

ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A PARA APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL

TRABAJO FINAL DE GRADO

Alumno:

Daniel Calleja Anta

Directores:

Rodrigo Llopis Doménech

Daniel Sánchez García-Vacas

Castellón, Julio de 2018



ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Agradecimientos

Me gustaría empezar los agradecimientos dando las gracias a los dos directores de este TFG: Rodrigo Llopis Doménech y Daniel García Sánchez-Vacas, de los que he contado con su ayuda en todo momento. Gracias a los dos por darme la oportunidad de poder aprender con ellos.

No quisiera olvidarme de Jesus Gil Catalán y Laura Nebot Andrés, de los que he dispuesto su ayuda siempre que la he necesitado y han hecho más amena la redacción de este proyecto.

Por supuesto, gracias a mis padres, Jose María y Cristina, que me han apoyado en todas las decisiones que he tomado y me han animado siempre a estudiar lo que quería.

Resumen

Con la aprobación del Reglamento Europeo nº 517/2014, comúnmente conocido como F-Gas, se limita altamente el uso de refrigerantes con altos índices de contaminación atmosférica (GWP), causantes en gran medida del Calentamiento Global. La mayor parte de refrigerantes que actualmente se utilizan en aplicaciones de refrigeración comercial pertenecen a ese grupo de fluidos, siendo el R404A uno de los más empleados. Este hecho hace obligatoria la búsqueda de alternativas a este fluido que cumplan con los requisitos técnicos, medioambientales y económicos que actualmente demanda la industria.

En este Trabajo Final de Grado se analizan desde una perspectiva teórica los refrigerantes R152a, R290, R454A, R454B, R454C, R455A, R457A, R459B y R516A como alternativas de futuro al R404A. Además, se lleva a cabo un análisis experimental del R454C sobre un equipo frigorífico autónomo de R404A empleado en los supermercados para la conservación de producto fresco, el cual se optimiza su carga para poder conseguir reducir al máximo la carga de refrigerante.

Finalmente, se presenta un análisis de la viabilidad económica y medioambiental de los cambios propuestos en la instalación con el R454C.

Abstract

With the adoption of the European Regulation Nº 517/2014, commonly referred as F-Gas, the use of refrigerants with high levels of contamination (GWP) is highly limited as they are greatly responsible of the Global Warming. Most of the refrigerants currently used in commercial refrigeration belong to that group of fluids, being the R404A one of the most used. This situation makes obligatory the search for alternatives to this fluid that fulfil with the technical, environmental and economic requirements currently demanded by the industry.

In this End-of-degree project the refrigerants R152a, R290, R454A, R454B, R454C, R455A, R457A, R459B and R516A are analysed from a theoretical perspective as future alternatives to the R404A. In addition, it is conducted an experimental analysis of the R454C in a stand-alone commercial cabinet for fresh product originally designed for R404A, whose charge is optimized in order to reduce to the maximum the charge of refrigerant.

Finally, it is introduced an analysis of the economic and environmental feasibility of the suggested modifications in the installation with the R454C.

ÍNDICE

MEMORIA	1
1. OBJETO.....	5
2. ALCANCE	6
3. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	7
4. ANTECEDENTES	9
4.1 Problema medioambiental actual	10
4.2 Refrigeración comercial hermética.....	18
4.3 Fluidos alternativos	19
5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A	23
5.1 Análisis termodinámico	23
5.2 Análisis ciclo	36
6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	54
6.1 Instalación de fábrica	56
6.2 Modificaciones de la instalación.....	59
6.3 Posición de los sensores	63
6.4 Sistema de adquisición	65
7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO.....	66
7.1 UNE-EN ISO 23953-2 (Clasificación, requisitos y condiciones de ensayo)	66
7.2 Ensayos finales.....	72
8. RESULTADOS EXPERIMENTALES	75
8.1 Ensayos instalación de fábrica.....	76
8.2. Ensayos R404A y R454C	77
9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL	86
9.1 Viabilidad económica	86
9.2 Viabilidad medioambiental (TEWI)	91
10. CONCLUSIONES.....	93
11. REFERENCIAS.....	95
ANEXOS.....	97
Anexo 1: Cálculo de parámetros termodinámicos	101
Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor.....	104
Anexo 3: Funcionamiento Cycle_D – HX.....	111
Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación	114

Anexo 5: Cálculo de la temperatura de evaporación para el Cycle_D-HX	133
Anexo 6: Esquema eléctrico original	134
PLIEGO DE CONDICIONES	137
1. Modificaciones de la instalación	141
2. Refrigerantes utilizados	141
3. Manipulación y mantenimiento de la instalación	142
PRESUPUESTOS	143
Coste de las modificaciones de la instalación.....	147
Coste del refrigerante R454C.....	147
Coste de la redacción del proyecto	148
Resumen de presupuestos.....	148
PLANOS	149
Plano nº I: Esquema ciclo.....	153
Plano nº II: Esquema eléctrico ciclo.....	155
Plano nº III: Evaporador	157
Plano nº IV: Condensador	159

MEMORIA

ÍNDICE

MEMORIA

1.OBJETO	5
2.ALCANCE.....	6
3. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.....	7
4.ANTECEDENTES	9
4.1 Problema medioambiental actual	10
4.1.1 Protocolo de Kyoto.....	12
4.1.2. F-Gas Reglamento (UE) N° 517/ 2014.....	13
4.1.3 Enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal.....	16
4.2 Refrigeración comercial hermética	18
4.3 Fluidos alternativos	19
5.ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A.....	23
5.1 Análisis termodinámico.....	23
5.1.1 Rendimiento 100%.....	25
5.1.2 Rendimiento 70%.....	28
5.1.3 Rendimiento propio del compresor.....	31
5.2 Análisis ciclo.....	36
5.2.1 Condiciones de evaporación.....	37
5.2.2 Cálculos CYCLE_D-HX.....	42
6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	54
6.1 Instalación de fábrica.....	56
6.2 Modificaciones de la instalación	59
6.3 Posición de los sensores.....	63
6.3.1 Sensores utilizados.....	64
6.4 Sistema de adquisición.....	65
7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO	66
7.1 UNE-EN ISO 23953-2	66
7.2 Ensayos finales	72
8. RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	75
8.1 Ensayos instalación de fábrica	76
8.2. Ensayos R404A y R454C.....	77
9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL.....	86

9.1 Viabilidad económica.....	86
9.1.1 Resumen de presupuestos y coste de material sustituido.....	86
9.1.2 Inversión inicial, ingresos y gastos.....	87
9.1.3 VAN.....	88
9.1.4 TIR.....	88
9.1.5 PR.....	89
9.1.6. Ahorro energético.....	89
9.2 Viabilidad medioambiental (TEWI).....	91
10. CONCLUSIONES.....	93
11. REFERENCIAS.....	95

1. OBJETO

La refrigeración juega un papel fundamental en la sociedad actual, especialmente en la conservación de los alimentos, evitando problemas de salud pública, en la climatización de interiores, licuefacción de gases, etc. Por lo tanto, se puede decir que es una tecnología totalmente imprescindible en el día a día. La dependencia que genera se puede ver cuando se ponen a la vista los números. Actualmente hay 1,5 billones de neveras y congeladores domésticos, 90 millones de sistemas para supermercados, 4 millones de vehículos con productos refrigerado, 600 millones de aparatos de aire acondicionado, 700 millones de aire acondicionado en vehículos, 160 millones de bombas de calor, etc. Todo ello hace que el sector tenga un volumen de ventas anual de 300 billones de dólares y que haya más de 12 millones de personas trabajando en él. Por lo tanto, este sector tiene una gran repercusión social, económica e, indirectamente, medioambiental. Teniendo en cuenta que la tecnología más usada durante los próximos 20 años en el sector de la refrigeración será la compresión de vapor, se hace necesario que los países desarrollados busquen alternativas que sean viables técnica, económica y medioambientalmente.

Las recientes regulaciones europeas e internacionales, como es el Reglamento Europeo Nº 517/2014 (comúnmente conocido como la F-Gas) y la enmienda de Kigali al protocolo de Montreal, limitan el uso de refrigerantes de alto GWP a partir de 2022, lo que hace totalmente imprescindible el estudio y análisis de nuevos refrigerantes que sustituyan a los que actualmente el mercado más demanda. Uno de los refrigerantes que más se utilizan en la actualidad en aplicaciones de refrigeración comercial es el R404A, cuyo uso se empezará a ver limitado notablemente a partir de 2020, abriéndose un futuro incierto. Existe un gran número de refrigerantes alternativos al R404A, sin embargo, se desconoce el comportamiento energético de gran parte de ellos. A ello hay que sumarle que la mayoría de ellos presentan índices de inflamabilidad, con lo que hay aplicar reglamentos de seguridad que limitan la carga máxima de refrigerante en la instalación.

El objeto de este trabajo es el estudio y análisis de refrigerantes alternativos al R404A, como repuesta a la necesidad tecnológica y ambiental existente. En concreto, se estudiarán de forma teórica los refrigerantes R152a, R290, R454A, R454B, R454C, R455A, R457A, R459B, R516A y a nivel experimental el R454C.

2. ALCANCE

2. ALCANCE

El ámbito de aplicación de este proyecto se extiende a la gran mayoría de las instalaciones de refrigeración comercial cuyo fluido de trabajo sea el R404A. En concreto, este trabajo se centra en las aplicaciones de refrigeración comercial hermética, cuyo objetivo sea la conservación de producto fresco, es decir, temperaturas superiores a los 0°C.

Pese a ello, los resultados obtenidos pueden utilizarse tanto para aplicaciones comerciales no herméticas como para conservación de producto por debajo de los 0°C.

3. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

A	Área	m ²
CFC	Clorofluorocarbonos	
COP	Coefficient Of Performance	
E	Energía	kW·h
F-Gases	Gases fluorados	
GWP	Global Warming Potencial	
h	Coeficiente de convección	[W/m ² ·K]
HCFC	Hidroclorofluorocarburos	
HFC	Hidrofluorocarburos	
HR	Humedad Relativa	%
IIR	International Institute of Refrigeration	
IPCC	Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático	
m	Caudal másico	kg/s
P	Presión	bar
\dot{P}_{elec}	Potencia eléctrica	W
PT	Pressure Transmitter	
Q	Potencia frigorífica	W
q	Producción frigorífica específica	kJ/kg
R	Resistencia térmica	
RU	Recalentamiento útil	K
s	Entropía	kJ/kg·K
SUB	Subenfriamiento	K
T	Temperatura	°C
TEWI	Total Equivalent Warming Impact	kg _{co2} -eq
TT	Temperature Transmitter	
U	Coeficiente global de transmisión por calor	[W/m ² ·K]

3. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

VCC	Volumetric Cooling Capacity	kJ/m^3
W	Potencia de compresión	W
w	Trabajo específico de compresión	kJ/kg
x	Título de vapor	

LETRAS GRIEGAS

Δ	Incremento	
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
η	Rendimiento	%

SUBINDICES

air	Aire
asp	Relativo a la aspiración del compresor
comp	Relativo al compresor o a la compresión
desc	Relativo a la descarga del compresor
ext	Relativo al exterior o al ambiente
in	Entrada
iso	Isoentrópico
k	Relativo al condensador o a la condensación
o	Relativo al evaporador o la evaporación
out	Salida
ref	Relativo al refrigerante
sat	Relativo a la condición de saturación
sup	Relativo a la superficie
v	Volumétrico

4. ANTECEDENTES

La tecnología actualmente más usada, y la que probablemente se siga utilizando durante los próximos 20 años, es la producción de frío por compresión de vapor. Se basa en la utilización de un fluido, denominado refrigerante, que de forma cíclica se evapora y se condensa, absorbiendo y liberando calor respectivamente. Para ello, como mínimo ha de constar de un condensador, un evaporador, un compresor y un expansor, tal y como se ve en la Figura 1.

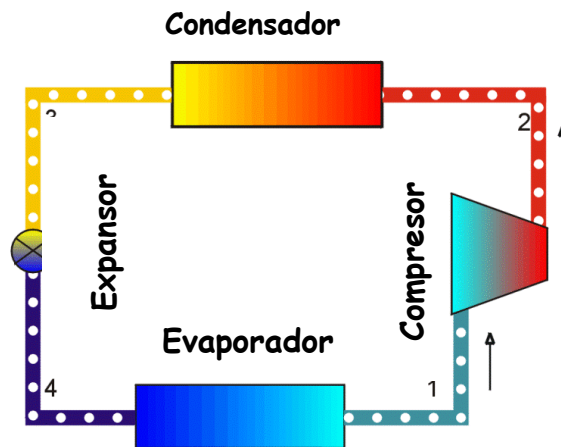


Figura 1. Esquema del ciclo de compresión de vapor.

El sector de la refrigeración ha pasado por múltiples etapas desde su nacimiento en 1830 hasta la actualidad, avanzando paralelamente con el desarrollo tecnológico de la sociedad y la capacidad de detección de problemas medioambientales que ciertas sustancias usadas como refrigerantes podían generar.

La primera sustancia utilizada como refrigerante, el etil-éter, data de 1830 cuando Perkins describió el primer sistema de producción de frío por compresión. Desde esta fecha clave para el desarrollo de la refrigeración moderna, los refrigerantes utilizados en los sistemas de compresión de vapor pueden agruparse en cuatro generaciones.

En la primera generación, denominada como “Los disponibles”, las sustancias utilizadas como refrigerantes correspondieron a sustancias fácilmente accesibles en aquel momento. Sustancias disolventes o fluidos volátiles se utilizaron como caloportadores en el interior de las primeras instalaciones, donde no importaba, o al menos no se prestaba atención, a las características de seguridad de los mismos. Existen registros del uso del propano, amoníaco, dióxido de carbono, dióxido de azufre, tetracloruro de carbono y el 1,2-dicloroetano. Esta generación tuvo una duración aproximada de un siglo, momento en el cual los ingenieros comenzaron a realizar búsquedas específicas de fluidos refrigerantes con mejores prestaciones y con mayores niveles de seguridad.

4. ANTECEDENTES

La segunda generación, llamada como “Los seguros y estables”, comienza en 1930, cuando Thomas Midgley Jr. provoca la primera revolución de la industria de la refrigeración artificial al descubrir y sintetizar los refrigerantes de la familia CFC, formados por moléculas con átomos de C, N, O, S, H, F, Cl y Br. Más tarde, se les añadiría una molécula de hidrógeno para dar lugar a los HCFC. Esta es la segunda generación de refrigerantes, conocidos como los seguros y estables, ya que correspondían a sustancias estables químicamente, no tóxicas y no inflamables. En 1930 se sintetiza el freón R12, en 1932 el R11 y en 1936 el R22. Estos fluidos reemplazaron completamente a los de la 1ª generación y constituyeron los únicos refrigerantes en la industria hasta hace relativamente pocos años.

Sin embargo, en 1974, Rowland y Molina descubren que los refrigerantes utilizados en aquella época provocaban la destrucción de la capa de ozono en la atmósfera, debido a la liberación del cloro en contacto con la radiación solar, átomo muy reactivo con el ozono. La destrucción de la capa de ozono conlleva varios problemas de salud derivados del contacto con la radiación ultravioleta, siendo el cáncer de piel uno de los más graves.

Con el objetivo de reducir las emisiones en CFC y HCFC, en 1987 fue firmado el Protocolo de Montreal, que más adelante tuvo ratificación universal por parte de todos los países, con el cual se acordaba una reducción progresiva de los HCFC y CFC, finalizando en la prohibición total en Europa de los CFCs en el 2000 y de los HCFCs en 2015, causando una profunda renovación en el sector.

4.1 Problema medioambiental actual

Con la prohibición de los CFCs y los HCFCs, se llega a la 3ª generación de refrigerantes y la actual, la llamada como generación “Los protectores de la capa de ozono”, dando lugar a la utilización predominante de HFCs.

Sin embargo, los fluidos que actualmente se están utilizando presentan otra problemática no menor a la de los anteriores: contribuyen al efecto invernadero, y por tanto, al calentamiento climático. Esta contribución presenta dos componentes: de una parte, los efectos directos debidos a las emisiones a la atmosfera de los refrigerantes, principalmente debidos a las fugas en las instalaciones; y los indirectos, provenientes por las emisiones de CO₂ relacionadas con la producción de energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de las máquinas. El Instituto Internacional de Refrigeración (IIR), cuantifica que el sector de la refrigeración consume alrededor del 15% de la energía eléctrica total producida en el mundo.

En la Figura 2 se puede observar la cantidad de emisiones directas e indirectas vertidas a la atmósfera en 2014 según el IIR. Las emisiones directas representan 1,53 GtCO₂-equivalente, es decir el 37% del total de las emisiones del sector, mientras que las indirectas representan el 63%, es decir, alrededor 2,61 GtCO₂-equivalente. La suma de estas dos supone el 7,8% de las emisiones de gases de efecto invernadero totales.

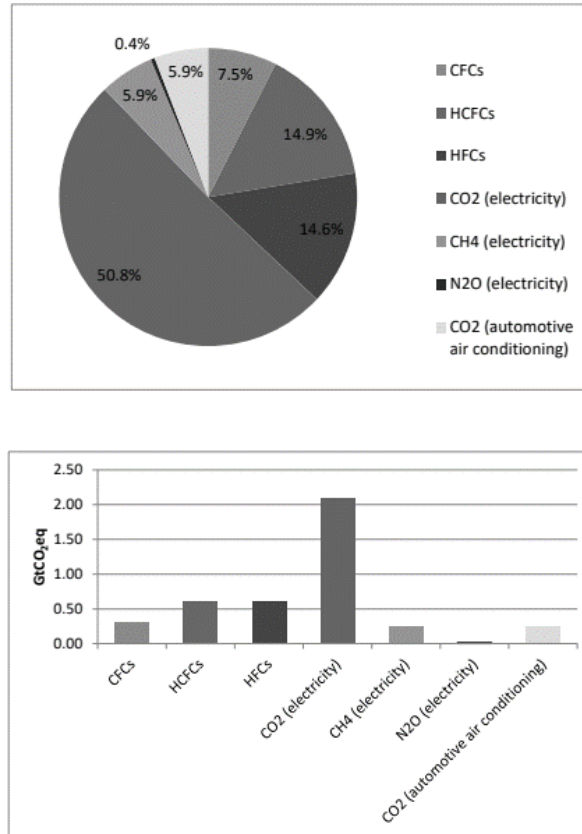


Figura 2. Emisiones de gases de efecto invernadero en 2014 por parte del sector de la refrigeración^[1].

El Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio (IPCC por sus siglas en inglés) asigna el 2% de los gases de efecto invernadero, referidos como emisiones de CO₂-equivalente, a los gases fluorados (F-Gases) del protocolo de Kyoto, cuya principal aportación proviene de los refrigerantes HFC. En concreto, el 70,65% de los emisiones de los F-Gases vertidas a la atmosfera es debida a los principales refrigerantes utilizados, ya sea únicamente ellos en instalaciones o como componentes de mezclas, siendo estos el R134a, R125, R143a, R32, y el R23 (Figura 3).

4. ANTECEDENTES

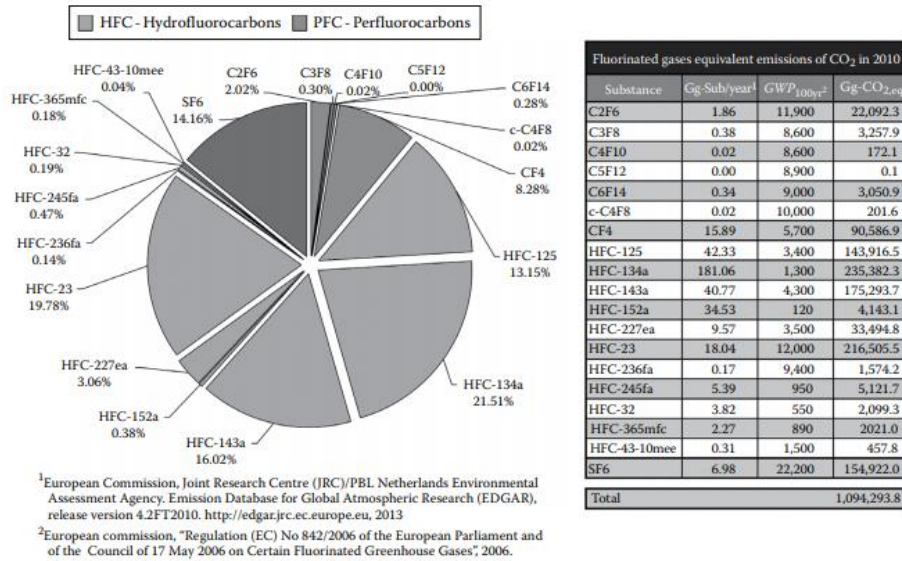


Figura 3. Emisiones mundiales de F-Gases en 2010^[2].

Por lo tanto, se hace necesario desde todos los puntos de vista buscar alternativas a los refrigerantes que actualmente se están utilizando en la industria, que sean viables técnica, económica y medioambientalmente

4.1.1 Protocolo de Kyoto

El origen de la actual renovación de refrigerantes empezó con el Protocolo de Kyoto (1997) que entró en vigor a partir del 2005 con la firma de 175 países. En 2015, se sumaron 12 países nuevos, llegando a 187, con la marcada ausencia de Canadá y Estados Unidos que se mantienen al margen de este tratado. El principal objetivo de este Protocolo es el de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, alrededor de un 5% en el periodo comprendido entre 2008 y 2012, tomando como referencia las emisiones de 1990. Para cumplir ese objetivo, cada país firmante ha de establecer sus propios objetivos. En el caso de la Unión Europea, la reducción buscada es de un 8% de cara al 2020. De acuerdo a tales objetivos, la Unión Europea aprueba en enero de 2006 el Reglamento N° 842/2006 sobre el uso de F-Gases. Sin embargo, este primer reglamento se queda corto para cumplir con las pretensiones fijados por el Protocolo de Kyoto, por lo que en Abril de 2014 se aprueba el Reglamento Europeo N° 517/2014, comúnmente conocida como la regulación F-Gas, entrando en vigor en 2015.

