product.
Nombre del evento: 25th IIR International Congress of Refrigeration. ISBN 9782362150357
Autores: Daniel Calleja Anta; Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Montreal, Canadá
Fecha de celebración: 24/08/2019

2. **Título:** Thermodynamics analysis of CO₂ refrigeration cycles working with mechanical subcooling systems.
Nombre del evento: 25th IIR International Congress of Refrigeration. ISBN 9782362150357
Autores: Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez García-Vacas; Daniel Calleja Anta; Ramón Cabello López
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Montreal, Canadá
Fecha de celebración: 24/08/2019

3. **Título:** Energy improvements in a stand-alone transcritical refrigeration system using a low-GWP mixture of CO₂/R1270.
Nombre del evento: 25th IIR International Congress of Refrigeration. ISBN 9782362150357
Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Daniel Calleja Anta; Eduardo Gil Miñana
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Montreal, Canadá
Fecha de celebración: 24/08/2019

4. **Título:** Subcooled CO₂ booster systems for supermarket application in China. An energy approach.
Nombre del evento: 9th International Conference on Compressor and Refrigeration (ICCR 2019). ISBN 9787569312249
Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Xi'an, China
Fecha de celebración: 10/07/2019

5. **Título:** Experimental comparison of CO₂ Booster architecture for commercial refrigeration.
Nombre del evento: XI National and II International Engineering Thermodynamics Congress (CNIT). ISBN 9788409116355
Autores: Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Daniel Calleja Anta; Daniel Sánchez García-Vacas; Rodrigo Llopis Doménech; Ramón Cabello López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Albacete, España
Fecha de celebración: 12/06/2019

6. **Título:** Low-GWP replacements of R-404A for commercial refrigeration. Experimental analysis.
Nombre del evento: XI National and II International Engineering Thermodynamics Congress (CNIT). ISBN 9788409116355
Autores: Daniel Calleja Anta; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Albacete, España
Fecha de celebración: 12/06/2019

7. **Título:** Mechanical subcooling systems for CO₂ refrigeration cycles. Thermodynamic analysis.

Nombre del evento: XI National and II International Engineering Thermodynamics Congress (CNIT). ISBN 9788409116355

Autores: Laura Nebot Andrés; Daniel Calleja Anta; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez, García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Albacete, España

Fecha de celebración: 12/06/2019

8. **Título:** Thermodynamic screening of alternative refrigerants for R290 and R600a.

Nombre del evento: XI National and II International Engineering Thermodynamics Congress (CNIT). ISBN 9788409116355

Autores: Daniel Calleja Anta; Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Albacete, España

Fecha de celebración: 12/06/2019

9. **Título:** Análisis energético y medioambiental de un sistema de refrigeración en cascada con expansión indirecta y refrigerantes de bajo GWP:R152a,R1234ze(E), R290 y R1270.

Nombre del evento: III Congreso sobre tecnologías de refrigeración (Tecnofrío 2018). ISBN 9788409049028

Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Albacete, España

Fecha de celebración: 19/09/2018

10. **Título:** Comparativa de sistemas de subenfriamiento en ciclos de refrigeración de CO₂ en climas cálidos.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

11. **Título:** R450A and R513A as low-GWP substitutes of R-134a and R-507A in a medium temperature refrigeration system.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

12. **Título:** Direct vs. Indirect commercial refrigeration at medium temperature. Energy analysis.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

13. **Título:** Evaluación energética del impacto del mechanical subcooling en un sistema de CO₂ de expansión directa en una cabinet comercial de MT.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

14. **Título:** Computational study of a CO₂ cooling system with thermoelectric subcooling.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: David Astrain; Leyre Catalán; Patricia Aranguren; Miguel Araiz; Amaya Merino; Daniel Sánchez García-Vacas; Rodrigo Llopis Doménech; Ramón Cabello López; Jesús Catalán Gil.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

15. **Título:** Comportamiento energético de una instalación frigorífica de cascada trabajando con un sistema de expansión indirecta.

Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198

Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Ramón Cabello López; Juan Ignacio Fandos Monfort.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Valencia, España

Fecha de celebración: 19/06/2018

16. **Título:** Análisis del subenfriamiento integrado en los sistemas booster con CO₂.
Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198
Autores: Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Rodrigo; Llopis Doménech.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 19/06/2018
17. **Título:** Evaluación energética de distintas arquitecturas booster con CO₂ para refrigeración comercial en climas cálidos.
Nombre del evento: IX Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío (CYTEF 2018). ISBN 9788409016198
Autores: Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez García-Vacas; Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Ramón Cabello López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 19/06/2018
18. **Título:** CO₂ vs. Fluorinated refrigerants energy evaluation in a MT cabinet with DX-system.
Nombre del evento: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. ISSN 0151-1637
Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Ramón Cabello López; Enrique Torrella Alcaraz.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 18/06/2018

19. **Título:** Alternative refrigerants for the primary circuit of and indirect commercial refrigeration cascade system.
Nombre del evento: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. ISSN 0151-1637
Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 18/06/2018
20. **Título:** CO₂ as secondary fluid as alternative to DX-systems energy evaluation in a MT cabinet.
Nombre del evento: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. ISSN 0151-1637
Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés; Ángela Clemente López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 18/06/2018
21. **Título:** Energy evaluation of the mechanical subcooling impact on a CO₂ Dx-system in a commercial MT cabinet.
Nombre del evento: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. ISSN 0151-1637
Autores: Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López.
Tipo de participación: Ponencia
Ciudad de celebración: Valencia, España
Fecha de celebración: 18/06/2018
22. **Título:** CO₂ with mechanical subcooling vs. CO₂ cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications. Thermodynamic analysis.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Jesús Catalán Gil; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

23. **Título:** Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Jesús Catalán Gil; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

24. **Título:** Comparison of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling or internal heat exchanger.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Laura Nebot Andrés; Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Jesús Catalán Gil; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

25. **Título:** Nuevas configuraciones en sistemas booster de CO₂ para climas cálidos (II). Análisis energético y medioambiental.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Jesús Catalán Gil; Daniel Sánchez García-Vacas; Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

26. **Título:** Experimental evaluation of a transcritical CO₂ refrigeration plant working with two subcooling systems: IHX and Mechanical subcooling.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Jesús Catalán Gil; Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Ramón Cabello López.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

27. **Título:** HFC407H a low GWP drop-in of HFC404A. Experimental analysis in a low temperature direct expansion system.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Laura Nebot Andrés; Jesús Catalán Gil.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

28. **Título:** Experimental analysis of a commercial R134a/ CO₂ cascade refrigeration system working with direct and indirect expansion.

Nombre del evento: 10º Congreso Internacional de Ingeniería Termodinámica. ISBN 9788491440444

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Laura Nebot Andrés; Daniel Sánchez García-Vacas; Rodrigo Llopis Doménech; Ramón Cabello López; Jesús Catalán Gil; Laura Nebot Andrés.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Lleida, España

Fecha de celebración: 28/06/2017

29. **Título:** Evaluación energética de una instalación frigorífica empleando refrigerantes de bajo GWP.

Nombre del evento: VIII Iberian Congress VI Ibero-American Congress CYTEF2016. ISBN 9789899908055

Autores: Daniel Sánchez García-Vacas; Iván Arauzo Pérez; Jesús Catalán Gil; Ramón Cabello López; Rodrigo Llopis Doménech.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Coimbra, Portugal

Fecha de celebración: 03/05/2016

30. **Título:** Experimental Analysis of an IHX in a CO₂ subcritical cycle.

Nombre del evento: VIII Iberian Congress VI Ibero-American Congress CYTEF2016. ISBN 9789899908055

Autores: Rodrigo Llopis Doménech; Daniel Sánchez García-Vacas; Ramón Cabello López; Carlos Sanz Kock; L. Nebot-Andrés; Jesús Catalán Gil; E. Torrella.