4.1.2 F-Gas Reglamento (UE) N° 517/ 2014

En 2014 se aprueba el Reglamento Europeo n°517/2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero. Este reglamento tiene como objetivo final conseguir una reducción de los gases fluorados de efecto invernadero, entre los cuales se engloban diferentes refrigerantes de alto GWP. Para ello, los países desarrollados deben reducir las emisiones distintas de CO₂, entorno a un 72-73% de 2014 a 2030 y un 70-78% de 2014 a 2050, respecto niveles de 1990.

Para lograr tales objetivos, el Reglamento N°517/2014 se centra en dos importantes restricciones. La primera es prohibir el uso de refrigerantes de alto GWP, cuyos valores límite y comienzo de la prohibición varían en función de la aplicación; y la segunda se enfoca en limitar la cantidad de HFCs presentes en el mercado. También hace especial hincapié en la necesidad de efectuar inspecciones periódicas para prevenir las posibles fugas, la recuperación de los gases fluorados para su posterior reciclaje o destrucción, administrar una formación adecuada a los instaladores, informes periódicos por parte de operadores, importadores y exportadores de gases y etiquetado de instalaciones de refrigeración.

Por tanto, según lo previsto en el Anexo III del Reglamento, se restringe la comercialización de los productos y aparatos presentes en la Tabla 1, a partir de la fecha que se muestra.

Productos y aparatos		Fecha de la prohibición
1. Recipientes no recargables para gases fluorados de efecto invernadero usados para revisar, mantener o cargar aparatos de refrigeración, aire acondicionado o bombas de calor, sistemas de protección contra incendios o aparatos, o para usarlos como disolventes		4 de julio de 2007
2. Sistemas no confinados de evaporación directa que contienen HFC y PFC como refrigerantes		4 de julio de 2007
3. Aparato de protección contra incendios	que contienen PFC	4 de julio de 2007
	que contienen HFC-23	1 de enero de 2016
4. Ventanas para uso doméstico que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio de 2007

4. ANTECEDENTES

5. Otras ventanas que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio de 2008
6. Calzado que contiene gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio de 2006
7. Neumáticos que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio de 2007
8. Espumas monocomponente, salvo si su utilización es necesaria para cumplir las normas de seguridad nacionales, que contienen gases fluorados de efecto invernadero con un PCA igual o superior a 150		4 de julio de 2007
9. Generadores de aerosoles comercializados y destinados a la venta al público en general con fines recreativos y decorativos, como se indica en el punto 40 del anexo XVII del Reglamento (CE) no 1907/2006, y bocinas que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		4 de julio de 2009
10. Frigoríficos y congeladores domésticos que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2015
11. Frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente)	que contienen HFC con un PCA igual o superior a 2500	1 de enero de 2020
	que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150	1 de enero de 2022
12. Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 2 500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a – 50 °C		1 de enero de 2020
13. Centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40 kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en		1 de enero de 2022

cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un PCA inferior a 1500		
14. Aparatos portátiles de aire acondicionado para espacios cerrados (aparatos sellados herméticamente que el usuario final puede cambiar de una habitación a otra) que contienen HFC con un PCA igual o superior a 150		1 de enero de 2020
15. Sistemas partidos simples de aire acondicionado que contengan menos de 3 kg de gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 750		1 de enero de 2025
16. Espumas que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de normas nacionales de seguridad	Poliestireno extruido	1 de enero de 2020
	Otras espumas	1 de enero de 2023
17. Aerosoles técnicos que contengan HFC con un PCA igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de las normas nacionales de seguridad o cuando se utilicen para aplicaciones médicas		1 de enero de 2018

Tabla 1. Prohibición de aparatos según la F-Gas.

Hay que hacer especial mención, por su importancia en este proyecto, a los frigoríficos y congeladores de uso comercial, es decir, aparatos sellados herméticamente, donde se prohíben los HFC con un GWP_{100} igual o superior a 2500 a partir del 1 de enero de 2020 y los HFC con un GWP_{100} igual o superior a 150 a partir del 1 de enero de 2022, lo que imposibilita el uso de la mayoría de los refrigerantes actuales más utilizados, entre los que se encuentran R404A (GWP 3943).

El Reglamento también marca la cantidad máxima de HFCs que se podrán comercializar por año, que se aplica a productores e importadores de más de 100 toneladas de CO_2 -equivalentes. En la Figura 4 se pueden observar los porcentajes máximos. Tomando como 100% el promedio de cantidad de producto que cada agente puso en el mercado entre 2009 y 2012, se pretende lograr una reducción gradual hasta llegar al 79% de reducción en 2030.

4. ANTECEDENTES

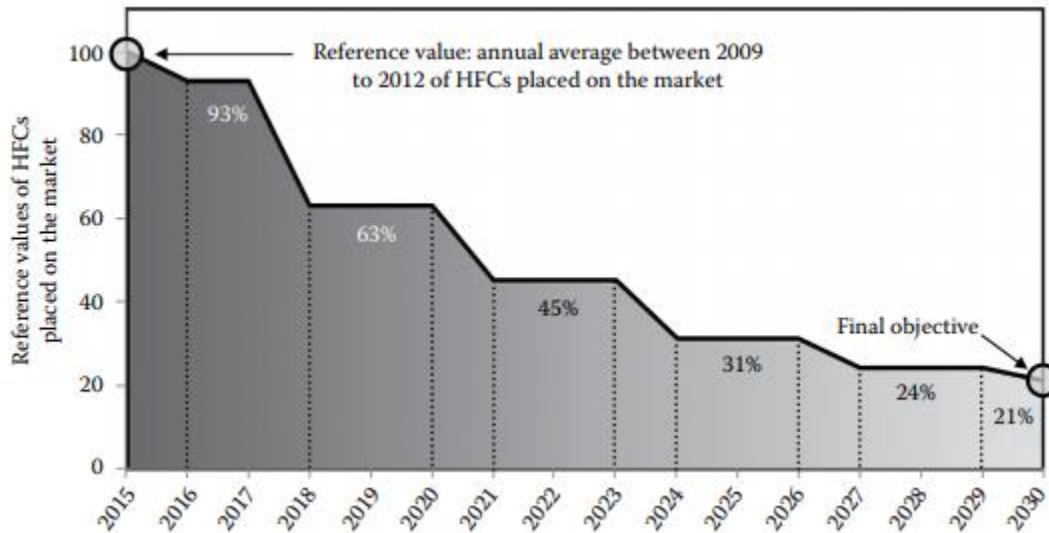


Figura 4. Restricción de comercialización de hidrofluorocarbonados^[2].

Adicionalmente, aunque no está incluido en el Anexo III, el Reglamento Europeo no permitirá la recarga de refrigerantes de instalaciones con una carga mayor a 40 toneladas de CO₂-equivalente con HFCs de alto GWP (más de 2500) a partir de 2022. Esto corresponde con una carga máxima de 10,2 kg de R404A. Esta prohibición influye sobremanera en la refrigeración comercial centralizada con este tipo de refrigerante, que verá limitado claramente su uso.

A todo ello, hay que añadirle que muchos países de la Unión Europea están añadiendo ciertas limitaciones en el uso de refrigerantes de alto GWP, por medio de impuestos directos. En concreto, España, a través de la Ley 16/2013, establece un impuesto de 0,02€ por unidad de GWP para todos aquellos refrigerantes que superen un GWP de 150, hasta un máximo de 100€/kilogramo, lo que supone para el R404A un sobrecoste de 78,90€/kg.

4.1.3 Enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal

Sin embargo el Reglamento Europeo N° 517/ 2014 solo hace referencia al uso de HFCs a nivel europeo. Para regular el uso de estas sustancias a nivel internacional, en octubre de 2016, las 197 partes del Protocolo de Montreal firman la enmienda de Kigali para reducir gradualmente el uso de los HFCs en todo el mundo. Este acuerdo refuerza el objetivo del Acuerdo de París, que es mantener el aumento de la temperatura del planeta máximo en 2°C a finales de siglo, y en lo posible reducirla a 1,5°C.

En la misma línea al Reglamento Europeo, se establecen límites de comercialización de HFCs, que disminuyen progresivamente con los años. Esta disminución se hace a tres velocidades, dependiendo de si se trata de un país desarrollado, en vías de desarrollo o si pertenece a un tercer grupo, donde se sitúan India, los Estados del Golfo Pérsico, Irán,

Iraq y Pakistán. Para los países desarrollados, la reducción prevista es la observada en la Tabla 2.

Años	Reducción prevista
2019 a 2023	90%
2024 a 2028	60%
2029 a 2033	30%
2034 a 2035	20%
2036 y años posteriores	15%

Tabla 2. Reducción para países desarrollados según la Enmienda de Kigali.

Según distintos escenarios desarrollados por Velders et al.^[3], si la Enmienda de Kigali no hubiese sido adoptada por los diferentes países, la evolución de las emisiones de F-Gases hubiera sido la mostrada en la Figura 5.

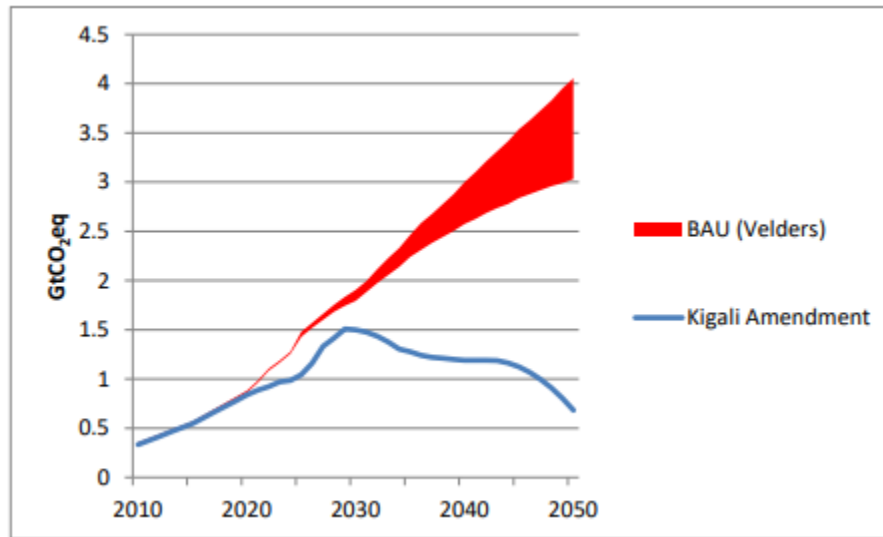


Figura 5. Evolución de las emisiones de HFC sin tener en cuenta la Enmienda de Kigali (área en rojo) y teniéndola en cuenta (curva azul).

Debido a todas las limitaciones anteriormente mencionadas, el sector de la refrigeración se encuentra ante un futuro incierto y probablemente ante su mayor reto. Se hace necesario, pues, buscar refrigerantes que dejen la menor huella medioambiental posible y que además sean competentes técnicamente, dando lugar a la 4^o generación de refrigerantes, llamada como “Los de bajo GWP”. Por lo general, estos refrigerantes no pueden operar con las mismas instalaciones o tipologías de instalación existentes, requieren nuevos requisitos de diseño, manejo y operación, y en la mayoría de los casos mayor complejidad tecnológica. Además, hay que tener en cuenta otras consideraciones a la hora de buscar nuevos refrigerantes, como son riesgos en materia de seguridad, altas presiones e inflamabilidad.

4. ANTECEDENTES

4.2 Refrigeración comercial hermética

El sector de la refrigeración comercial es el responsable de aproximadamente el 32% del consumo total de HFCs y del 40% del consumo de los HFCs en el sector de la refrigeración. Dentro de la refrigeración comercial, los aparatos herméticos cuentan con 32 millones de unidades y más de 20,5 millones de máquinas expendedoras en todo el mundo, que son responsables del 2,6% de la energía eléctrica consumida en todo el mundo.

Los equipos herméticos se caracterizan por estar completamente sellados de fábrica, utilizando para ello compresores herméticos; y por necesitar de bajas cargas de refrigerante. Uno de los refrigerantes más utilizados es el R404A, cuyo GWP_{100} es 3943, y se verá afectado por la Regulación F-Gas en 2020, imposibilitando la venta de aparatos con este fluido.

La Tabla 3 muestra posibles refrigerantes que se pueden combinar con otros HFCs para dar lugar a nuevas mezclas alternativas.

Alternativas futuras		
Refr.	GWP_{100} AR5	Inflamabilidad
R152a	138	A2
R290	~20	A3
R600a	3	A3
R744	1	A1
R1234yf	1	A2L
R1234ze	1	A2L

Tabla 3. Refrigerantes alternativos al R404A.

El principal problema de los refrigerantes de la Tabla 3 y de las mezclas resultantes es su inflamabilidad. La mayoría son compuestos inflamables (A2, según la clasificación ASHRAE 34) o ligeramente inflamables (A2L), siendo así considerados como refrigerantes de baja seguridad. Debido a ello, son objeto de ciertos estándares de seguridad europeos, en concreto el EN378 y el IEC 660335. Este último establece que para los sistemas que contengan refrigerantes inflamables el límite de carga que se puede utilizar es 150 g, lo que resulta una cantidad claramente insuficiente para la gran mayoría de equipos hoy en día usados. Sin embargo, cabe destacar que este estándar de seguridad está actualmente en fase de modificación y se espera que en los próximos años se actualice, permitiendo utilizar presumiblemente cargas de 500 g para refrigerantes con una clasificación A3 (muy inflamables), y tal vez subir ese límite de carga para refrigerantes A2 y A2L.

4.3 Fluidos alternativos

Como alternativas al R404A, se evalúan diferentes tipos de fluidos. Lo que se busca siempre es que estos fluidos cumplan con los requisitos de la F-Gas, que a partir de 2022 veta los fluidos con un GWP > 150 para este tipo de instalaciones, y que las características tanto técnicas como económicas sean las mejores posibles.

Los fluidos a analizar pertenecen a diferentes familias según su composición.

- Fluidos halogenados puros:
 - R152a.
- Hidrocarburos:
 - Propano (R290).
- Mezclas:
 - R454A
 - R454B
 - R454C
 - R455A
 - R457A
 - R459B
 - R516A

Las propiedades termofísicas de los refrigerantes anteriores se muestra en la Tabla 4.

	R404A		R152a		R290		R454A	
Composición (%wt)	R-125	44,00%	CH3CHF2	100%	CH3CH2C H3	100%	R-32	35%
	R-143a	52,00%					R-1234yf	65%
	R-134a	4,00%						
Peso molecular (g/mol)	97,6		66,1		44,1		80,5	
Punto normal de ebullición (°C)	-46,2		-24		-42,1		-47,8	
Temperatura Crítica (°C)	72		113,3		96,7		81,7	
Presión crítica (bar)	37,2		45,2		42,5		46,3	
Glide a 35°C (K)	0,359		0,00		0,00		5,031	
Glide a -14°C (K)	0,58		0,00		0,00		5,71	
λ a T = 35°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	59,88		93,75		89,14		79,06	
λ a T = -14°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	78,58		115,39		113,35		103,15	
v a T=-14°C (m ³ · kg ⁻¹)	0,02620		0,09983		0,07536		0,03499	
GWP100 years (IPCC, 2014)	3943		138		3		238	
ASHRAE 34 safety group	A1		A2		A3		A2L	

4. ANTECEDENTES

	R454B		R454C		R455A		R457A	
Composición (%wt)	R-32	68,90%	R-32	21,50%	R-744	3%	R-32	18%
	R-1234yf	31,10%	R-1234yf	78,50%	R-32	21,50%	R-1234yf	70%
					R-1234yf	75,50%	R-152a	12%
Peso molecular (g/mol)	62,6		90,8		87,5		87,6	
Punto normal de ebullición (°C)	-50,5		-45,6		-52		-42,6	
Temperatura Crítica (°C)	78,1		85,7		85,6		91,3	
Presión crítica (bar)	52,7		43,2		46,5		43,4	
Glide a 35°C (K)	1,31		6,88		9,81		7,00	
Glide a -14°C (K)	1,22		7,83		12,13		8,00	
λ a T = 35°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	99,21		71,53		72,85		74,49	
λ a T = -14°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	130,84		92,44		94,72		95,20	
v a T=-14°C (m ³ · kg ⁻¹)	0,03431		0,03754		0,03595		0,04437	
GWP 100 years (IPCC, 2014)	467		146		146		139	
ASHRAE 34 safety group	A2L		A2L		A2L		A2L	

	R459B		R516A	
Composición (%wt)	R-32	21%	R-1234yf	77,50%
	R-1234yf	69%	R-134a	8,50%
	R-1234ze	10%	R-152a	14%
Peso molecular (g/mol)	91,2		102,6	
Punto normal de ebullición (°C)	-45		-28,6	
Temperatura Crítica (°C)	87,5		98,2	
Presión crítica (bar)	43,6		36,3	
Glide a 35°C (K)	7,09		0,13	
Glide a -14°C (K)	8,15		0,22	
λ at T = 35°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	72,37		67,05	
λ at T = -14°C (kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	93,37		84,12	
v at T=-14°C (m ³ · kg ⁻¹)	0,03882		0,05310	
GWP100 years (IPCC, 2014)	143		142	
ASHRAE 34 safety group	A2L		A2L	

Tabla 4. Propiedades termofísicas de los distintos refrigerantes.

Como se puede observar, la mayoría de ellos cumplen con el límite de contaminación establecido, salvo dos: el R454A y el 454B, por lo que directamente quedarían descartados como alternativas válidas al R404A. De todas formas, se harán igualmente todos los cálculos pertinentes para poder comparar los datos con los del R454C, que sí cumple con el requisito de GWP a costa de bajar el contenido de R32 hasta un 21,5%.

Otro parámetro interesante a observar es la clasificación de seguridad ASHRAE 34. El R404A pertenece a la clase A1, es decir, ni es inflamable ni tóxico, mientras que el R290 es A3, el R152a está dentro del grupo A2 y todas las mezclas pertenecen al grupo A2L, haciendo obligatoria la aplicación de los estándares de seguridad EN378 y IEC 660335, que limitan la carga a 150 g actualmente.

También es importante destacar el glide en las mezclas, que es la diferencia de temperatura durante el cambio de estado en condiciones de presión constante, debido a la diferente volatilidad de los fluidos que las constituyen. Así, mientras el R404A es un fluido casi-azeotrópico (near-azeotropic), con un glide por debajo de 0,5K, para el resto de

las mezclas (salvo el R516A) tiene un valor considerable, haciendo más compleja su utilización.

Por otra parte, es interesante comparar el comportamiento termodinámico de los refrigerantes mediante sus diagramas PH, mostrados en la Figura 6, Figura 7 y Figura 8, donde también están representadas las isotermas a 35°C y -14°C.

Se puede observar que el calor latente del fluido (energía de cambio de estado) aumenta en todos los fluidos, siendo bastante significativo el aumento en el propano y el R152a, y también, aunque en menor medida, en el R454B. Este es un parámetro que a priori puede resultar positivo, ya que puede derivar en un aumento de COP.

Los niveles de presión, observados desde el punto de vista de la variación de las isotermas de cada refrigerante respecto a las del R404A, varían bastante dependiendo de cada caso. Resultan llamativos dos refrigerantes: el R152a y el R516A, cuyas isotermas a -14°C están en un nivel de presión bastante más bajo que las del R404A. Esto hace indicar que su punto normal de ebullición es bastante más elevado respecto el fluido a reemplazar, hecho que, según las aplicaciones y la temperatura que se busque alcanzar, puede limitar bastante su uso.

Con evolución de las isotermas también se puede observar el nada despreciable glide que tienen algunas de las mezclas.

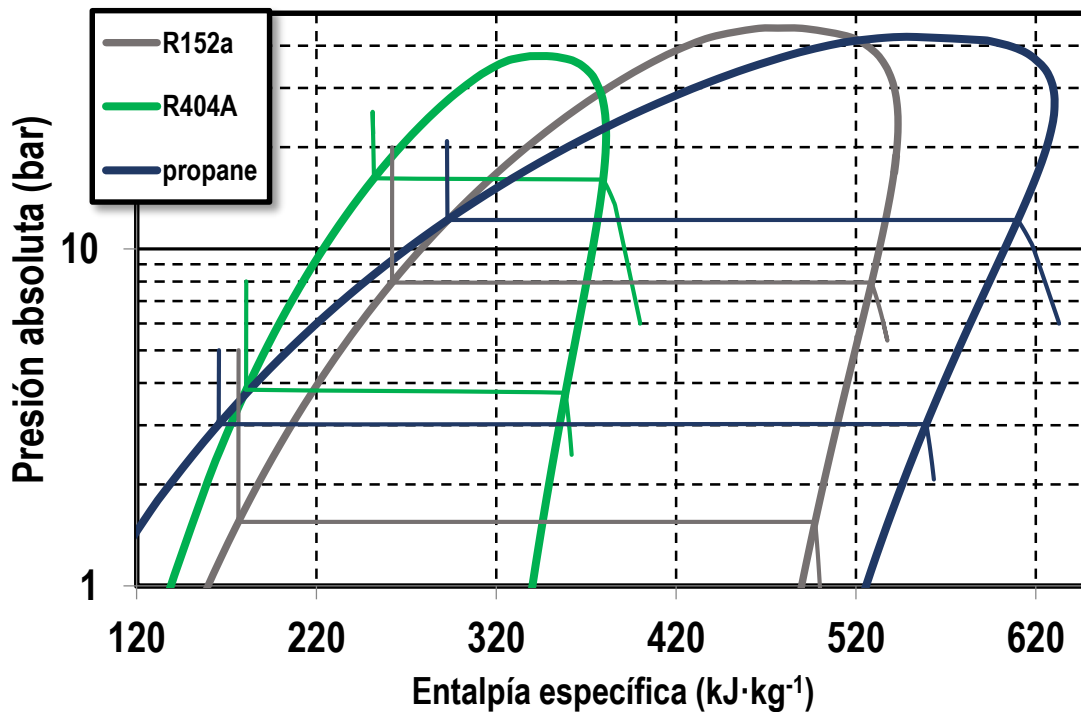


Figura 6. Comparación de los diagramas PH del R404A, R152a y propano.

4. ANTECEDENTES

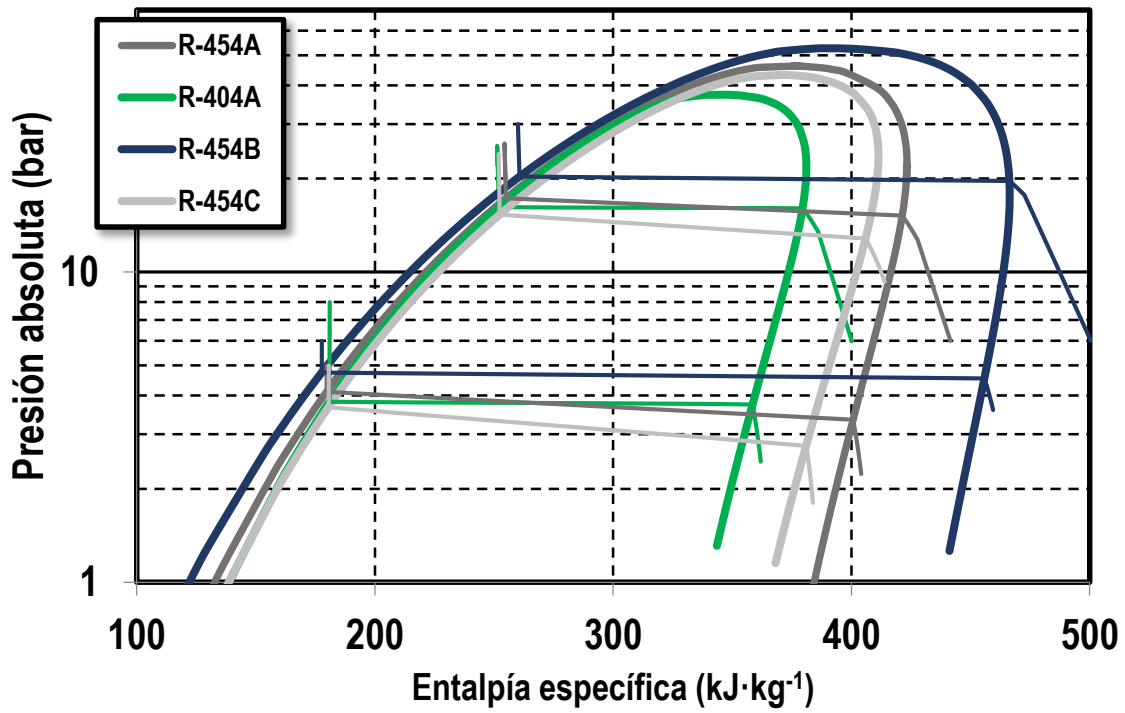


Figura 7. Comparación de los diagramas PH del R404A, R454A, R454B y R454C.

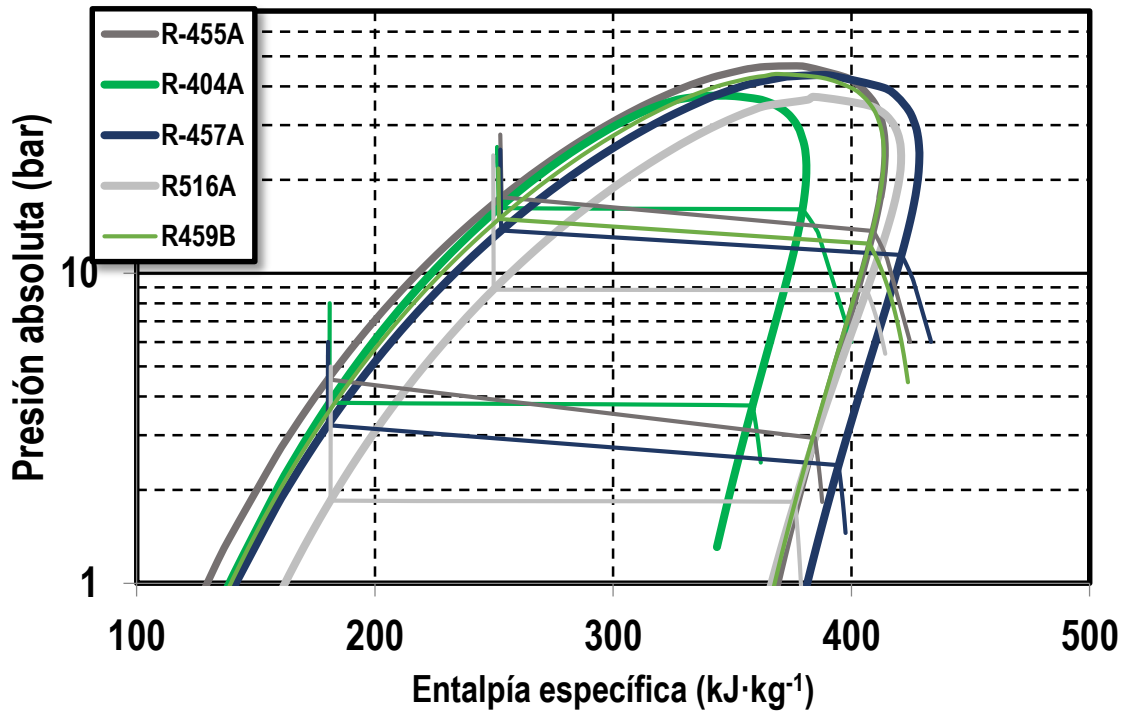


Figura 8. Comparación de los diagramas PH del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

Para conocer el comportamiento termodinámico de los diferentes refrigerantes a evaluar, en este apartado se desarrollan diferentes análisis con los que se pretenden conocer ciertos parámetros energéticos y de funcionamiento de cada fluido, con el objetivo de compararlos posteriormente con el R404A y poder evaluarlos. Para ello, se lleva a cabo un análisis termodinámico (Apartado 5.1) y dos análisis más teniendo en cuenta las propiedades termofísicas (Apartado 5.2), uno de ellos de manera teórica para conocer las condiciones de evaporación y otro mediante el software Cycle_D-HX.

5.1 Análisis termodinámico

Para conocer el comportamiento termodinámico de los refrigerantes a evaluar, se llevan a cabo una serie de cálculos. Las condiciones para las que se van a evaluar son las siguientes:

To =	-10 °C
Tk =	[25 ; 35 ; 45] °C
RU =	10 K
SUB =	0 K

Tabla 5. Condiciones de cálculo.

Se van a calcular los siguientes parámetros para los diferentes refrigerantes a evaluar:

- COP [-]: *Coefficient Of Performance*. Parámetro que indica el rendimiento del sistema frigorífico. Es la relación existente entre la potencia frigorífica capaz de aportar el sistema y la potencia que ha de ejercer el compresor. Cuanto más grande sea este parámetro mejor. Se calcula según la Ecuación 1.

$$COP = \frac{q_o}{q_{comp}} \quad \text{Ecuación 1}$$

- VCC [$\frac{kJ}{m^3}$]: capacidad frigorífica volumétrica. Indica la potencia frigorífica capaz de aportar el fluido por unidad de volumen. Es una medida que sirve, entre otras cosas, para conocer la magnitud de los compresores de la instalación. Se calcula según la Ecuación 2.

$$VCC = \frac{q_o}{v_{asp}} \quad \text{Ecuación 2}$$

- Título de vapor a la entrada del evaporador [-]: este parámetro muestra el grado de vapor y de líquido a la entrada del evaporador. El objetivo es minimizarlo, ya que en estado líquido el coeficiente de convección es mayor, lográndose así un mejor aprovechamiento de la superficie de intercambio del evaporador.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

- Temperatura de descarga [°C]: es la temperatura de descarga del compresor. Algunos fluidos tienen la problemática de que esta temperatura es demasiado alta, suponiendo diferentes problemas tanto técnicos como de riesgo a la salud.

Estos parámetros se calculan para los fluidos indicados considerando diferentes rendimientos del compresor: rendimiento del 100%, un rendimiento genérico de 70%, y el rendimiento propio del compresor del mueble con el que se está trabajando.

El compresor utilizado es el modelo “Embraco NT6226GK”, cuyos rendimientos isoentrópicos y volumétricos se expresan mediante las ecuaciones polinómicas:

Rendimiento isoentrópico (η_{iso})	$y = 0,0022x^2 - 0,0527x + 0,9213$
Rendimiento volumétrico (η_v)	$y = 0,001228174073x^3 - 0,023847261122x^2 + 0,145163415750x + 0,270909460006$

Tabla 6. Rendimientos del compresor “Embraco NT6226GK”.

Donde x es la tasa de compresión.

El proceso de cálculo del rendimiento del compresor se explica en el *Anexo II: Cálculo del rendimiento del compresor*.

Los resultados obtenidos se expresan a continuación. El procedimiento llevado a cabo para el cálculo de los siguientes parámetros se explica en el *Anexo I: Cálculo de los parámetros termodinámicos*. Cabe destacar que todos los cálculos se han llevado a cabo con el Refprop 9.1^[4], y que por tanto, pueden existir errores de cálculo debido a las reglas de mezcla de los fluidos en el software.

5.1.1 Rendimiento 100%

5.1.1.1 R404A, R152a, Propano

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R152a	1500,9	1393,9	1283,6	-45,6	-42,1	-37,0
Propane	2278,9	2067,2	1846,2	-17,4	-14,2	-9,4

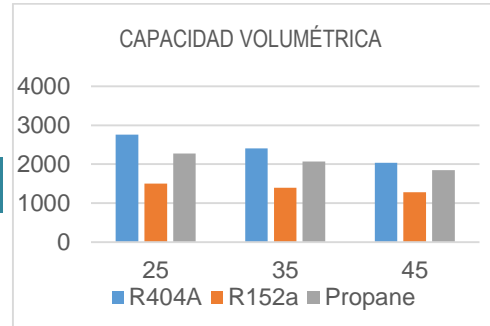


Tabla 7. Capacidad Volumétrica del R404A, R152a y propano con un rendimiento ideal.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	6,01	4,27	3,11			
R152a	6,50	4,83	3,74	8,2	13,0	20,4
Propane	6,33	4,62	3,50	5,2	8,1	12,7

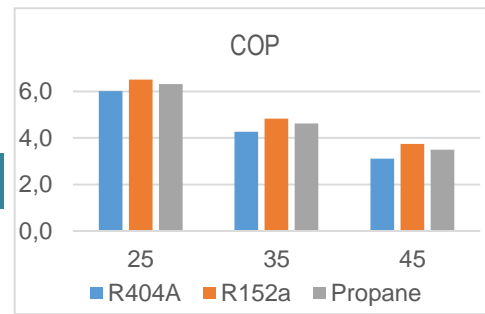


Tabla 8. COP del R404A, R152a y propano con un rendimiento ideal.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R152a	0,19	0,25	0,31	-33,7	-34,2	-35,0
Propane	0,23	0,30	0,38	-19,7	-20,0	-20,4

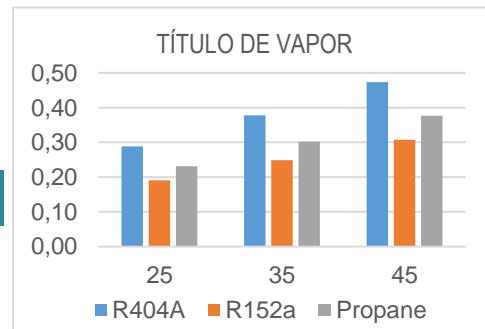


Tabla 9. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R152a y propano con un rendimiento ideal.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (°C)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	38,8	49,6	60,5			
R152a	48,1	60,7	72,9	9,3	9,3	9,3
Propane	39,7	50,3	60,8	0,9	0,9	0,9

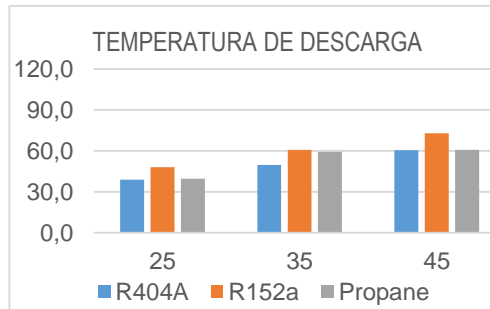


Tabla 10. Temperatura de descarga del R404A, R152a y propano con un rendimiento ideal.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.1.1.2 R404A, R454A, R454B, R454C

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R454A	2973,4	2661,1	2335,9	7,8	10,5	14,6
R454B	3774,0	3450,5	3107,0	36,8	43,2	52,5
R454C	2501,9	2219,0	1928,5	-9,3	-7,9	-5,4

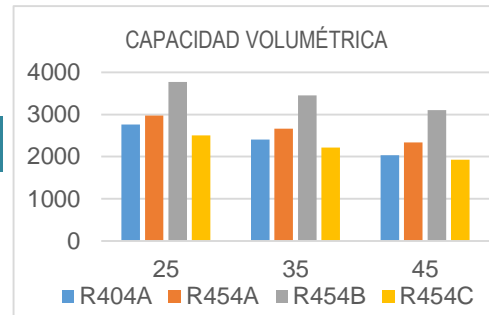


Tabla 11. Capacidad Volumétrica del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

COP				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	6,01	4,27	3,11			
R454A	6,18	4,47	3,35	2,8	4,7	7,7
R454B	6,14	4,47	3,38	2,1	4,7	8,8
R454C	6,21	4,48	3,34	3,3	4,9	7,7

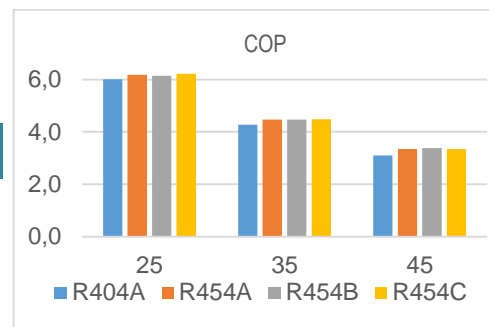


Tabla 12. COP del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

Título de vapor a la entrada del evaporador				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R454A	0,21	0,28	0,36	-25,6	-24,9	-24,4
R454B	0,20	0,27	0,33	-30,0	-29,7	-29,5
R454C	0,22	0,29	0,37	-23,2	-22,4	-21,6

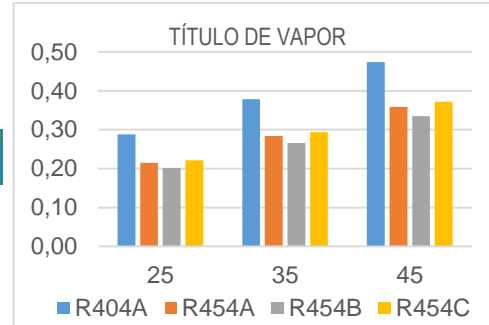


Tabla 13. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

Temperatura de descarga				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	38,8	49,6	60,5			
R454A	48,1	60,3	72,4	9,3	10,7	12,0
R454B	56,5	71,6	86,4	17,7	22,0	26,0
R454C	44,0	55,1	66,1	5,2	5,5	5,6

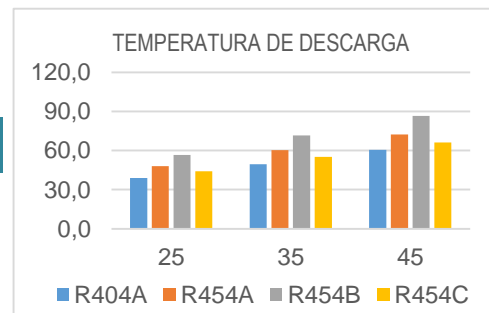


Tabla 14. Temperatura de descarga del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

5.1.1.3 R404A, R455A, R457A, R459B, R516A

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R455A	2773,2	2454,7	2129,4	0,5	1,9	4,5
R457A	2247,0	2012,0	1771,5	-18,6	-16,5	-13,1
R459B	2439,1	2166,4	1886,8	-11,6	-10,1	-7,4
R516A	1565,6	1404,4	1238,1	-43,3	-41,7	-39,2

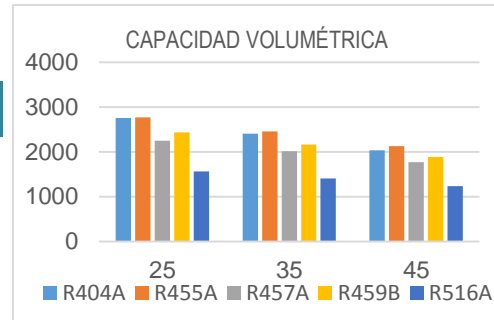


Tabla 15. Capacidad Volumétrica del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con un rendimiento ideal.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	6,01	4,27	3,11			
R455A	6,26	4,51	3,36	4,1	5,5	8,2
R457A	6,29	4,57	3,44	4,6	7,0	10,9
R459B	6,23	4,50	3,37	3,6	5,4	8,4
R516A	6,33	4,59	3,46	5,2	7,5	11,4

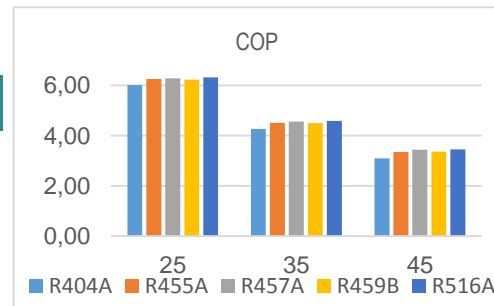


Tabla 16. COP del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R455A	0,21	0,28	0,35	-28,4	-26,7	-25,2
R457A	0,22	0,29	0,36	-24,7	-24,2	-23,8
R459B	0,22	0,29	0,37	-23,8	-23,0	-22,3
R516A	0,25	0,33	0,41	-11,5	-12,1	-13,0

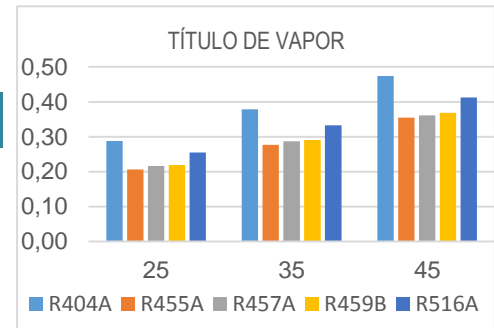


Tabla 17. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	38,8	49,6	60,5			
R455A	46,1	57,5	68,8	7,3	7,9	8,3
R457A	44,4	55,5	66,6	5,6	5,9	6,1
R459B	44,0	55,0	66,0	5,2	5,4	5,5
R516A	35,7	45,4	55,1	-3,1	-4,2	-5,4

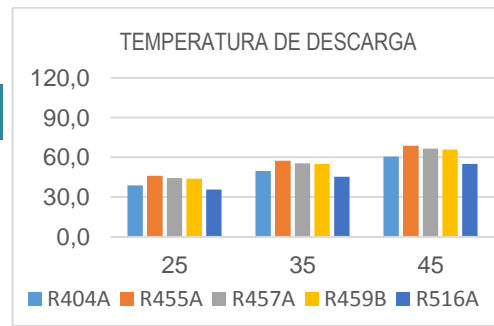


Tabla 18. Temperatura de descarga del R404A, R454A, R454B y el R454C con un rendimiento ideal.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.1.2 Rendimiento 70%

5.1.2.1 R404A, R152a, Propano

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R152a	1500,9	1393,9	1283,6	-45,6	-42,1	-37,0
Propano	2278,9	2067,2	1846,2	-17,4	-14,2	-9,4

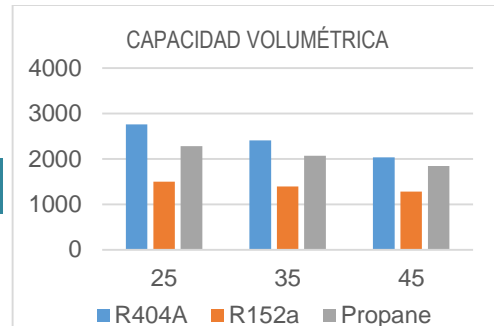


Tabla 19. Capacidad volumétrica del R404A, R152a y propano con un rendimiento del 70%.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	4,21	2,99	2,17			
R152a	4,55	3,38	2,62	8,2	13,0	20,4
Propane	4,43	3,23	2,45	5,2	8,1	12,7

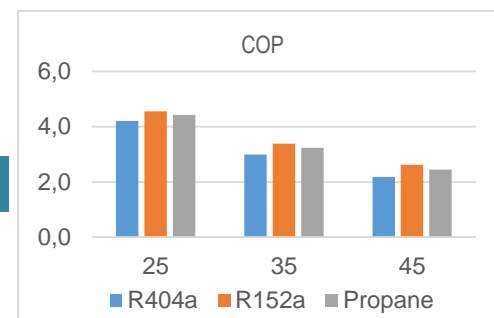


Tabla 20. COP del R404A, R152a y propano con un rendimiento del 70%.

Título de vapor a la entrada del evaporador (kJ/kg)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R152a	0,19	0,25	0,31	-33,7	-34,2	-35,0
Propane	0,23	0,30	0,38	-19,7	-20,0	-20,4

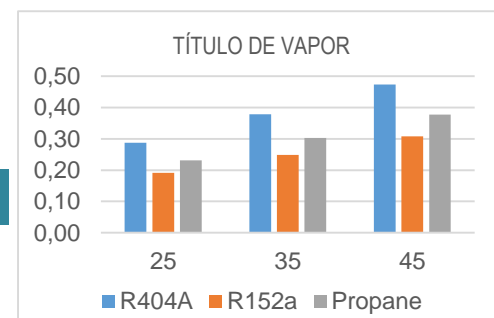


Tabla 21. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R152a y propano con un rendimiento del 70%.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (°C)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	47,4	59,7	71,6			
R152a	62,4	77,9	92,7	15,0	18,3	21,0
Propane	50,4	63,0	75,1	3,0	3,4	3,5

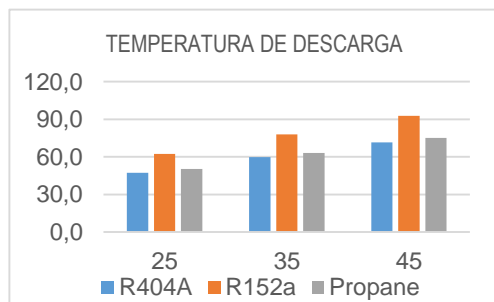


Tabla 22. Temperatura de descarga del R404A, R152a y propano con un rendimiento del 70%.