Tipo de participación: Ponencia

Ciudad de celebración: Coimbra, Portugal

Fecha de celebración: 03/05/2016

8.3.3. Proyectos de I+D+i con entidades públicas

1. **Nombre del proyecto:** Mejora de la eficiencia energética de sistemas de refrigeración comercial “Booster”, empleando CO₂ como fluido refrigerante.
Grado de contribución: Investigador
Entidad de realización: Universitat Jaume I
Nombres investigadores principales: Daniel Sánchez García-Vacas
Entidad/es financiadora/s: Universitat Jaume I
Cód. según financiadora: UJI-B2019-56
Fecha de inicio-fin: 01/01/2020 - 31/12/2021
Duración: 24 meses
2. **Nombre del proyecto:** Desarrollo y experimentación de sistemas de subenfriamiento para ciclos de refrigeración con CO₂ para su aplicación en climas cálidos.
Grado de contribución: Investigador
Entidad de realización: Universitat Jaume I
Nombres investigadores principales: Rodrigo Llopis Doménech
Entidad/es financiadora/s: Universitat Jaume I
Cód. según financiadora: UJI-B2017-06
Fecha de inicio-fin: 01/01/2018 - 31/12/2019
Duración: 24 meses
3. **Nombre del proyecto:** Estudio de sistemas de refrigeración comercial de elevado rendimiento energético con refrigerantes de reducido PCA.
Grado de contribución: Investigador
Entidad de realización: Universitat Jaume I
Nombres investigadores principales: Ramón Cabello López; Rodrigo Llopis Doménech
Entidad/es financiadora/s: Ministerio de Economía y Competitividad
Cód. según financiadora: ENE2014-53760-R

CAPÍTULO 9. REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- [1] IIFiIR, The Role of Refrigeration in the Global Economy, (2019) 12 pp.
- [2] European Parliament, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing, 2014. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1577567799194&uri=CELEX:32014R0517> (accessed April 20, 2020).
- [3] BOE - MINISTERIO DE INDUSTRIA COMERCIO Y TURISMO, Real Decreto 552/2019, de 27 de septiembre, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias., (2019) 116775–117073.
- [4] C. Sanz-Kock, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, E. Torrella, Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041>.
- [5] T. Midgley, A. L. Henne, Organic Fluorides as Refrigerants, *Ind. & Eng. Chem.* 22 (2002) 542–545. <https://doi.org/10.1021/ie50245a031>.
- [6] M.J. Molina, F.S. Rowland, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature*. 249 (1974) 810–812. <https://doi.org/10.1038/249810a0>.
- [7] UNEP, Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987. https://treaties.un.org/doc/Treaties/1989/01/19890101_03-25_AM/Ch_XXVII_02_ap.pdf (accessed April 20, 2020).
- [8] UNEP, KYOTO PROTOCOL TO THE UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE, 1998. <https://iifiir.org/en/fridoc/142045> (accessed April 20, 2020).
- [9] S. Girotto, S. Minetto, P. Neksa, Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 717–723. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2004.07.004>.
- [10] L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minetto, P. Schiesaro, An experimental analysis of a supermarket plant working with carbon dioxide as refrigerant, *Int. Congr. Refrig.* (2007).
- [11] L. Cecchinato, M. Chiarello, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Minetto, P. Stringari, C. Zilio, Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles, *Int. J. Refrig.* 32 (2009) 1058–1067. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2008.10.001>.