5.1.2.2 R404A, R454A, R454B, R454C

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R454A	2973,4	2661,1	2335,9	7,8	10,5	14,6
R454B	3774,0	3450,5	3107,0	36,8	43,2	52,5
R454C	2501,9	2219,0	1928,5	-9,3	-7,9	-5,4

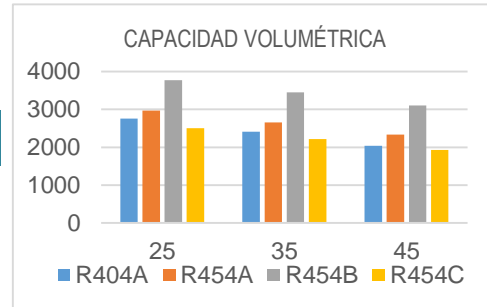


Tabla 23. Capacidad volumétrica del R404A, R454A, R454B y R454C con un rendimiento del 70%.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	4,21	2,99	2,17			
R454A	4,33	3,13	2,34	2,8	4,7	7,7
R454B	4,30	3,13	2,37	2,1	4,7	8,8
R454C	4,35	3,14	2,34	3,3	4,9	7,7

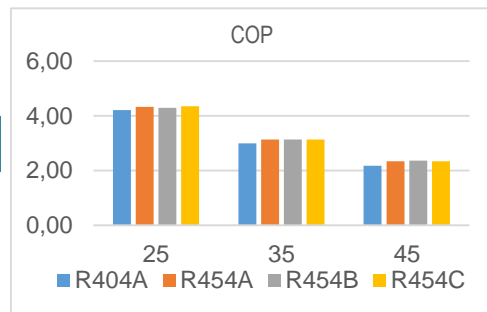


Tabla 24. COP del R404A, R454A, R454B y R454C con un rendimiento del 70%.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R454A	0,21	0,28	0,36	-25,6	-24,9	-24,4
R454B	0,20	0,27	0,33	-30,0	-29,7	-29,5
R454C	0,22	0,29	0,37	-23,2	-22,4	-21,6

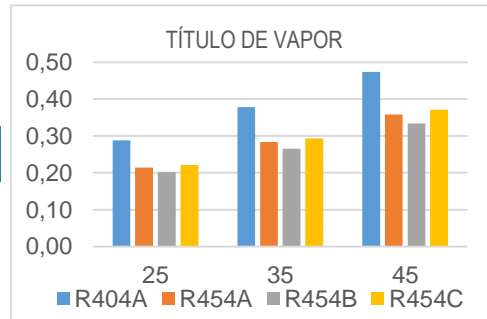


Tabla 25. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R454A, R454B y R454C con un rendimiento del 70%.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	47,4	59,7	71,6			
R454A	59,2	73,7	87,7	11,9	14,0	16,0
R454B	70,5	88,5	105,9	23,1	28,9	34,3
R454C	54,3	67,4	80,0	6,9	7,7	8,4

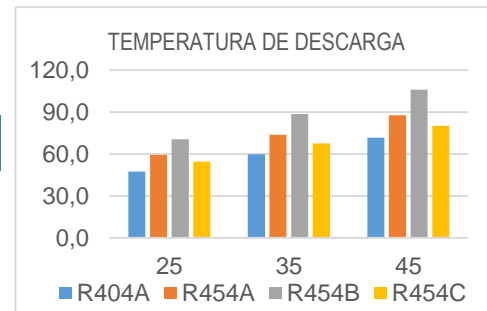


Tabla 26. Temperatura de descarga del R404A, R454A, R454B y R454C con un rendimiento del 70%.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.1.2.3 R404A, R455A, R457A, R459B, R516A

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R455A	2773,2	2454,7	2129,4	0,5	1,9	4,5
R457A	2247,0	2012,0	1771,5	-18,6	-16,5	-13,1
R459B	2439,1	2166,4	1886,8	-11,6	-10,1	-7,4
R516A	1565,6	1404,4	1238,1	-43,3	-41,7	-39,2

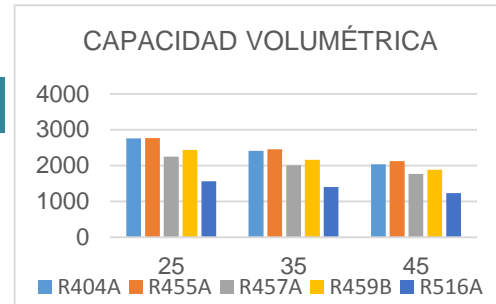


Tabla 27. Capacidad volumétrica del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con un rendimiento del 70%.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	4,21	2,99	2,17			
R455A	4,38	3,16	2,35	4,1	5,5	8,2
R457A	4,40	3,20	2,41	4,6	7,0	10,9
R459B	4,36	3,15	2,36	3,6	5,4	8,4
R516A	4,43	3,22	2,42	5,2	7,5	11,4

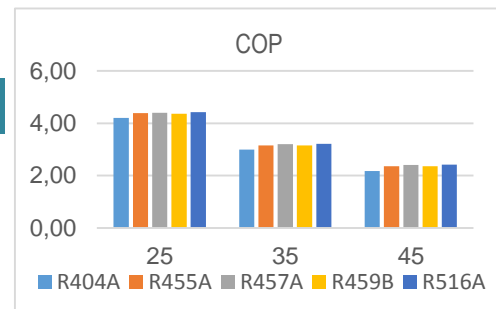


Tabla 28. COP del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con un rendimiento del 70%.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R455A	0,21	0,28	0,35	-28,4	-26,7	-25,2
R457A	0,22	0,29	0,36	-24,7	-24,2	-23,8
R459B	0,22	0,29	0,37	-23,8	-23,0	-22,3
R516A	0,25	0,33	0,41	-11,5	-12,1	-13,0

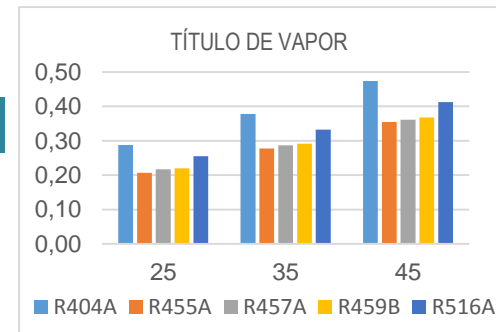


Tabla 29. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R454A, R454B y R454C con un rendimiento del 70%.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	47,4	59,7	71,6			
R455A	56,8	70,3	83,4	9,4	10,7	11,8
R457A	55,3	68,6	81,5	7,9	9,0	9,8
R459B	54,5	67,5	80,2	7,1	7,9	8,5
R516A	45,4	57,0	68,1	-2,0	-2,7	-3,6

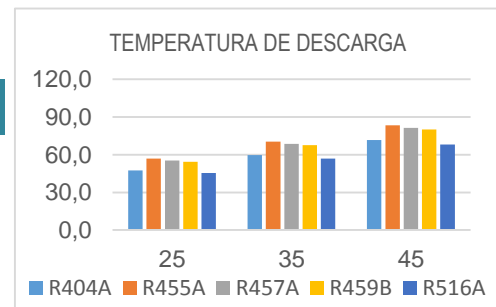


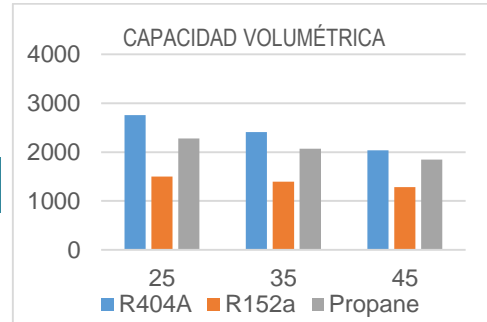
Tabla 30. Temperatura de descarga del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con un rendimiento del 70%.

5.1.3 Rendimiento propio del compresor

5.1.3.1 R404A, R152a, Propano

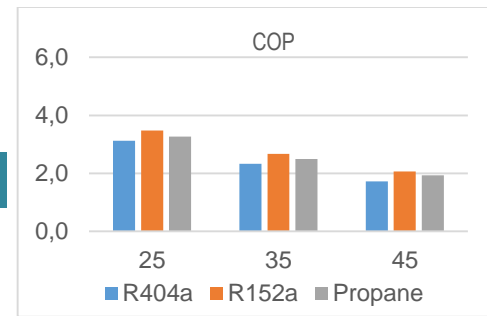
CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R152a	1500,9	1393,9	1283,6	-45,6	-42,1	-37,0
Propano	2278,9	2067,2	1846,2	-17,4	-14,2	-9,4

Tabla 31. Capacidad volumétrica del R404A, R152a y propano con el rendimiento propio del compresor.



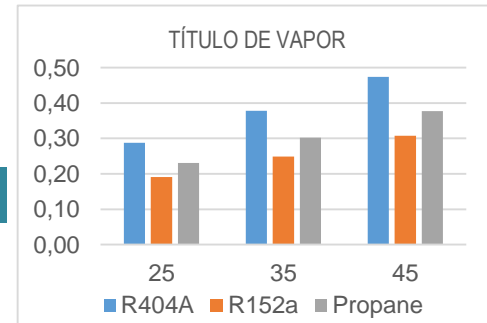
COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	3,13	2,32	1,72			
R152a	3,47	2,67	2,06	11,0	14,7	19,7
Propane	3,26	2,50	1,94	4,3	7,4	12,5

Tabla 32. COP del R404A, R152a y propano con el rendimiento propio del compresor.



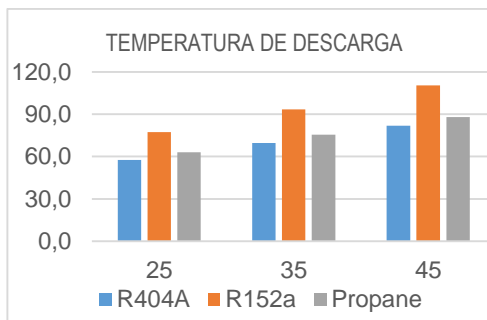
Título de vapor a la entrada del evaporador (kJ/kg)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R152a	0,19	0,25	0,31	-33,7	-34,2	-35,0
Propane	0,23	0,30	0,38	-19,7	-20,0	-20,4

Tabla 33 Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R152a y propano con el rendimiento propio del compresor.



Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (°C)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	57,5	69,6	81,9			
R152a	77,2	93,3	110,5	19,7	23,7	28,6
Propane	63,1	75,6	87,9	5,6	6,0	6,0

Tabla 34 Temperatura de descarga del R404A, R152a y propano con el rendimiento propio del compresor.



5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.1.3.2 R404A, R454A, R454B, R454C

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R454A	2973,4	2661,1	2335,9	7,8	10,5	14,6
R454B	3774,0	3450,5	3107,0	36,8	43,2	52,5
R454C	2501,9	2219,0	1928,5	-9,3	-7,9	-5,4

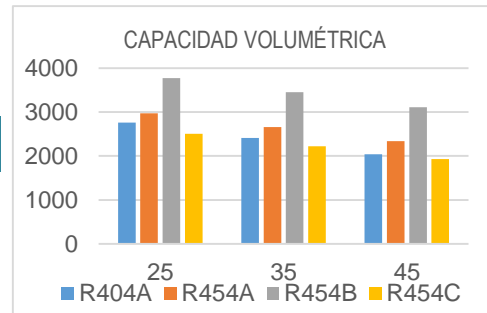


Tabla 35. Capacidad volumétrica del R404A, R454A, R454B y R454C con el rendimiento propio del compresor.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	3,13	2,32	1,72			
R454A	3,23	2,44	1,85	3,4	5,1	7,8
R454B	3,20	2,44	1,87	2,3	4,8	8,9
R454C	3,27	2,46	1,85	4,4	5,7	7,6

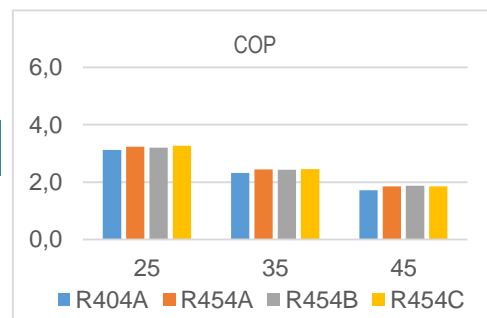


Tabla 36. COP del R404A, R454A, R454B y R454C con el rendimiento propio del compresor.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R454A	0,21	0,28	0,36	-25,6	-24,9	-24,4
R454B	0,20	0,27	0,33	-30,0	-29,7	-29,5
R454C	0,22	0,29	0,37	-23,2	-22,4	-21,6

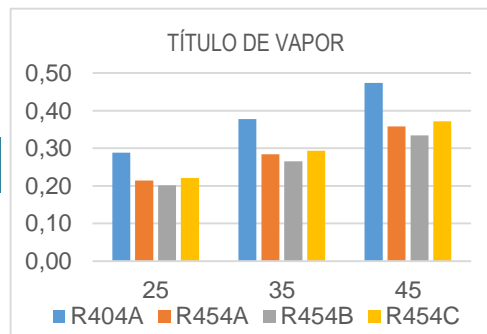


Tabla 37. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R454A, R454B y R454C con el rendimiento propio del compresor.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	57,5	69,6	81,9			
R454A	72,0	86,5	101,4	14,5	16,9	19,5
R454B	86,8	105,0	123,6	29,3	35,4	41,7
R454C	65,9	79,0	92,7	8,4	9,4	10,8

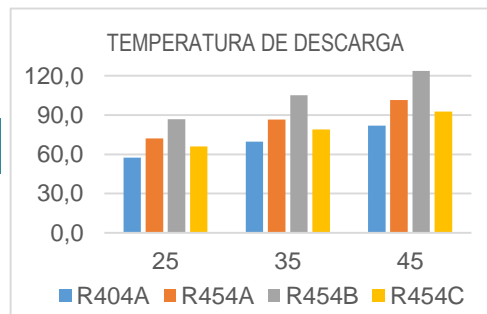


Tabla 38. Temperatura de descarga del R404A, R454A, R454B y R454C con el rendimiento propio del compresor.

5.1.3.3 R404A, R455A, R457A, R459B, R516A

CAPACIDAD VOLUMÉTRICA (kJ/m ³)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	2758,9	2409,3	2037,6			
R455A	2773,2	2454,7	2129,4	0,5	1,9	4,5
R457A	2247,0	2012,0	1771,5	-18,6	-16,5	-13,1
R459B	2439,1	2166,4	1886,8	-11,6	-10,1	-7,4
R516A	1565,6	1404,4	1238,1	-43,3	-41,7	-39,2

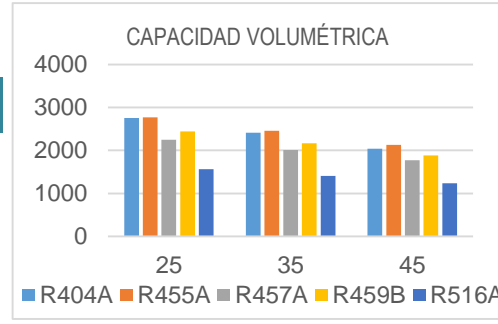


Tabla 39. Capacidad volumétrica del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con el rendimiento propio del compresor.

COP (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	3,13	2,32	1,72			
R455A	3,29	2,47	1,86	5,1	6,3	8,1
R457A	3,32	2,51	1,91	6,2	8,1	10,8
R459B	3,28	2,47	1,86	4,9	6,3	8,3
R516A	3,35	2,53	1,91	7,0	8,8	11,2

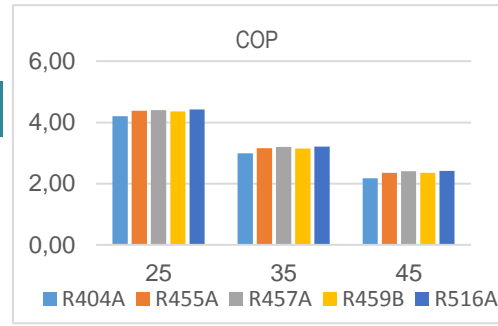


Tabla 40. COP del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con el rendimiento propio del compresor.

Título de vapor a la entrada del evaporador (-)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	0,29	0,38	0,47			
R455A	0,21	0,28	0,35	-28,4	-26,7	-25,2
R457A	0,22	0,29	0,36	-24,7	-24,2	-23,8
R459B	0,22	0,29	0,37	-23,8	-23,0	-22,3
R516A	0,25	0,33	0,41	-11,5	-12,1	-13,0

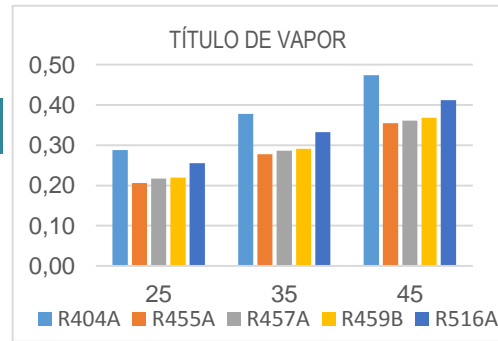


Tabla 41. Título de vapor a la entrada del evaporador del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con el rendimiento propio del compresor.

Temperatura de descarga (°C)				Diferencias respecto R404A (%)		
Tk(°C)	25	35	45			
R404A	57,5	69,6	81,9			
R455A	68,9	82,4	96,6	11,3	12,8	14,7
R457A	67,4	80,8	94,9	9,8	11,2	13,0
R459B	66,1	79,3	93,0	8,6	9,6	11,1
R516A	55,9	67,6	79,8	-1,6	-2,0	-2,1

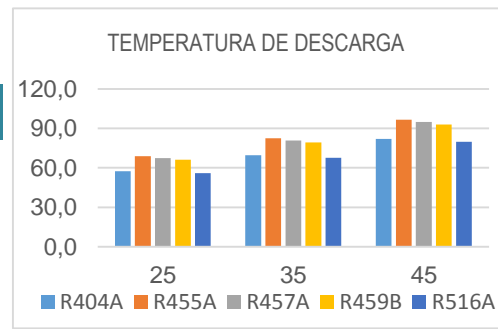


Tabla 42. Temperatura de descarga del R404A, R455A, R457A, R459B y R516A con el rendimiento propio del compresor.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

A la vista de los resultados, se puede apreciar rápidamente la evolución de los diferentes parámetros evaluados, a medida que la temperatura de condensación va aumentando y la eficiencia isoentrópica del compresor va disminuyendo.

Como era de esperar, es el COP el parámetro que más se ve afectado, ya que al aumentar la temperatura de condensación, intrínsecamente se está aumentando la presión de condensación, obligando al compresor a ejercer un mayor trabajo; y al disminuir la eficiencia, también se requiere más potencia para lograr la temperatura deseada. En la mayor parte de los refrigerantes, esta disminución está próxima al 50% entre evaluar el fluido a una temperatura de condensación de 25°C o 45°C y alrededor del 50% entre considerar un rendimiento perfecto del compresor o el rendimiento propio del compresor.

La temperatura de descarga es otro de los parámetros que más cambios sufre. Como es lógico, al aumentar la temperatura de condensación aumenta la temperatura de descarga; y al disminuir el rendimiento isoentrópico, aumenta también dicha temperatura, ya que parte de la energía se transfiere al refrigerante en forma de calor. En algunos casos, el aumento de temperatura entre un rendimiento ideal y el propio del compresor llega hasta 40°C.

El título de vapor a la entrada del evaporador y la capacidad frigorífica volumétrica son dos parámetros que no varían con el rendimiento isoentrópico. Sin embargo, sí que varían con la temperatura de condensación, ya que se considera que la salida del condensador está en condiciones de líquido saturado, lo que hace variar el porcentaje de vapor a la entrada del evaporador y la potencia frigorífica obtenida. Evaluando la diferencia de la capacidad frigorífica volumétrica entre una temperatura de condensación de 25°C y 45°C, se obtienen resultados dispares con los diferentes refrigerantes, obteniendo una reducción promedio de un 20-25%. El aumento del título de vapor al aumentar la temperatura de condensación está alrededor del 65%.

A continuación se compara los resultados de los diferentes refrigerantes evaluados respecto del R404A.

- R152a: este refrigerante es el que una mayor mejora de COP proporciona respecto el R404A comparado con los otros refrigerantes evaluados, siendo esta medida más notable cuanto mayor es la temperatura de condensación, llegando a tener un aumento alrededor de un 20% de COP a 45°C. También es el refrigerante con el título de vapor a la entrada del evaporador más bajo de todos los evaluados, hecho que es positivo. En su contra tiene la capacidad volumétrica, que disminuye hasta un 45% respecto el fluido de referencia, y la temperatura de descarga, que aumenta un entre 15 y 30°C.
- Propano: este fluido se comporta mejor cuanto mayor es la temperatura de condensación, puesto que es la zona donde se logran mayores aumentos de COP y donde la diferencia de capacidad volumétrica respecto el R404A se reduce al 10%. A su favor tiene que la temperatura de descarga es bastante similar y el título de vapor, que disminuye alrededor de un 20%.
- R454A, R454B y R454C: estos refrigerantes se evalúan conjuntamente debido a que su composición solo varía en la proporción de R32 y R1234yf. Además, se puede observar que el comportamiento entre ellos no es muy dispar. Los tres ofrecen mejor COP que el R404A, acrecentándose esa mejoría a medida que

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

aumenta la temperatura de condensación, hasta lograr mejoras de entorno un 8%, siendo ligeramente superior el R454B. La capacidad volumétrica aumenta a medida que la proporción de R32 es mayor, obteniéndose mejoras de hasta un 53% para el R454B, aunque para el R45C se reduce en torno un 8%. El título de vapor se mantiene aproximadamente constante para los tres, reduciéndose respecto el R404A un 25-30%. Sin embargo, la gran desventaja de esta familia de refrigerantes es la temperatura de descarga, que al tener un alto contenido en R32, se eleva en gran medida, alcanzando un incremento respecto el R404A de hasta 42°C en el caso de R454B y de hasta 20°C con el R454A. El R454C es el único de ellos cuyo valor se mantiene cercano al del fluido de referencia, incrementándose entorno 7-10°C.

- R455A, R457A y R459B: estos tres refrigerantes se evalúan conjuntamente debido a que los datos que se obtienen son bastante similares. Los tres refrigerantes logran mejoras en el COP, sobretodo a medida que la temperatura de condensación crece. El que mayor COP logra es el R457A con un aumento del 10% respecto el R404A. En cuanto a temperatura de descarga, se obtiene un incremento en torno a 10°C. El único que ofrece resultados similares al R404A en VCC es el R455A, que incluso logra mejorar los datos, disminuyendolos notablemente para el resto de refrigerantes. Para los tres se logra una reducción de título de vapor de entorno al 25%.
- R516A: Al igual que los demás refrigerantes, a mayor temperatura de condensación, mayor es la diferencia de COP con respecto al R404A. Este fluido presenta una temperatura de descarga y un título de vapor bastante similar al del R404A, pero tiene la clara desventaja de obtener una VCC muy baja, en concreto alrededor de un 40% menos que el fluido de referencia.

Por lo tanto, en consonancia con los resultados teóricos obtenido en el análisis termodinámico, los refrigerantes con las propiedades más interesantes son: el R152a, debido al gran aumento de COP obtenido; el propano, ya que aumenta ligeramente el COP y mantiene similar la temperatura de descarga; el R454C, ya que es el único de su familia cuya temperatura de descarga se mantiene en unos límites aceptables; y el R455A, que mejora en todos los apartados salvo en la temperatura de descarga, que se mantiene en valores aceptables.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2 Análisis ciclo

Una vez visto el análisis termodinámico de los diferentes refrigerantes, se procede a hacer un segundo análisis termodinámico, pero esta vez teniendo en cuenta las propiedades termofísicas de los fluidos. Estos cálculos son bastante más precisos que los anteriores, ya que para llevarlos a cabo, hay que tener en cuenta las características del mueble frigorífico para el cual se van a evaluar los diferentes refrigerantes. Según sus características, se obtendrán unos resultados u otros, ya que dependiendo de estas, será necesario diferentes requerimientos energéticos para cumplir con las condiciones especificadas. En concreto, la geometría de los intercambiadores y el flujo de aire que circula a través de ellos es el parámetro que más influye en estos cálculos, aunque otros parámetros como son la pérdida de carga en los conductos, el rendimiento del compresor, etc. también son importantes.

Para llevar a cabo dichos cálculos es necesario conocer ciertos valores de funcionamiento que se han de conseguir de manera experimental. Para ello, se lleva a cabo un ensayo experimental del mueble, en el cual se ajustan diferentes parámetros para conseguir una temperatura de producto de alrededor de 5°C, que se tratará mantener constante con los diferentes refrigerantes. Estos ensayos están explicados de forma más detallada en el *Apartado 8: Resultados experimentales*. Los datos de interés son los mostrados en la Tabla 43, donde la potencia frigorífica (Q), ha sido calculada según la Ecuación 3.

Q [W] =	1560
T _{air,in} [°C] =	2
T _{air,out} [°C] =	-1

Tabla 43. Parámetros de cálculo.

$$Q = m \cdot (h_{o,out} - h_{o,in}) \quad \text{Ecuación 3}$$

También es necesario conocer con precisión la geometría de los intercambiadores involucrados en la evaporación y condensación del fluido. En los planos nº III y IV están representados el evaporador y condensador respectivamente.

Los cálculos realizados se llevan a cabo siguiendo dos rutas diferentes:

- Realización de cálculos teóricos para conocer las condiciones de evaporación necesarias para cada refrigerante.
- Utilización del software *CYCLE_D-HX®*, elaborado por el National Institute of Standards and Technology ®, para conocer las condiciones de los puntos más representativos del ciclo y ver como varían con cada refrigerante.

5.2.1 Condiciones de evaporación

El objetivo de este apartado es conocer cómo varían las condiciones de evaporación para cada refrigerante, suponiendo que el mueble opera en las mismas condiciones y con los mismos requerimientos energéticos. Por tanto, se busca conocer para cada refrigerante la temperatura de evaporación, la presión de evaporación y el caudal másico necesario. También se obtendrá el coeficiente de convección de cada refrigerante para poder comparar en base a ello las propiedades de transferencia de calor de cada uno. Para ello, a priori se requiere conocer la potencia frigorífica que tendrá que hacer frente el mueble y las temperaturas de impulsión y de retorno del aire necesarias para mantener la temperatura de producto deseada (Tabla 43).

Los cálculos se llevan a cabo suponiendo las siguientes condiciones de funcionamiento:

Tk [°C] =	35
RU [K] =	10
SUB [K] =	0

Tabla 44. Parámetros de cálculo.

Asumiendo que toda la potencia frigorífica se transmite a través del evaporador, la temperatura de evaporación necesaria se obtiene a partir del área de intercambio, el coeficiente global de temperaturas y la diferencia logarítmica media de temperatura, según la Ecuación 4 y la Ecuación 5

$$Q_o = U \cdot A_o \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\Delta T = \frac{(T_{air,out} - T_o) - (T_{air,in} - T_o)}{\ln \frac{(T_{air,out} - T_o)}{(T_{air,in} - T_o)}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde,

U, es el coeficiente de coeficiente global de transmisión por calor,

A_o, es el área de transmisión de calor del intercambiador,

ΔT_{lm}, es la diferencia de temperaturas logarítmica media,

T_{air,out} es la temperatura de impulsión del aire, y

T_{air,in} es la temperatura de retorno del aire.

Para obtener el coeficiente global de transmisión por calor se utilizan la correlación de Chen^[5] para el cálculo del coeficiente de convección del refrigerante y la correlación de Zhukauskas^[6] para el coeficiente de convección exterior. El proceso de obtención de la temperatura de evaporación se explica en el *Anexo 4: Cálculo de la temperatura de evaporación*. Cabe destacar que todos los cálculos se han llevado a cabo con el Refprop 9.1, y que por tanto, pueden existir errores de cálculo debido a las reglas de mezcla de los fluidos en el software.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

El diámetro y el área de intercambio son los siguientes:

D_{o,int} (m) =	0,015
A_o (m²) =	1,51

Tabla 45. Diámetro y área de intercambio del evaporador.

Hay que tener en cuenta que el coeficiente de convección exterior se mantiene constante independientemente del refrigerante utilizado, cuyo valor se muestra en la Tabla 46.

h_{ext} (W·m²·K⁻¹)=	53,86
--	--------------

Tabla 46. Coeficiente de convección exterior.

Los resultados obtenidos en los cálculos con los diferentes refrigerantes son los mostrados en la Tabla 47.

	To [°C]	Po [bar]	Tasa comp.	ΔT_{lm} [K]	h_{ref} [W/m²·K]	U [W/m²·K]	m [kg/s]
R404A	-18,87	3,16	5,10	19,33	7211,38	53,46	0,013785
R152a	-18,89	1,27	6,27	19,35	6162,49	53,39	0,0064
R290	-18,85	2,55	4,78	19,34	9021,84	53,52	0,00564
R454A	-18,87	3,06	5,34	19,33	7292,61	53,46	0,00989
R454B	-18,81	3,89	5,15	19,27	12116,73	53,62	0,00764
R454C	-18,91	2,51	5,58	19,37	7211,38	53,46	0,01098
R455A	-18,91	2,75	5,55	19,37	5801,26	53,36	0,010458
R457A	-18,91	2,15	5,76	19,37	5779,45	53,36	0,01
R459B	-18,9	2,41	5,64	19,36	6108,58	53,39	0,01086
R516A	-18,94	1,51	5,85	19,40	4971,36	53,28	0,0118

Tabla 47. Diferentes parámetros de los refrigerantes.

En la Figura 9, Figura 10, Figura 11, Figura 12, Figura 13, Figura 14 y Figura 15 se pueden ver la comparación de resultados de los diferentes refrigerantes.

Estudio de refrigerantes alternativos al R404A para aplicaciones de refrigeración comercial
 5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

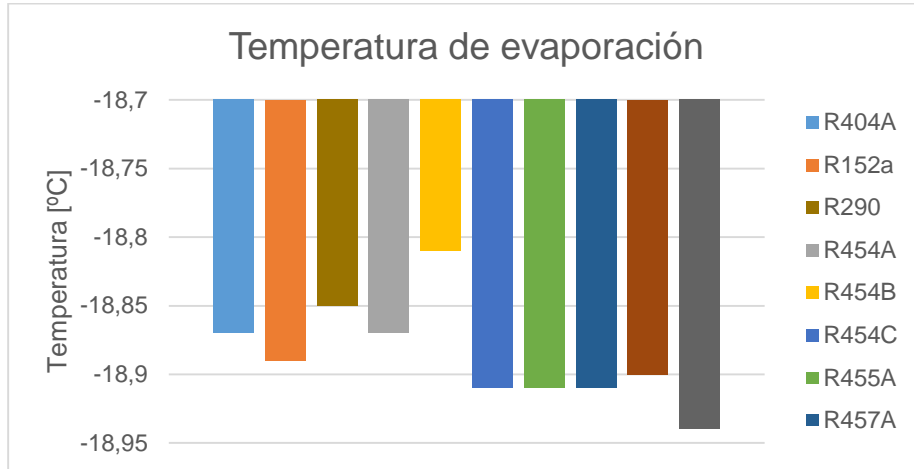


Figura 9. Comparación de la temperatura de evaporación

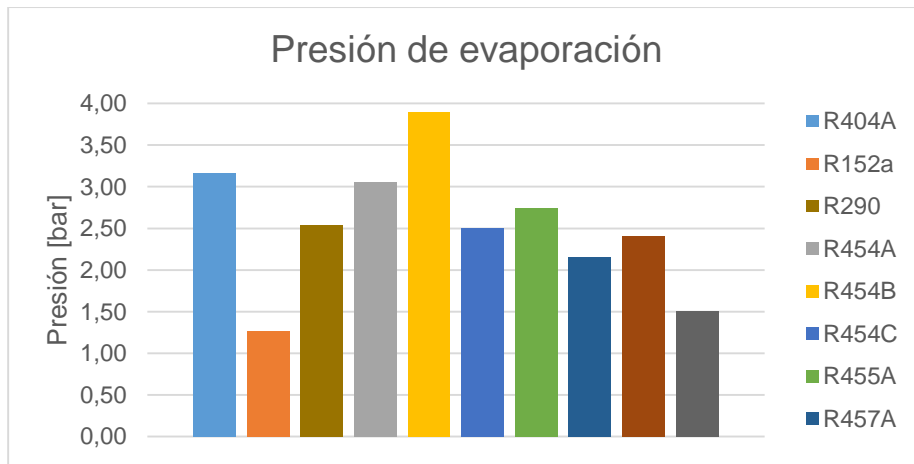


Figura 10. Comparación de la presión de evaporación.

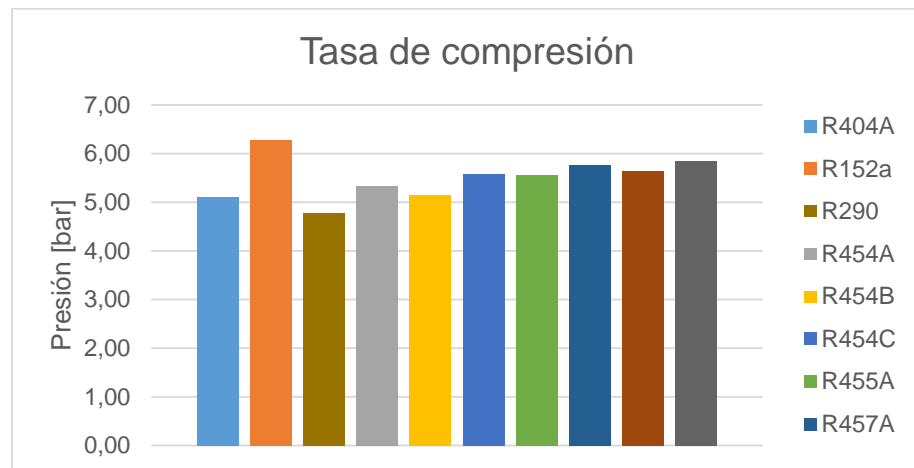


Figura 11. Comparación de la tasa de compresión.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

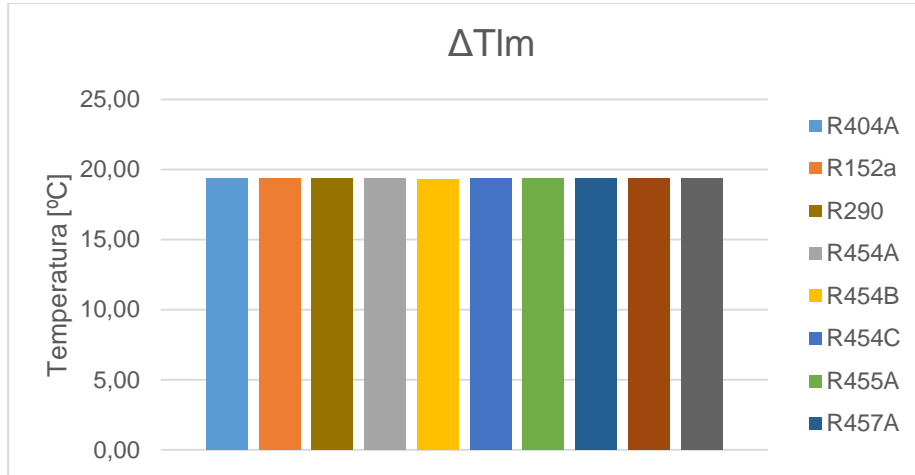


Figura 12. Comparación de la diferencia de temperatura logarítmica media.

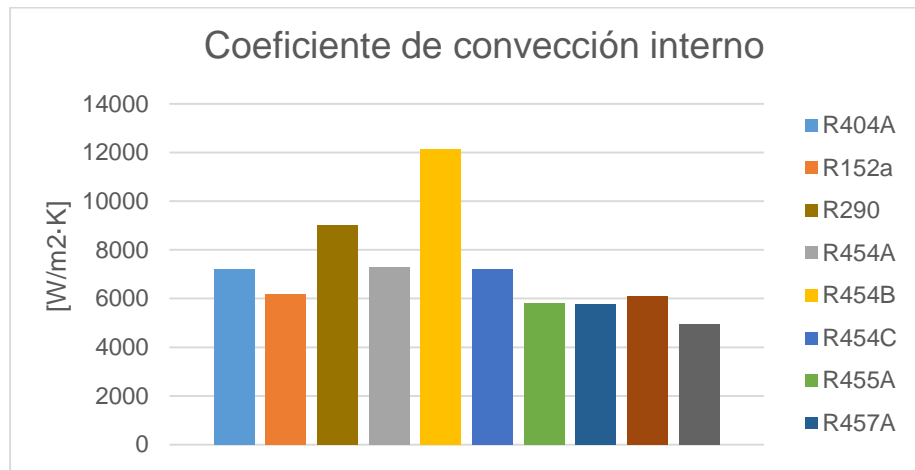


Figura 13. Comparación del coeficiente de convección interno.

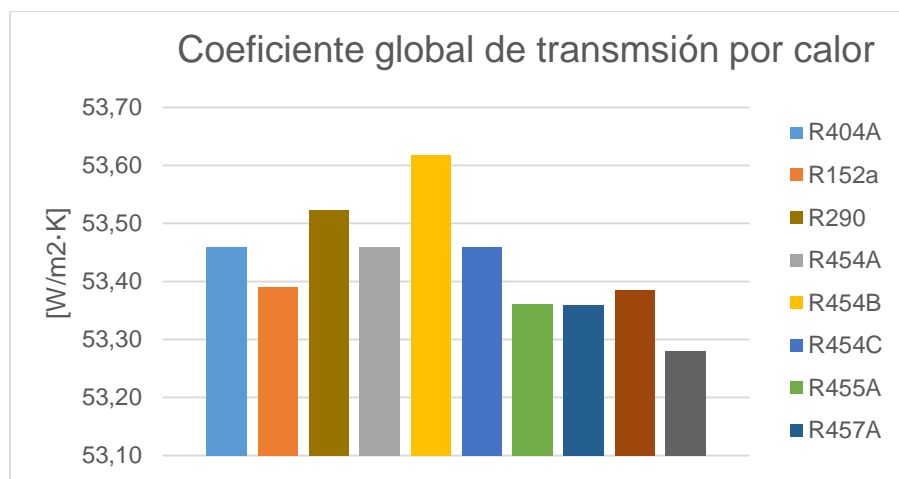


Figura 14. Comparación del coeficiente global de transmisión por calor.

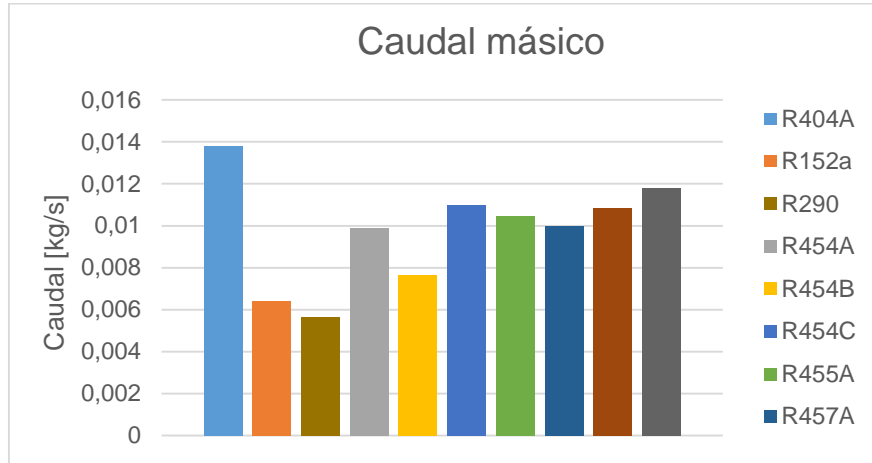


Figura 15. Comparación del caudal másico.

A la luz de los resultados obtenidos, se puede observar que tal y como se esperaba, la temperatura de evaporación varía proporcionalmente al coeficiente global de transmisión de calor y al coeficiente de convección interno. Sin embargo, en términos absolutos la temperatura de evaporación apenas varía, estando en un rango de $-18,8^{\circ}\text{C}$ y $-18,95^{\circ}\text{C}$ para todos los refrigerantes (Figura 9), con lo cual tampoco sufre grandes variaciones la diferencia de temperatura logarítmica media (Figura 12). Esto es claramente debido a que el coeficiente de convección exterior (calculado mediante la ecuación de Zhukauskas) es mucho más bajo que el coeficiente de convección interior, hecho que provoca que la resistencia térmica exterior sea considerable en comparación a la interior, que es casi despreciable. Este hecho puede ser causado al margen de error existente en la correlación de Zhukauskas.

En consecuencia, el dato que más interés representa es el coeficiente convección interno (Figura 13), que muestra la “capacidad” que tiene cada fluido para transmitir la energía frigorífica. De ellos, hay uno que destaca en sobremanera, obteniendo un resultado bastante prometedor: el R454B, que logra un aumento del coeficiente de convección de un 68%. El propano también obtiene un índice bastante alto, aunque sensiblemente más bajo que el del R454B. Tanto el R454A como el R454C mantienen un índice bastante similar al R404A, mientras que para los cinco refrigerantes restantes el índice de convección es inferior, siendo el R516A el refrigerante que más acusa esta caída.

Estos datos hay que tratarlos con precaución, puesto que el software utilizado (Refprop 9.1) puede contener ciertos errores de cálculo, y se sabe que las correlaciones utilizadas en ocasiones pueden tener un margen de error de hasta un 100%. Por ello, hasta que no se hagan los debidos ensayos experimentales, no se pueden sacar conclusiones definitivas.

Otro dato que tiene interés es el del ratio de compresión (Figura 11). A priori, cuanto más alto sea este dato, mayor energía es necesaria para alcanzar la temperatura de condensación necesaria. Los datos se mantienen similares para la mayoría de refrigerantes salvo para el R152a, cuyo valor es un 25% mayor al del R404A, y el propano (R290), que es el único fluido que logra disminuir dicha tasa.

Como conclusión, los dos fluidos con los que se obtiene mejor resultado en este análisis son el propano y el R454B.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2.2 Cálculos CYCLE_D-HX

Mediante el software CYCLE_D-HX^[7] se busca conocer las propiedades de los fluidos en los puntos más representativos de la instalación. Para ello, el programa necesita conocer ciertos datos de funcionamiento del mueble frigorífico y tomarlos como referencia para subsiguientes cálculos. El proceso de cálculo que sigue el programa está explicado con más detalle en el *Anexo 3: funcionamiento del CYCLE_D-HX*. Para ello, se utiliza los mismos datos obtenidos por el ensayo llevado a cabo para los cálculos anteriores (Tabla 43). El programa necesita conocer la ΔT_{im} en los intercambiadores, por lo que es necesario saber la temperatura a la entrada y salida de los intercambiadores, el recalentamiento útil producido durante el ensayo y el subenfriamiento.

$T_{k,in}$ (°C) =	85	$T_{o,in}$ (°C) =	-18,35
$T_{k,out}$ (°C) =	28	$T_{o,out}$ (°C) =	3
SUB [K]=	11,32	RU [K]=	15
$\Delta T_{im,k}$ [K]=	12,781	$\Delta T_{im,o}$ [K]=	6,43

Tabla 48. Parámetros de funcionamiento del condensador y evaporador.

Con esos datos, el programa ya obtiene los parámetros de referencia de la máquina y está en disposición de hacer los cálculos que se deseen.

Se evalúan los todos los refrigerantes evaluados anteriormente en las mismas condiciones que los cálculos del apartado anterior, y que se muestran a continuación:

RU [K]=	10
SUB [K]=	0
η_v =	0,7

Tabla 49. Condiciones de cálculo.

A continuación se muestran los resultados proporcionados por el software.