- [12] D. Sánchez, E. Torrella, R. Cabello, R. Llopis, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2009) 302–309. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.09.008>.
- [13] D. Sánchez, J. Patiño, C. Sanz-Kock, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, Energetic evaluation of a CO₂ refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions, *Appl. Therm. Eng.* 66 (2014) 227–238. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2014.02.005>.
- [14] D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, F.V. Fuentes, New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation, *Appl. Therm. Eng.* 63 (2014) 129–139. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.061>.
- [15] S. Sawalha, Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration, KTH Royal Institute of Technology, 2008.
- [16] A. Cavallini, C. Zilio, Carbon dioxide as a natural refrigerant, *Int. J. Low Carbon Technol.* (2007) 25.
- [17] MINISTRY OF THE ENVIRONMENT, DANISH ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, Statutory Order no. 552 of 2 July 2002 Regulating Certain Industrial Greenhouse Gases, 2002. [https://eng.mst.dk/media/mst/69091/Statutory Order no. 552 of 2 July 2002 Regulating Certain Industrial Greenhouse Gases.pdf](https://eng.mst.dk/media/mst/69091/Statutory%20Order%20no.%20552%20of%202%20July%202002%20Regulating%20Certain%20Industrial%20Greenhouse%20Gases.pdf) (accessed April 20, 2020).
- [18] F. Christensen, Development and demonstration of a prototype transcritical CO₂ refrigeration system., (2008) 31. http://ec.europa.eu/environment/life/project/Projects/index.cfm?fuseaction=home.showFile&rep=file&fil=CO2REF_final_report.pdf (accessed April 20, 2020).
- [19] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 516–524. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017>.
- [20] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2007) 525–534. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.018>.

- [21] S. Johansson, Evaluation of CO₂ supermarket refrigeration systems Field measurements in three supermarkets, (n.d.). https://www.kth.se/polopoly_fs/1.301412!/Menu/general/column-content/attachment/M.Sc. Thesis-Sarah Johansson.pdf (accessed April 20, 2020).
- [22] Y.T. Ge, S.A. Tassou, Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket, *Energy Convers. Manag.* 52 (2011) 1868–1875. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.11.015>.
- [23] J.A. Shilliday, INVESTIGATION AND OPTIMISATION OF COMMERCIAL REFRIGERATION CYCLES USING THE NATURAL REFRIGERANT CO₂, 2012. <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.426.7292&rep=rep1&type=pdf> (accessed April 20, 2020).
- [24] B. Fricke, S. Zha, V. Sharma, J. Newel, Laboratory Evaluation of a Commercial CO₂ Booster Refrigeration System, *Int. Refrig. Air Cond. Conf.* (2016) 11. <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2690&context=iracc> (accessed April 20, 2020).
- [25] S. Sawalha, S. Piscopiello, M. Karampour, L. Manickam, J. Rogstam, Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO₂ trans-critical, *Appl. Therm. Eng.* 111 (2017) 170–182. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.073>.
- [26] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy Evaluation of Multiple Stage Commercial Refrigeration Architectures Adapted to F-Gas Regulation, *Energies*. 11 (2018) 1915. <https://doi.org/10.3390/en11071915>.
- [27] Shecco, F-Gas Regulation shaking up the HVAC&R industry, 2016. <http://publication.shecco.com/upload/file/org/57fe03c438c881476264900fdfko.pdf> (accessed April 20, 2020).
- [28] Shecco, Global Policy & Market trends, in: *Atmos. China*, Shanghai, 2019: p. 30.
- [29] M. Karampour, S. Sawalha, Investigation of using internal heat exchangers in CO₂ trans-critical booster system, 11th IIR Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig. Nat. Refrig. Environ. Prot. GL 2014. (2014).

- [30] C. Brouwers, L. Serwas, Market trends & developments for CO₂ in Commercial Refrigeration in Europe, in: Atmos. Eur. 2012 Conf., Brussels, 2012: p. 18. http://www.r744.com/files/1274_182_2_CLEAN_Serwas_Carrier.pdf (accessed April 20, 2020).
- [31] I. Bell, Performance increase of carbon dioxide refrigeration cycle with the addition of parallel compression economization, in: 6th IIR Gustav Lorenzen Nat. Work. Fluids, 2004. <http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/138350> (accessed April 20, 2020).
- [32] S. Minetto, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, A. Schiavon, Theoretical and experimental analysis of a CO₂ refrigerating cycle with two-stage throttling and suction of the flash vapour by an auxiliary compressor, in: Proc. IIR Int. Conf. Prop. Transf. Process. Refrig., 2005.
- [33] BITZER, BITZER Software, (2019). <https://www.bitzer.de/websoftware/Default.aspx> (accessed April 20, 2020).
- [34] P.J. Boudreau, The compressor operating envelope, (2013) 2. <http://www.r744.com/files/the-compressor-operating-envelope.pdf> (accessed April 20, 2020).
- [35] J. Sarkar, N. Agrawal, Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, Int. J. Therm. Sci. 49 (2009) 838–843. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001>.
- [36] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, L. Ferrari, Experimental analysis of R744 parallel compression cycle, Appl. Energy. 135 (2014) 274–285. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2014.08.087>.
- [37] H. Fritsch, F. Tillenkamp, R. Löhrer, M. Brügger, Efficiency increase in carbon dioxide refrigeration technology with parallel compression, Int. J. Low-Carbon Technol. (2015). <https://academic.oup.com/ijlct/article/12/2/171/2527609> (accessed April 20, 2020).
- [38] V. Sharma, B. Fricke, P. Bansal, Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems, Int. J. Refrig. 46 (2014) 86–99. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001>.
- [39] O. Javerschek, J. Craig, A. Xiao, CO₂ as a refrigerant-Straight right away, in: 24th IIR Refrig. Congr. Refrig. IIR/IIF, Yokohama, Japan, 2015.

- [40] Javerschek, Reichle, Karbner, Optimization of parallel compression systems., in: 12th IIR Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig., Edinburgh, 2016.
- [41] P. Gullo, B. Elmegaard, G. Cortella, Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates, *Int. J. Refrig.* 64 (2016) 61–79. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>.
- [42] K. Tsamos, Y. Ge, I. Santosa, S. Tassou, G. Bianchi, Z. Mylona, Energy analysis of alternative CO2 refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates, *Energy Convers. Manag.* 150 (2017) 822–829. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2017.03.020>.
- [43] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Cabello, Subcooling methods for CO2 refrigeration cycles: A review, *Int. J. Refrig.* (2018). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.010>.
- [44] T. Brown, REFRIGERATION SYSTEM WITH SUBCOOLER, US3852974A, 1974. <https://patentimages.storage.googleapis.com/b8/24/66/5abf812745735a/US3852974.pdf> (accessed May 3, 2020).
- [45] R.J. Couvillion, M.W. Larson, M.H. Somerville, Analysis of a vapor-compression refrigeration system with mechanical subcooling, *ASHRAE Trans.* 641–659 (1988). <https://www.semanticscholar.org/paper/Analysis-of-a-vapor-compression-refrigeration-with-Couvillion-Larson/c851bab3a882c5330f54c1ee1975e5ae256d8073> (accessed May 3, 2020).
- [46] J.W. Thornton, S.A. Klein, J.W. Mitchell, Dedicated Mechanical Subcooling Design Strategies for Supermarket Applications, in: *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, 1992. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/191> (accessed January 20, 2020).
- [47] J.W. Thornton, S.A. Klein, J.W. Mitchell, Dedicated mechanical subcooling design strategies for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* (1994). [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90026-4](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90026-4).
- [48] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, E. Torrella, Energy improvements of CO2 transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling, *Int. J. Refrig.* 55 (2015) 129–141. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016>.