5.2.2.1 R404A

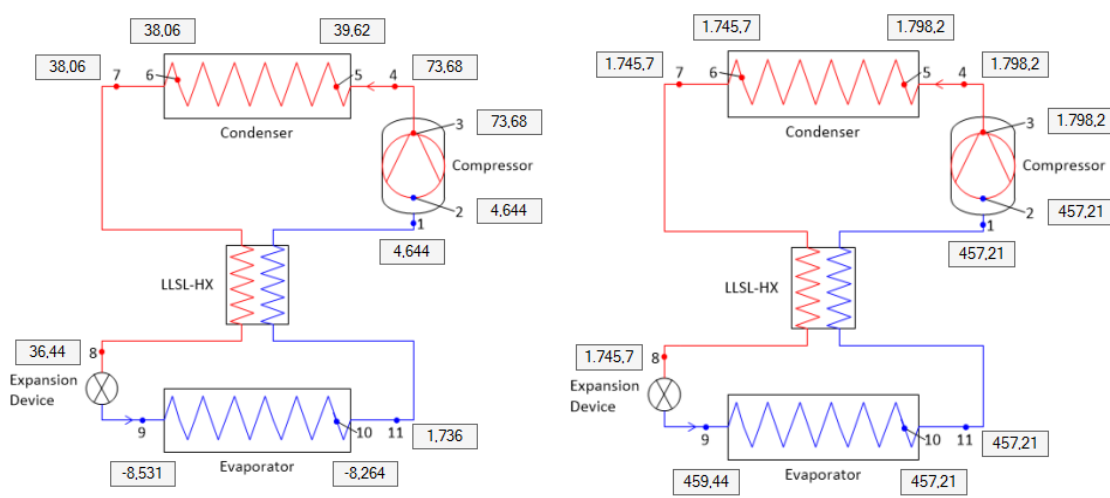
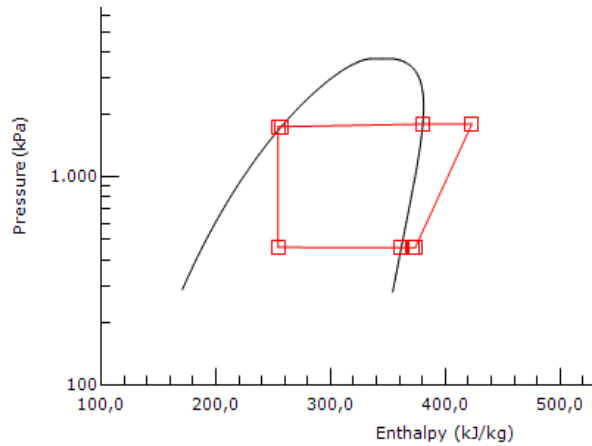


Figura 16. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R404A.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,6	457	373,7
Descarga	73,7	1798	423,1
Salida condensador	38,1	1745	257,0
Entrada válvula exp.	36,4	1745	254,2
Entrada evaporador	-8,5	459	254,2
Salida evaporador	1,7	457	371,0

Tabla 50. Diagrama PH del R404A



Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,382.

W_{comp} [kJ/kg] =	49,39
W_{comp} [kW] =	0,660
q_o [kJ/kg] =	116,77
Q_o [kW] =	1,560
m [kg/s] =	0,0133
COP =	2,364
VCC [kJ/m ³] =	1764

Tabla 51. Parámetros energéticos R404A.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2.2.2 R152a

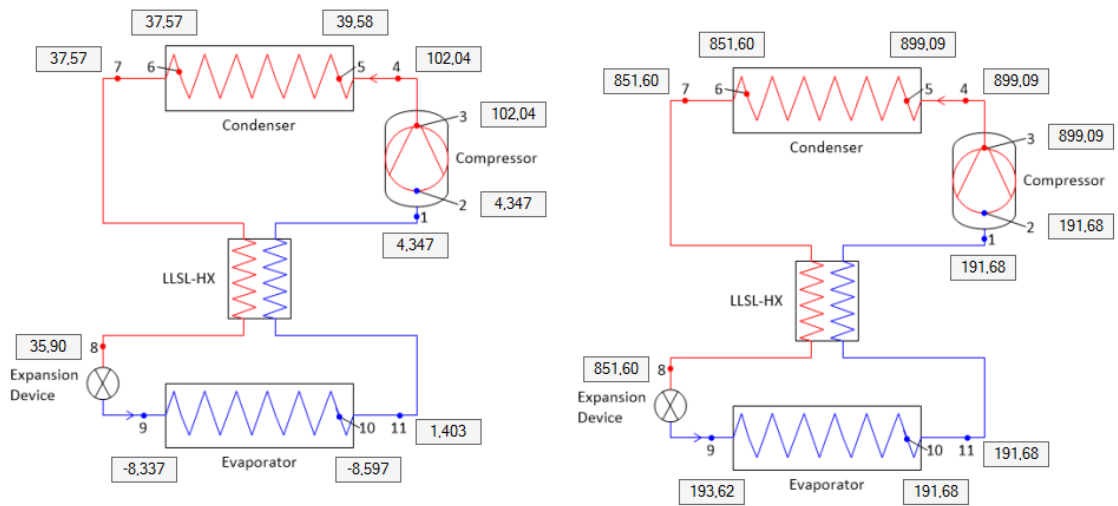


Figura 17. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R152a.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,3	191,7	514,7
Descarga	102,0	899,1	613,3
Salida condensador	37,6	851,6	266,8
Entrada válvula exp.	35,9	851,6	263,7
Entrada evaporador	-8,3	193,6	263,7
Salida evaporador	1,4	191,7	511,6

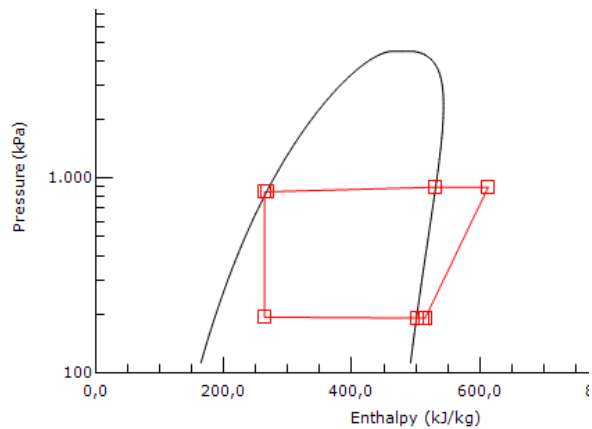


Tabla 52. Diagrama PH del R152a.

Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,246.

wcomp [kJ/kg] =	98,55
Wcomp [kW] =	0,620
qo [kJ/kg] =	247,97
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	6,2912E-03
COP =	2,516
VCC [kJ/m³] =	1007,3

Tabla 53. Parámetros energéticos R152a.

5.2.2.3 Propano

Con el propano, el software Cycle_D-HX no ofrece resultados coherentes.

5.2.2.4 R454A

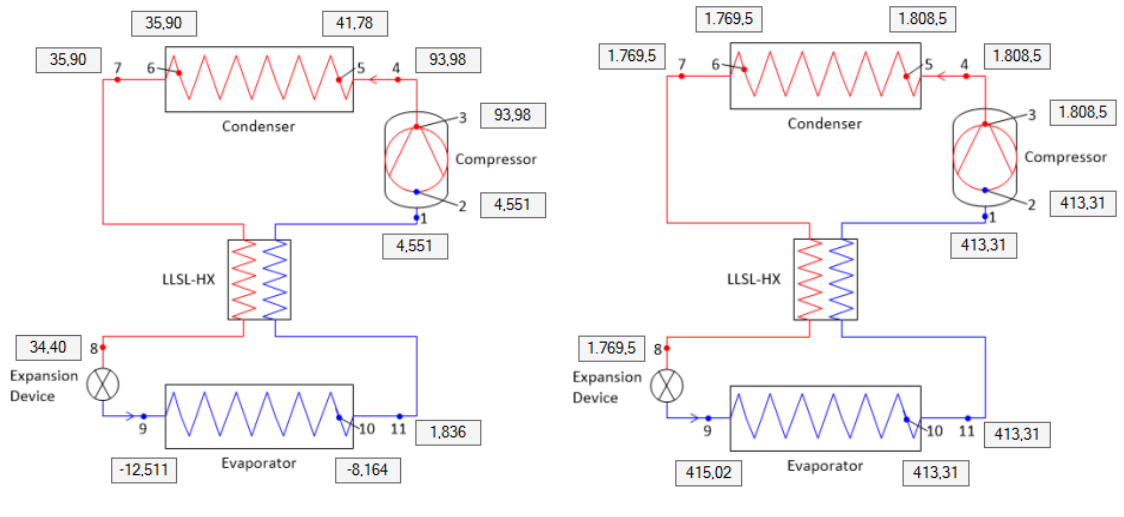


Figura 18. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R454A.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,6	413,3	416
Descarga	94,0	1808,5	486,7
Salida condensador	35,9	1769,5	256,5
Entrada válvula exp.	34,4	1769,5	253,9
Entrada evaporador	-12,5	415	253,9
Salida evaporador	1,8	413,3	413,4

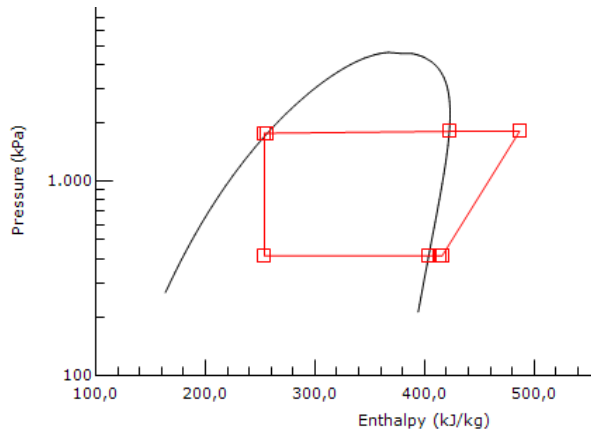


Tabla 54 Diagrama PH del R454A.

Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,334.

wcomp [kJ/kg] =	70,75
Wcomp [kW] =	0,692
qo [kJ/kg] =	159,48
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	9,7818E-03
COP =	2,254
VCC [kJ/m³] =	1765,1

Tabla 55 Parámetros energéticos R454A.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2.2.5 R454B

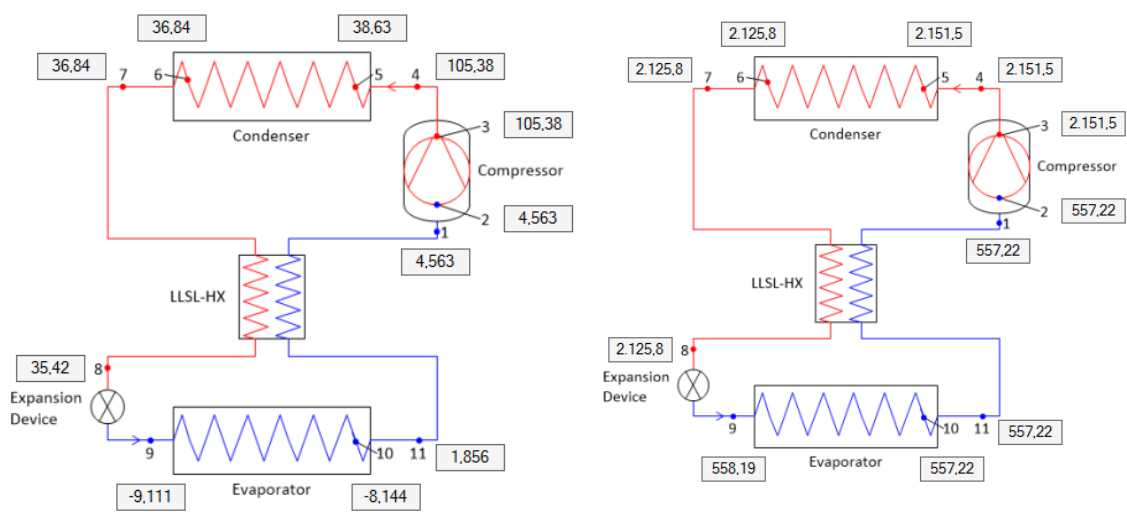
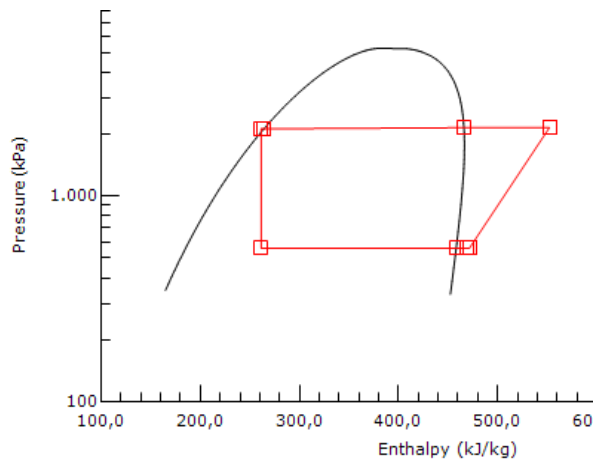


Figura 19. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R454B.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,6	557,2	471,3
Descarga	105,4	2151,5	552,2
Salida condensador	36,8	2125,8	264,2
Entrada válvula exp.	35,4	2125,8	261,4
Entrada evaporador	-9,1	558,2	261,4
Salida evaporador	1,9	557,2	468,6

Tabla 56 Diagrama PH del R454B.



Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,279.

wcomp [kJ/kg] =	80,86
Wcomp [kW] =	0,609
qo [kJ/kg] =	207,16
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	7,5304E-03
COP =	2,562
VCC [kJ/m ³] =	2447

Tabla 57 Parámetros energéticos R454B.

5.2.2.6 R454C

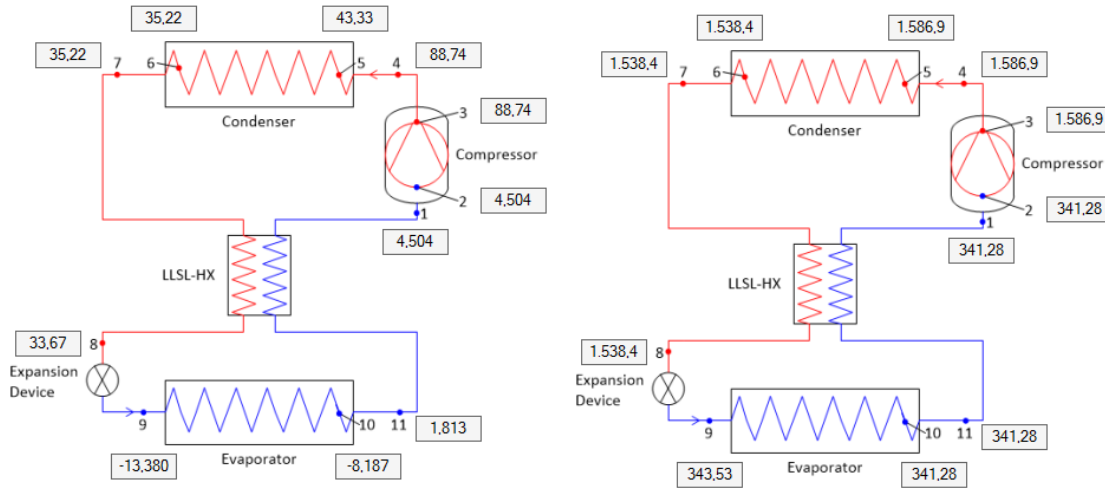
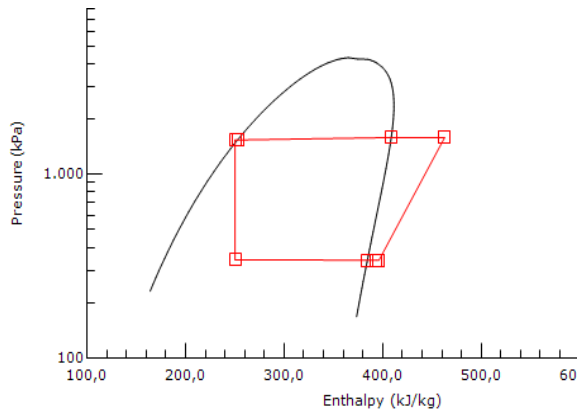


Figura 20 . Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R454C.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,5	341,3	396,3
Descarga	88,7	1586,9	462,9
Salida condensador	35,2	1538,4	252,7
Entrada válvula exp.	33,7	1538,4	250,2
Entrada evaporador	-13,4	343,5	250,2
Salida evaporador	1,8	341,3	393,8

Tabla 58 Diagrama PH del R454C.



Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,355.

wcomp [kJ/kg] =	66,65
Wcomp [kW] =	0,724
qo [kJ/kg] =	143,58
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	1,09E-02
COP =	2,154
VCC [kJ/m³] =	1466,1

Tabla 59 Parámetros energéticos R454C.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2.2.7 R455A

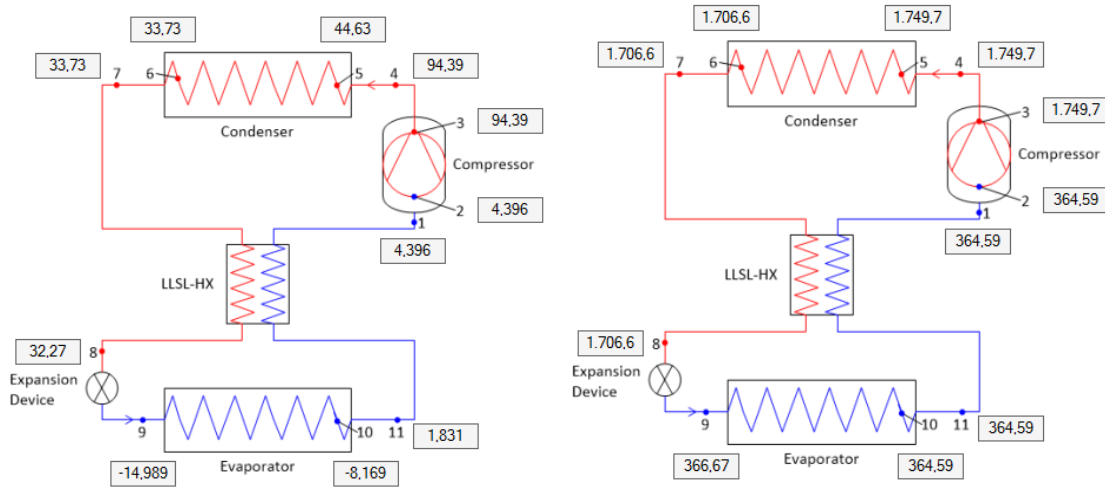


Figura 21 . Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R455A.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,4	364,6	399,8
Descarga	94,4	1749,7	471,8
Salida condensador	33,7	1706,6	251,2
Entrada válvula exp.	32,3	1706,6	248,8
Entrada evaporador	-15,0	366,7	248,8
Salida evaporador	1,8	364,6	397,4

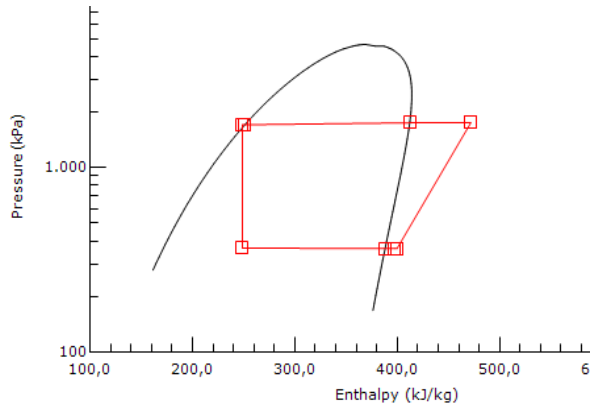


Tabla 60 Diagrama PH del R455A.

Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,356.

wcomp [kJ/kg] =	72,01
Wcomp [kW] =	0,756
qo [kJ/kg] =	148,63
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	1,0496E-02
COP =	2,064
VCC [kJ/m³] =	1561,5

Tabla 61 Parámetros energéticos R455A

5.2.2.8 R457A

Con el R457A, el software Cycle_D-HX no ofrece resultados coherentes.

5.2.2.9 R459B

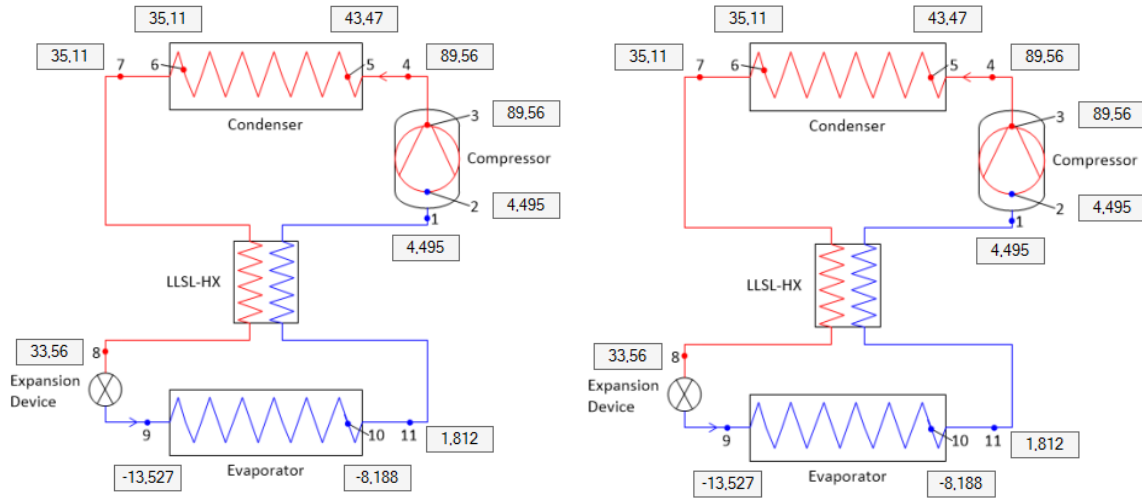


Figura 22. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R459B.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,5	328,6	397,3
Descarga	89,6	1548,7	464,8
Salida condensador	35,1	1499,5	252,3
Entrada válvula exp.	33,6	1499,5	249,8
Entrada evaporador	-13,5	330,9	249,8
Salida evaporador	1,8	328,6	394,8

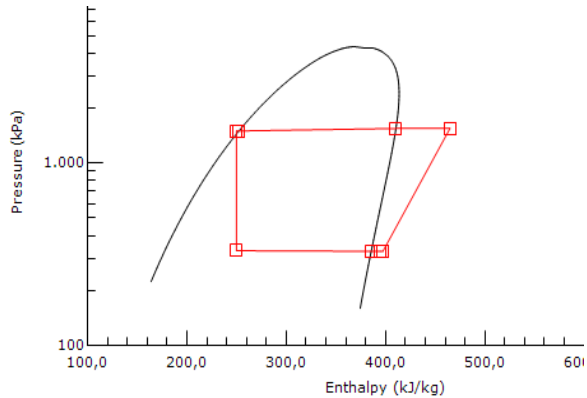


Tabla 62 Diagrama PH del R459B.

Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,352.

wcomp [kJ/kg] =	67,58
Wcomp [kW] =	2,145
qo [kJ/kg] =	144,96
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	1,0761E-02
COP =	2,145
VCC [kJ/m³] =	1428

Tabla 63 Parámetros energéticos R459B.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

5.2.2.10 R516A

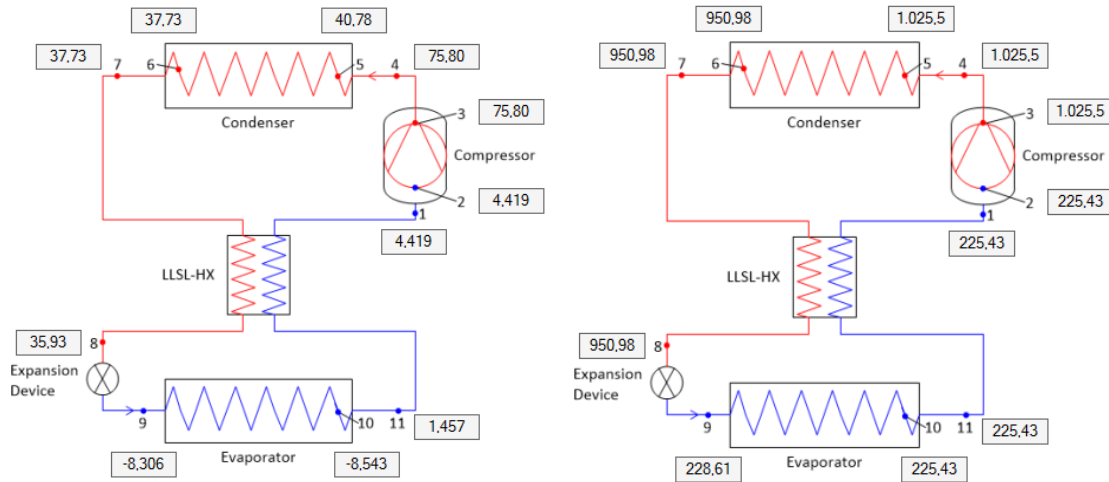


Figura 23. Temperatura en grados centígrados y presión en kPa para el R516A.

	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]
Aspiración	4,4	225,4	391,8
Descarga	75,8	1025,5	449,7
Salida condensador	37,7	951,0	253,9
Entrada válvula exp.	35,9	951,0	251,2
Entrada evaporador	-8,3	228,6	251,2
Salida evaporador	1,5	225,4	389,0

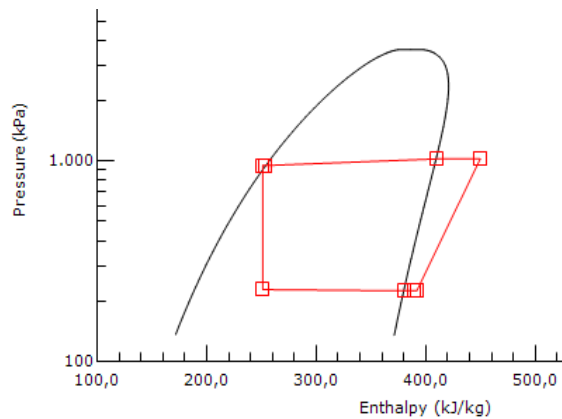


Tabla 64 Diagrama PH del R516A.

Donde el título de vapor a la entrada del evaporador es 0,327.

wcomp [kJ/kg] =	57,94
Wcomp [kW] =	0,656
qo [kJ/kg] =	137,85
Qo [kW] =	1,560
m [kg/s] =	1,1317E-02
COP =	2,379
VCC [kJ/m ³] =	1034,5

Tabla 65 Parámetros energéticos R516A.

5.2.2.11 Comparativa de resultados

Los datos ofrecidos por el Cycle_D-HX tienen en cuenta las diferentes propiedades termofísicas de los refrigerantes, por lo que calcula la temperatura de evaporación necesaria para cada caso teniendo en cuenta las necesidades frigoríficas, que se mantienen constantes. A continuación se muestran las temperaturas de evaporación, obtenidas mediante el método de la entalpía media (ver *Anexo 5: Cálculo de la temperatura de evaporación para el Cycle_D-Hx*):

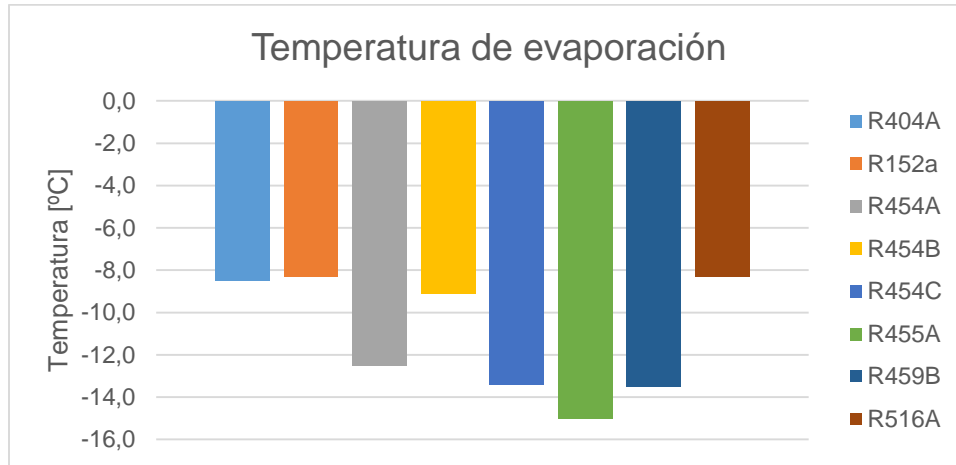


Figura 24. Temperatura de evaporación según el Cycle_D-HX.

Se puede observar que los datos de la Figura 24 son totalmente diferentes a los del Apartado 5.2.1, ya que el proceso de cálculo y las correlaciones utilizadas por el programa son bastante más precisas. Es llamativo que tanto para el R152a, el R516A y, aunque en menor medida, para el R454B, las temperaturas de evaporación son prácticamente iguales al R404A, lo que hace indicar que el coeficiente de convección, y por tanto las propiedades termofísicas, son bastantes similares a las del fluido de referencia. Para el resto de fluidos, la temperatura de evaporación es menor, hecho que significa que sus propiedades de transmisión de calor son inferiores.

A continuación se muestran una comparativa de los datos obtenidos mediante el Cycle_D-HX.

5. ESTUDIO DE REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AL R404A

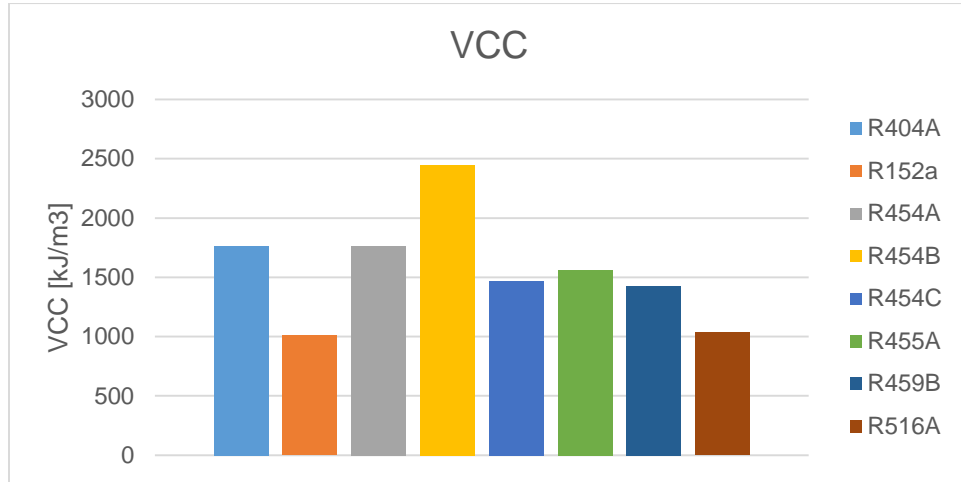


Figura 25. Capacidad volumétrica de los diferentes refrigerantes según el Cycle_D-HX.

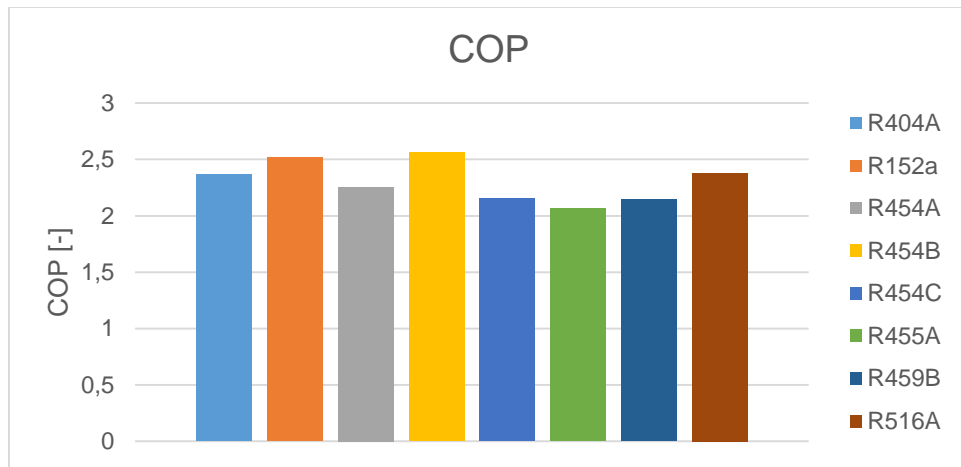


Figura 26. COP de los diferentes refrigerantes según el Cycle_D-HX.

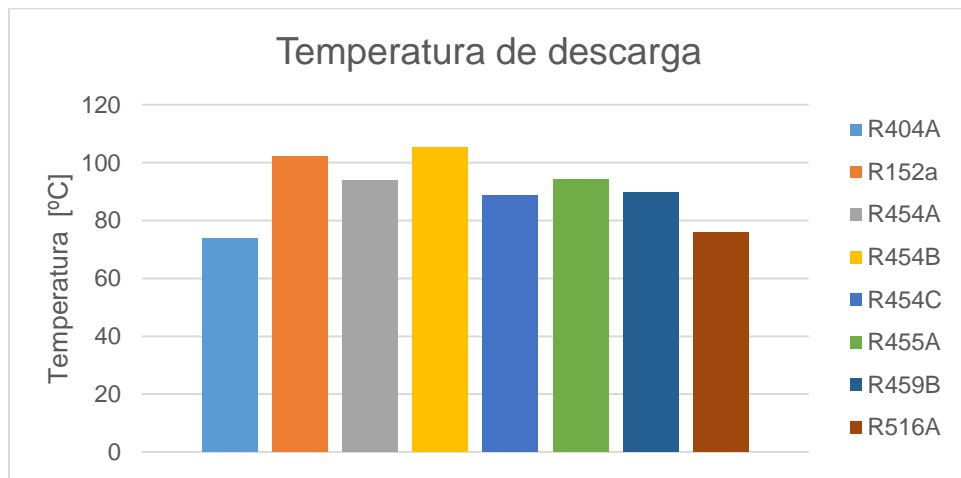


Figura 27. Temperatura de descarga de los diferentes refrigerantes según el Cycle_D-HX.

Cabe destacar que, puesto que las temperaturas de evaporación son diferentes para cada refrigerante, puede ser que varíen notoriamente ciertas propiedades con los datos obtenidos en el análisis termodinámico. Ya que para estos cálculos se tiene en cuenta el rendimiento propio del compresor, y la temperatura de condensación está entorno a los 35°C para todos los refrigerantes, se comparará directamente con el apartado “3.1.3: *Rendimiento propio del compresor*” y con una temperatura de condensación de 35°C.

En cuanto a la capacidad volumétrica de cada refrigerante (Figura 25), los datos coinciden en que tanto el R152a y el R516A son los dos refrigerantes con valores más bajos, en torno un 40% de descenso respecto el R404A para ambos dos. No obstante, llama la atención el R455A, que en el análisis termodinámico obtenía datos similares, en incluso mejores al R404A y sin embargo, en el análisis con software, su valor se ve descendido notablemente, teniendo una reducción respecto el refrigerante de referencia de un 11,5%.

Otro aspecto notorio son los valores de COP (Figura 26). En el análisis termodinámico, todos los refrigerantes evaluados ofrecían mayor COP que el R404A, con valores de entorno a un 5-10% de mejoría, a excepción del R152a, que ofrecía un incremento del 15%. Los únicos refrigerantes que en este análisis logran mejorar el COP son el R152a, el R454B y el R516A. Vuelve a ser llamativo el R455A, que ofrece los peores datos de COP de todos los refrigerantes analizados en este apartado y que en el análisis termodinámico no reflejaba tal descenso. Esto es debido a que cuanto más baja es la temperatura de evaporación, mayor es la energía necesaria para alcanzar la temperatura de condensación, reflejándose directamente en el COP.

Por último, el parámetro de temperatura de descarga (Figura 27) sí que muestra unos resultados más similares a los obtenidos en el análisis termodinámico. Todos los refrigerantes tienen una alta temperatura en la descarga del compresor, a excepción del R516A, que se obtiene una temperatura similar a la del R404A, y el R454C y el R459B, que se mantienen en un rango aceptable.

Como conclusión, estos datos muestran que ninguno de los refrigerantes analizados se logra imponer el uno sobre los otros. Algunos, como son el R152a, el R516A y el R454B, logran un COP mejor que el R404A, pero sin embargo tienen especificaciones inferiores en VCC para el R516A y el R152a y temperaturas de descarga elevadas para el R152a y el R454B; mientras que otros, se mantienen en límites aceptables de temperatura de descarga, pero no llegan al rendimiento ofrecido por el R404A. Por lo tanto, dependiendo de la aplicación, será más recomendable un refrigerante u otro.

El R454C, del que se van a hacer ensayos experimentales, tiene una temperatura de descarga que, en comparación con el resto, no se elevada demasiado, pero en cuanto COP y VCC, sí que ofrece más dudas. Por tanto, este refrigerante podría estar indicado para aplicaciones de refrigeración comercial de baja potencia, donde el rendimiento energético y el tamaño de los compresores no sea un punto crítico.

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El mueble frigorífico donde se hacen los ensayos es un mueble tipo isla semivertical, para la conservación de producto fresco (es decir, una temperatura de producto superior a 0°C) originalmente diseñado para operar R404A. El mueble con tapa nocturna y sin tapa se puede ver en la Figura 29.

La instalación experimental definitiva es la mostrada en la Figura 28.

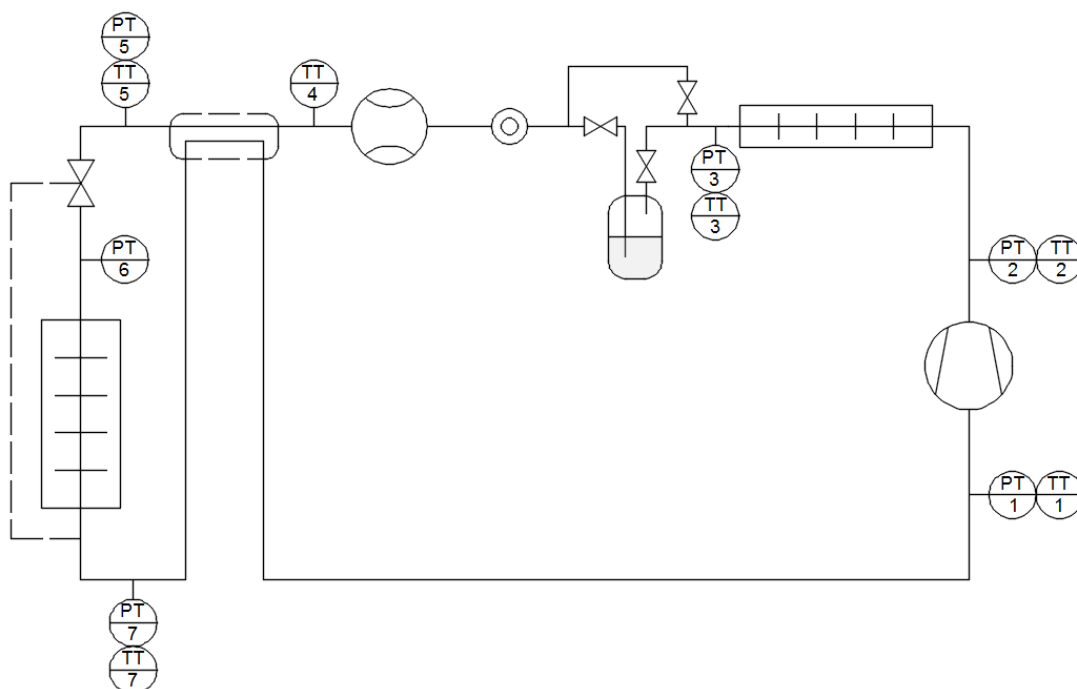


Figura 28. Esquema de la instalación experimental.



Figura 29. Mueble frigorífico sin tapa nocturna (dcha.) y con tapa nocturna (izq.).

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

6.1 Instalación de fábrica

La instalación, tal como venía de fábrica, constaba de un compresor hermético de pistón, modelo “Embraco NT6226GK” (Figura 30), una válvula de expansión termostática TES03, modelo “Danfoss TES2 068Z3415” (Figura 31) y los intercambiadores mostrados en los planos nº III y IV. Entre el condensador y la válvula de expansión se dispone de un depósito de acumulación de refrigerante (Figura 30 y Figura 32), un filtro de humedad (Figura 30 y Figura 32) y un visor de líquido. Cabe destacar que el tramo de tubería que conectaba el filtro de humedad con la válvula de expansión y el que conectaba la salida de evaporador con compresor, estaban enrollados en sí mismos en lo que se denomina como “cola de cerdo”, cuyo objetivo es el de minimizar la transmisión de las vibraciones producidas por el compresor (Figura 32).



Figura 30. Foto del compresor, del depósito y del filtro de humedad.



Figura 31. Foto de la válvula de expansión termostática.



Figura 32. Foto del depósito y filtro de humedad. Al fondo se puede observar la sección de tubería en forma de “cola de cerdo”.

Parte de la línea que va de compresor a válvula de expansión está en contacto con la línea que va desde evaporador hasta compresor, de manera que hacen la función de un intercambiador de calor, tal y como se puede ver en la Figura 28. Este intercambiador tiene una eficiencia de alrededor de un 8%.

Con el objetivo de evaporar el agua proveniente de la condensación y desescarche del evaporador, se disponía de una resistencia eléctrica en una bandeja de condensados situada al lado de la “cola de cerdo” que almacenaba el agua.

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Para favorecer la transferencia de calor, el sistema consta de dos ventiladores en el condensador y evaporador.

El control de la instalación se lleva a cabo mediante un regulador electrónico modelo “*Eliwell IDPlus 974*” y un módulo de comunicación modelo “*Bus Adapter 130*”. Con ello se puede controlar diversos parámetros de funcionamiento de la máquina, como son los desescarches, la temperatura de consigna, etc. Por defecto, solo el compresor está conectado al regulador electrónico, por lo que solo se tiene control sobre él. Los parámetros más significativos con los que viene preconfigurado el regulador son los siguientes:

- Temperatura de consigna: 1°C.
- Tiempo de intervalo entre dos desescarches seguidos: 24 horas. El desescarcho se hacía únicamente parando el compresor y sin ningún tipo de aporte de calor.
- Temperatura final de desescarcho: 5°C.
- Tiempo máximo de desescarcho: 30 minutos.

El esquema eléctrico de la instalación de fábrica se puede observar en *Anexo 6: Esquema eléctrico original*.

6.2 Modificaciones de la instalación

Con el objetivo de mejorar el funcionamiento del mueble en general y de reducir la carga de refrigerante necesaria, se llevan a cabo ciertas modificaciones en la instalación que se detallan a continuación.

Se sustituye la válvula termostática por una válvula de expansión electrónica, que permite tener un mayor control sobre la expansión del fluido y por tanto redonda en un mayor rendimiento energético. En concreto, se instala el modelo “Carel E2V11” (Figura 33). Su instalación se hace soldando la válvula mediante soldadura fuerte. Esta válvula consta de una resistencia NTC (para controlar la temperatura) y un transductor de presión, que se han de instalar a la salida del evaporador. La alimentación de la válvula es a 25 voltios, por lo que es necesario un transformador de tensión. Además, se añade antes del transformador un interruptor magnetotérmico de 2 amperios como medida de protección contra sobrecorrientes (Figura 34). Con el objetivo de evitar que circule refrigerante durante el periodo de desescarche, y por tanto que la válvula cierre, se conecta la válvula al regulador electrónico, permitiendo así tener aún un mayor control sobre ella. Hay que hacer ciertos ajustes sobre el regulador que se explican más adelante.



Figura 33. Válvula de expansión electrónica.

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL



Figura 34. Alimentación de la válvula de expansión.

La línea que va desde condensador a válvula de expansión sufre diferentes modificaciones. Con el objetivo de poder ensayar el mueble con y sin depósito de acumulación, se hace un by-pass en torno el depósito y se añaden dos válvulas en los bornes para poder abrir y cerrar la parte del depósito cuando se desee (Figura 35).



Figura 35. By-pass al depósito.

Se sustituye la denominada “cola de cerdo” por un tramo de tubería recto y se añade un antivibratorio en el tramo que va desde evaporador hasta compresor, intentado evitar así en lo máximo posible las posibles vibraciones que pueda generar el compresor. Esa última línea se forra con material aislante térmicamente para evitar posibles recalentamientos indeseados. También, como se explicará más adelante, se añade un caudalímetro posteriormente al filtro de humedad. Todo esto se puede ver en la Figura 36.