- [49] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling, *Int. J. Refrig.* 69 (2016) 361–368. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009>.
- [50] D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, E. Torrella, Improvements in a CO₂ transcritical plant working with two different subcooling systems., in: 12th IIR Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids, 2016. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1170>.
- [51] L. Nebot-Andrés, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, Experimental evaluation of a dedicated mechanical subcooling system in a CO₂ transcritical refrigeration cycle, in: 12th IIR Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids Conf., Edinburgh, 2016.
- [52] A. Hafner, A.K. Hemmingsen, R744 Refrigeration technologies for supermarkets in warm climates, in: Proceedings of the 24th International Congress of Refrigeration, 2015.
- [53] D. Mazzola, J. Sheehan, D. Bortoluzzi, G. Smitt, M. Orlandi, Effects of sub-cooling on real R744 based trans-critical plants in warm and hot climate. Data analysis, in: 12th IIR-Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids Conf., Edinburgh, 2016.
- [54] Besh, Bush, Aute, Steady state testing and modeling of a CO₂ two-stage refrigeration system with mechanical subcooler., in: *Int. Inst. Refrig.*, 2016.
- [55] J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 101 (2019) 11–23. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2019.01.034>.
- [56] S.M. Zubair, Thermodynamics of a vapor-compression refrigeration cycle with mechanical subcooling, *Energy*. 19 (1994) 707–715. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(94\)90009-4](https://doi.org/10.1016/0360-5442(94)90009-4).
- [57] B.A. Qureshi, S.M. Zubair, The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system, *Appl. Energy*. 92 (2012) 750–762. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.08.021>.
- [58] L. Nebot-Andrés, D. Calleja-Anta, D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, Thermodynamic Analysis of a CO₂ Refrigeration Cycle with Integrated Mechanical Subcooling, *Energies*. 13 (2019) 4. <https://doi.org/10.3390/en13010004>.

-
- [59] Danfoss, Multi Ejector Solution for R744 (CO₂), (2019) 8. <https://assets.danfoss.com/documents/DOC311728681502/DOC311728681502.pdf> (accessed April 20, 2020).
- [60] A. Hafner, S. Försterling, K. Banasiak, Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, *Int. J. Refrig.* 43 (2014) 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015>.
- [61] Carel, Electronic Modulating Ejector, (2017) 4. <https://www.carel.com/documents/10191/0/%2B3000151EN/5795bd76-cfa2-40d3-a5fd-290d235f4bbb?version=1.0> (accessed April 20, 2020).
- [62] F. Liu, Y. Li, E.A. Groll, Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector, *Int. J. Refrig.* 35 (2012) 1604–1616. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2012.05.005>.
- [63] A. Hafner, K. Banasiak, R744 ejector technology future perspectives, 7th Eur. Therm. Conf. 745 (2016). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/745/3/032157>.
- [64] M.P. Haida, J. Smolka, Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module, 2015.
- [65] K. Banasiak, A. Hafner, E.E. Kriezi, K.B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units, *Int. J. Refrig.* 57 (2015) 265–276. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016>.
- [66] J.K. Wiecha, Analysis of supermarket CO₂ refrigeration cycles equipped with multi-ejectors, 2016.
- [67] P. Gullo, A. Hafner, G. Cortella, Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications, *Int. J. Refrig.* 75 (2016) 164–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009>.
- [68] P. Gullo, K.M. Tsamos, A. Hafner, K. Banasiak, Y.T. Ge, S.A. Tassou, Crossing CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study, *Energy*. (2018). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.205>.
- [69] L. Zheng, J. Deng, Experimental investigation on a transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation,

- Appl. Therm. Eng. 125 (2017) 919–927.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.07.056>.
- [70] F. Eskandari Manjili, M. Cheraghi, Performance of a new two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors, Appl. Therm. Eng. 156 (2019) 402–409.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.03.083>.
- [71] S. Minetto, R. Brignoli, C. Zilio, S. Marinetti, Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems, Int. J. Refrig. 38 (2013) 1–9.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.044>.
- [72] Á.Á. Pardiñas, A. Hafner, K. Banasiak, Novel integrated CO₂ vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and influence of operational conditions, Appl. Therm. Eng. 131 (2017) 1008–1025.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.12.015>.
- [73] S. Singh, A. Reddy, M.M. Prakash, K. Banasiak, A. Hafner, P. Neksa, ANALYSIS OF R744 REFRIGERATION SYSTEM WITH LIQUID EJECTORS, in: 13th IIR-Gustav Lorentzen Conference, Valencia, 2018.
https://sintef.brage.unit.no/sintef-xmlui/bitstream/handle/11250/2583538/Singh2018aor_1306_final.pdf?sequence=2 (accessed April 20, 2020).
- [74] M. Haida, J. Smolka, A. Hafner, M. Palacz, Z. Ostrowski, J. Bodys, E.K. Kriezi, S. Försterling, A.J. Nowak, K. Banasiak, Performance operation of liquid ejectors for a R744 integrated multi-ejector supermarket system using a hybrid ROM, Int. J. Refrig. (2020).
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.10.020>.
- [75] S. Sawalha, Investigation of heat recovery in CO₂ trans-critical solution for supermarket refrigeration, Int. J. Refrig. 36 (2013) 145–156. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2012.10.020>.
- [76] S. Sawalha, M. Karampour, J. Rogstam, Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part I: Analysis of CO₂ trans-critical refrigeration systems, Appl. Therm. Eng. (2015).
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.052>.
- [77] M. Karampour, S. Sawalha, A. Abdi, J. Arias, J. Rogstam, Review of supermarket refrigeration and heat recovery research at KTH-Sweden, 2015.
- [78] M. Karampour, S. Sawalha, Theoretical analysis of CO₂ trans-critical

- system with parallel compression for heat recovery and air conditioning in supermarkets, 2015.
- [79] M. Karampour, S. Sawalha, Supermarket refrigeration and heat recovery using CO₂ as refrigerant, Stockholm, Sweden, 2014. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2000.7125>.
 - [80] M. Karampour, S. Sawalha, Integration of Heating and Air Conditioning into a CO₂ Trans-Critical Booster System with Parallel Compression - Part I: Evaluation of key operating parameters using field measurements, in: 12th IIR Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids Conf., 2016. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1049>.
 - [81] M. Karampour, S. Sawalha, Integration of Heating and Air Conditioning into a CO₂ Trans-Critical Booster System with Parallel Compression Part II: Performance analysis based on field measurements, in: 12th IIR Gustav Lorentzen Nat. Work. Fluids Conf., 2016. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1052>.
 - [82] A. Abdi, S. Sawalha, M. Karampour, Heat recovery investigation of a supermarket refrigeration system using carbon dioxide as refrigerant, 2014.
 - [83] C. Mateu-Royo, M. Karampour, J. Rogstam, S. Sawalha, Integration of Geothermal Storage in CO₂ Refrigeration Systems of Supermarkets, 2018. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1387>.
 - [84] A. Polzot, P. D'Agaro, P. Gullo, G. Cortella, Modelling commercial refrigeration systems coupled with water storage to improve energy efficiency and perform heat recovery, *Int. J. Refrig.* 69 (2016) 313–323. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2016.06.012>.
 - [85] E.J. Sarabia Escriva, S. Acha, N. Le Brun, V. Soto Francés, J.M. Pinazo Ojer, C.N. Markides, N. Shah, Modelling of a real CO₂ booster installation and evaluation of control strategies for heat recovery applications in supermarkets, *Int. J. Refrig.* (2019). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.005>.
 - [86] UNEP, Kigali Amendment to the Montreal Protocol, (2016) 9. <https://europa.eu/capacity4dev/unep/document/full-text-kigali-amendment-pt-1> (accessed April 20, 2020).
 - [87] Emerson Climate Technologies, Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration, (2010) 32. <https://docplayer.net/6650747-Refrigerant-choices-for-commercial-refrigeration-finding-the-right-balance.html> (accessed April 20, 2020).

- [88] D. Freléchox, Field measurements and simulations of supermarkets with CO₂ refrigeration systems, *Appl. Therm. Eng.* 87 (2015) 633–647. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.052>.