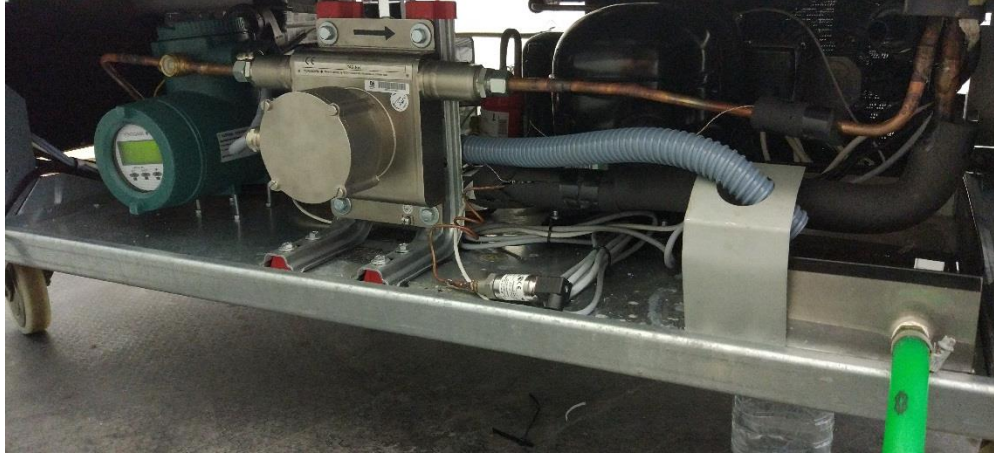


Figura 36. Caudalímetro y tramo modificado.

Se quita la resistencia eléctrica existente en la bandeja de condensados y se instala una nueva resistencia de desescarche que está directamente en contacto con el evaporador (Figura 37). Esta resistencia se conecta en el regulador electrónico, de tal manera que se pueda tener control sobre ella. El agua generada en los desescarches se lleva directamente a desagüe.

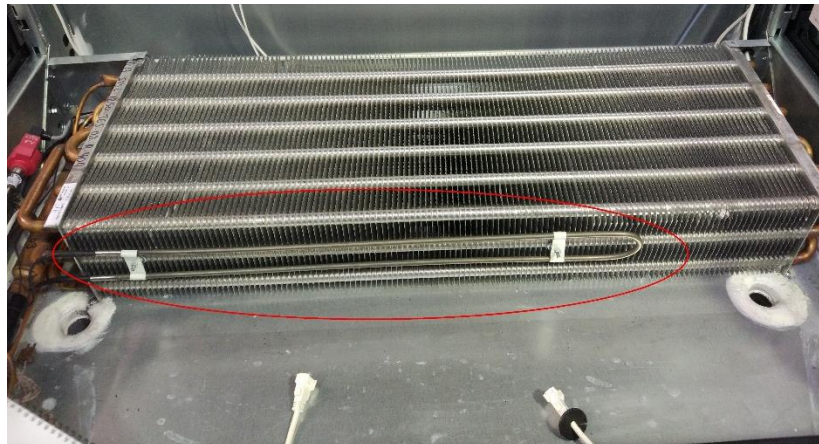


Figura 37. Resistencia de desescarche.

El esquema del ciclo donde se pueden ver ciertas de estas modificaciones está representado en el *Plano I: Esquema ciclo* y en la Figura 28.

El esquema eléctrico final está representado en el *Plano II: Esquema eléctrico*, donde se puede comprobar la conexión de la resistencia eléctrica con el regulador y la conexión de la válvula de expansión.

Para asegurar un buen funcionamiento del mueble frigorífico, se ajustan diferentes parámetros de funcionamiento del regulador. Entre paréntesis se muestra el parámetro exacto que se cambia de la Eliwel IDPlus974 y el valor que se le asigna.

- Tiempo de intervalo entre dos desescarches seguidos: 6 horas. (dit → 6).
- Temperatura final de desescarche: 10°C. (dSt → 10).

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

- Tiempo máximo de desescarche: 60 minutos. ($dEt \rightarrow 60$). Se da un valor grande para así asegurar que el final de desescarche siempre sea debido a temperatura.
- Válvula durante desescarche: desactivada. ($dFd \rightarrow y$).
- Válvula cuando para el compresor: activada ($FCO \rightarrow 2$; $FO_n \rightarrow 1$; $FOF \rightarrow 0$; $Fnn \rightarrow 1$; $FnF \rightarrow 0$)
- Configuración de salidas digitales:
 - Salida digital 1: compresor ($H21 \rightarrow 1$).
 - Salida digital 2: válvula ($H22 \rightarrow 3$). Cabe destacar que según el manual, esta configuración consta como que la salida digital es la propia para los ventiladores. Sin embargo, debido a que no se desea tener control sobre los ventiladores, se aprovecha esta salida digital para tener un mayor control sobre la válvula de expansión.
 - Salida digital 3: resistencia de desescarche ($H23 \rightarrow 1$).

6.3 Posición de los sensores

Los puntos que más interés representan de la instalación y que por tanto es necesario una correcta monitorización de ellos para poder evaluarla son los siguientes:

- Admisión al compresor.
- Descarga de compresor.
- Salida de condensador.
- Entrada al intercambiador interno.
- Entrada a la válvula de expansión.
- Entrada a evaporador.
- Salida de evaporador.

Las variables que interesan medir son la presión y la temperatura de cada uno de ellos, a excepción de entrada a evaporador, donde solo se medirá la presión, ya que sabiendo la presión y temperatura a la entrada de la válvula de expansión y sabiendo que la transformación que se produce a través de la válvula es isoentálpica, se puede deducir la temperatura; y la presión en la entrada al intercambiador interno, que se considera igual que a la salida de condensador.

Con el objetivo de conocer el salto logarítmico térmico que se logra en los intercambiadores, se instalan sondas de temperatura en la impulsión y retorno del aire del evaporador; y a la entrada y salida de aire del compresor, que miden las variaciones del aire a través de ellos.

Para conocer las condiciones climáticas en el interior del mueble se utiliza una sonda de temperatura y humedad. Este sensor se ha de colocar junto al retorno del aire del evaporador.

También es importante conocer la temperatura del producto a refrigerar. Para ello, se colocan en el interior del mueble paquetes-M equipados con sondas de temperatura en el interior de los mismos en la posición que se explica en el apartado 7.2: *Ensayo Final*.

Es necesario medir las condiciones climáticas de la cámara climática donde se ensaya el mueble para comprobar que se ajustan a lo requerido. Su colocación se explica en el apartado 7.2: *Ensayo Final*.

Otro parámetro importante a medir es el caudal másico que circula a través de la instalación. Para ello se utiliza un caudalímetro. Pese a que es un parámetro que se mantiene constante independientemente del punto donde se mida, para una correcta medida el fluido debe entrar en estado líquido, por lo que se elige una zona para su instalación comprendida entre el condensador y la válvula de expansión (Figura 36).

La potencia eléctrica demandada por el mueble se mide con un vatímetro ya instalado en la cámara climática donde se ensaya el mueble.

La disposición final de todos los sensores anteriormente mencionados se puede comprobar en el *Plano I: Esquema ciclo* y la Figura 28.

6. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

6.3.1 Sensores utilizados

El equipo utilizado para medir las diferentes temperaturas y presiones es el siguiente:

- Termopares de alambre en cordón de tipo T. Consisten en dos trozos de alambre termopar unidos entre sí con un cordón soldado que al calentarse o enfriarse dan lugar a una tensión que es proporcional con la temperatura. Se utilizan para medir las temperaturas de los puntos deseados de la instalación (TT1, TT2, TT3, TT4, TT5, TT7, según la numeración la Figura 28), en el interior de los paquetes-M y para medir la temperatura a la entrada y salida del aire del condensador. Su principal ventaja es su bajo coste e idoneidad para medir temperaturas de superficies. Su incertidumbre es de $\pm 0,5K$. En total se utilizan 14 termopares de este tipo.
- Sondas de termopar tipo T. Consisten en alambre de termopar alojado dentro de un tubo metálico. Su base de funcionamiento es igual a la de los termopares anteriores. Se utilizan en la impulsión y el retorno del aire del evaporador. Estos termopares son la mejor opción para la medición de temperaturas de fluidos. Se requieren dos sondas. Su incertidumbre es de $\pm 0,5K$.
- Transmisor de temperatura y humedad relativa. Equipo electrónico que convierte la temperatura en una señal de salida que varía proporcionalmente con la temperatura. Se utiliza para medir las condiciones climáticas en el interior del mueble y en la cámara. Se requieren dos.
- Transductores de presión. Equipo electrónico que convierte la presión en una señal de salida que varía proporcionalmente con la presión. Se utilizan para medir la presión en los distintos puntos de la instalación. Se utilizan dos tipos diferentes de transductores: tres cuyo rango de funcionamiento es entre -1 y 15 bares y tres con un rango comprendido entre 0 y 30 bares. Los de baja presión son PT1, PT6 y PT7 según la numeración de la Figura 28, mientras que las restantes son de alta presión. Tienen una incertidumbre de medida de $\pm 0,3\%$.
- Caudalímetro másico coriolis. Aparato de medida de caudal másico que utiliza el principio de coriolis para medir la masa circulante por la instalación (Figura 36). Su incertidumbre es de $\pm 0,1\%$ de la medida. Se requiere uno.
- Vatímetro. Se utiliza para medir la potencia demandada por la instalación. Su incertidumbre es de $\pm 0,5\%$ de la medida. Se requiere uno.

6.4 Sistema de adquisición

La adquisición de datos se hace mediante el software *LabView*. Los datos se registran cada 5 segundos. Los parámetros registrados por el programa son los mostrados en la Figura 38, que coinciden con los datos obtenidos con cada uno de los sensores anteriormente citados.

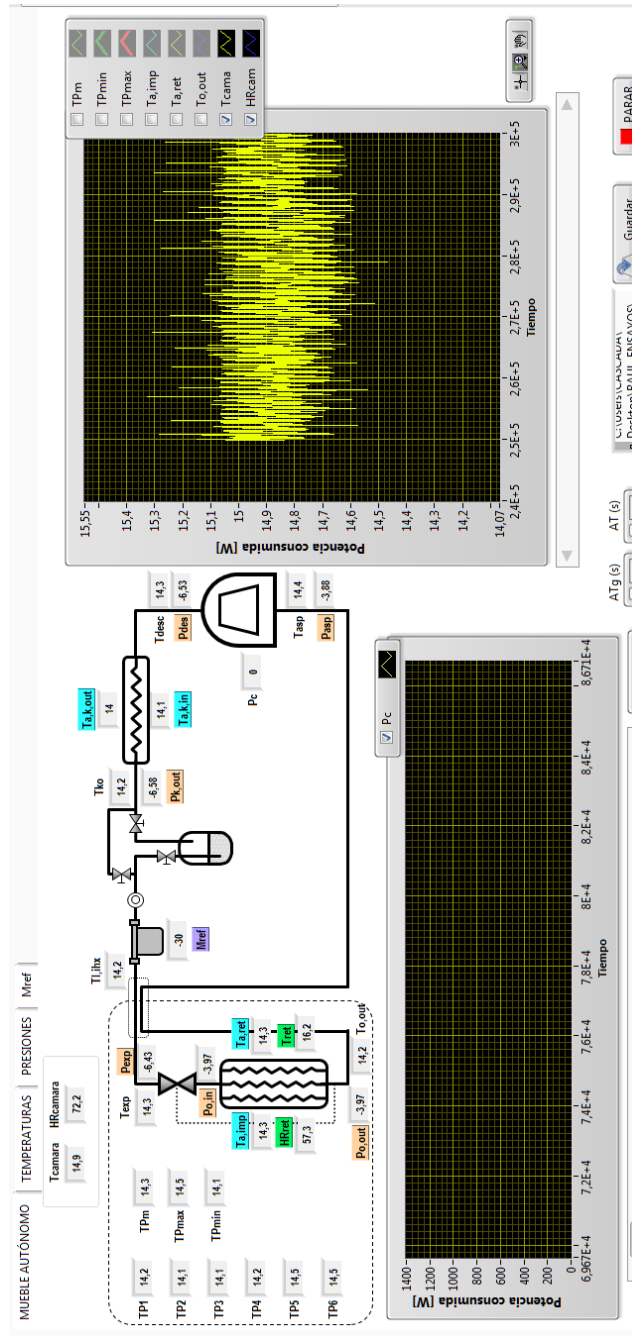


Figura 38. Interfaz del LabView.

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

En este apartado se explica la norma UNE-EN ISO 23953-2, que especifica los requisitos para la construcción, las características y el funcionamiento de los muebles frigoríficos comerciales utilizados en la venta y exposición de comestibles; y se muestran las condiciones con las que se llevan a cabo los ensayos finales, que están basados en la citada norma, con algunas modificaciones.

7.1 UNE-EN ISO 23953-2 (Clasificación, requisitos y condiciones de ensayo)

La norma UNE-EN ISO 23953-2 especifica los requisitos para la construcción, las características y el funcionamiento de los muebles frigoríficos comerciales utilizados en la venta y exposición de comestibles. A su vez, especifica las condiciones de ensayo y los métodos para la comprobación del cumplimiento de los requisitos.

La parte más importante de esta norma a efectos de este proyecto es la que hace referencia a los ensayos a ejecutar para la comprobación de los requisitos de consumo de energía, por lo que se tan solo se comentará el contenido relacionado con ello.

Lo primero a definir es las características de la sala de ensayo donde se evaluará el mueble objeto de ensayo. Se entiende por sala de ensayo como el espacio cerrado que cumple con las siguientes condiciones:

- ha de tener forma paralelepípeda, en la cual dos de las paredes opuestas están diseñadas con el fin de crear un flujo de aire uniforme y horizontal dentro de la sala de ensayo.
- que cumpla con unas dimensiones mínimas suficientes para alojar la máquina o conjunto de máquinas a ensayar. Estas dimensiones se explican en profundidad posteriormente.
- el nivel de aislamiento mínimo requerido tanto en las paredes como en el techo ha de ser $\lambda = 0,03 \text{ W/ m}^\circ\text{C}$, el equivalente a 60 milímetros de espuma de poliuretano.
- el suelo debe realizarse de hormigón o de un material térmicamente equivalente.
- la iluminación ha de ser fluorescente y mantener (600 ± 100) lux medidos a 1 metro sobre el nivel del suelo. El espectro de emisión del dispositivo de iluminación no debe tener valores máximos puntuales superiores a 500 W/5 nm/1 m .
- la pintura utilizada debe tener una tonalidad gris clara y una emisividad comprendida entre 0,9 y 1 a 25°C .

También se le exige unas características térmicas y de flujo de aire:

- La velocidad media medida del aire debe de estar entre 0,1 y 0,2 m/s.
- La temperatura de aire medida no debe desviarse más de 2°C a la temperatura especificada de cada clase climática, de la que se hablará más adelante.

- La humedad relativa no debe de alejarse más de un 3% a la exigida por la clase climática correspondiente.

Al ensayar un mueble hay que definir la clase climática en la que se va a ensayar. La clase climática define la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa que debe de tener la sala de ensayo en el momento que se está llevando a cabo el ensayo. Se distinguen hasta 9 clases diferentes (Tabla 66), en las que se permite unas tolerancias de $\pm 1K$ de temperatura y $\pm 5\%$ de humedad relativa, con la excepción de $\pm 3\%$ para la clase climática 3.

Clase climática de la sala de ensayo	Temperatura de bulbo seco	Humedad relativa	Punto de rocío	Masa de vapor de agua en aire seco
	°C	%	°C	g/kg
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
8	23,9	55	14,3	10,2
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
6	27	70	21,1	15,8
5	40	40	23,9	18,8
7	35	75	30,0	27,3

Tabla 66. Clases climáticas según norma UNE-EN ISO 23953-2

Para comprobar que se cumplen las condiciones ambientales definidas por la clase escogida, se deben medir en un punto concreto. Ese punto varía dependiendo del tipo de mueble a ensayar. Para este caso, que se trata de un mueble tipo isla semihorizontal, se deben respetar las siguientes medidas observadas en la Figura 39.

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

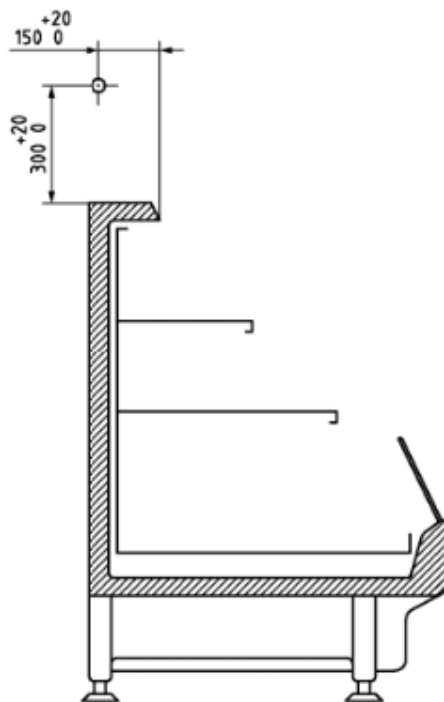


Figura 39. Posición del sensor de temperatura según norma UNE-EN ISO 23953-2.

Para la realización de los ensayos, deben usarse paquetes en forma de paralelepípedos rectangulares, denominados paquetes-M o paquetes de relleno, de dimensiones como las que se muestran en la siguiente tabla:

Dimensiones mm	Masa g
50 × 100 × 100	500
50 × 100 × 200	1 000
Se puede usar el siguiente paquete como relleno para completar la carga de los muebles:	
25 × 100 × 200	500

Tabla 67. Dimensiones de los paquetes-M y paquetes de relleno según norma UNE-EN ISO 23953-2.

Estos paquetes simulan las condiciones de la carne magra de buey, cuyo punto de congelación es de -1°C . La composición del paquete por cada 1000 g de peso, debe ser la siguiente:

- 230,0 g de oxietilmeticelulosa;
- 764,2 g de agua;
- 5,0 g de cloruro sódico, y
- 0,8 g de para-clorometa-cresol.

La diferencia entre los paquetes-M y los de relleno es que, mientras los de relleno no deben de estar equipados con ninguna sonda de medida, los paquetes-M sí que han de estar equipados con sondas para poder medir la variación de temperatura que registran con el paso del tiempo. Estos paquetes deben de ser de dimensiones 50x100x100 y 500 gramos de peso.

Las medidas mínimas de la cámara climática son las mostradas en la Figura 40.

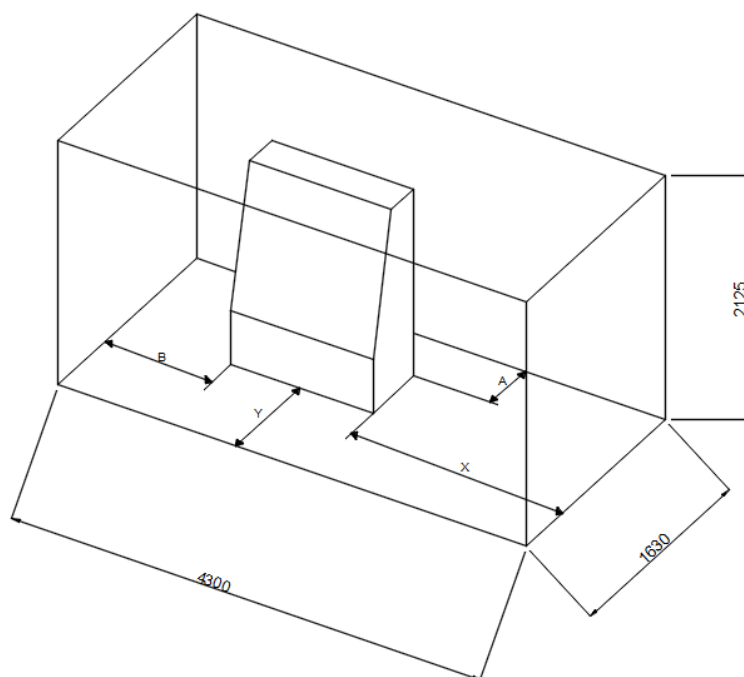


Figura 40. Medidas mínimas requeridas según norma UNE-EN ISO 23953-2.

Donde, $X=2$ m, $B \geq 1$ m, $Y \geq 1,5$ m, $A \geq 0,8$ m ó $A = Y$ cuando $A \geq 1,5$ m y la altura de la cámara debe ser la altura del mueble + 0,5 m.

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

7.1.1 Carga del mueble

Cada superficie de estante refrigerado debe cargarse con paquetes de ensayo de manera que se formen filas con longitud de 200mm sobre el fondo del mueble y en dirección del flujo de aire. La distancia entre filas y entre las filas y las paredes debe de ser 25 ± 5 mm.

En el sentido longitudinal, todos los espacios restantes deben rellenarse con paquetes de ensayo.

En el sentido de la profundidad, cualquier espacio cualquier espacio debe de rellenarse.

Para muebles verticales abiertos, la altura de carga debe de ser igual a la altura libre entre dos estantes menos 25 mm, con un tolerancia de $\begin{matrix} 0 \\ -25 \end{matrix}$.

En cuanto al emplazamiento de los paquetes-M, se distingue entre colocación en secciones longitudinales y secciones transversales.

Sabiendo que el mueble a ensayar tiene una longitud mayor a 700 mm, la norma especifica que se deben de colocar tres secciones transversales, de tal manera que las dos filas que más cerca están de las paredes, su eje esté a una distancia de 75 mm respecto la pared, mientras que la fila central debe de estar a mitad camino entre las dos, con una tolerancia de 75 mm.

En cuanto a profundidades de plano de exposición, el estante que está a mayor altura tiene una profundidad de 350 mm, mientras que el segundo y el tercero 450 mm, y el cuarto de 700 mm. Según la norma, para profundidades menores a 550 mm (que es el caso de los tres estantes más altos), tan solo hará falta situar los paquetes-M en dos secciones longitudinales, cuyo eje esté situado a 50 mm respecto el panel trasero para la fila del fondo y otros 50 mm respecto el límite frontal para la fila exterior. Para el estante inferior, habrá que colocar paquetes-M en tres secciones longitudinales, estando colocadas las de los extremos igual que en los estantes 1, 2 y 3, y la fila del medio a mitad camino entre las dos, con una tolerancia $\begin{matrix} +100 \\ 0 \end{matrix}$ desde el flujo del aire.

La norma también especifica que, para muebles que tengan al menos 4 estantes, como es el caso, y 2 de ellos sean idénticos en cuanto a forma, dimensiones, diseño de flujo de aire y tengan las mismas condiciones de transferencia de calor radiado, tan solo hará falta colocar paquetes-M en el estante inferior.

Una posible colocación de los paquetes es la mostrada en la Figura 41, donde se muestra el mueble a ensayar con los paquetes situados de forma que las dimensiones cumplan con lo especificado anteriormente, siendo los paquetes dibujados en rojo los paquetes-M y los verdes los paquetes de relleno.

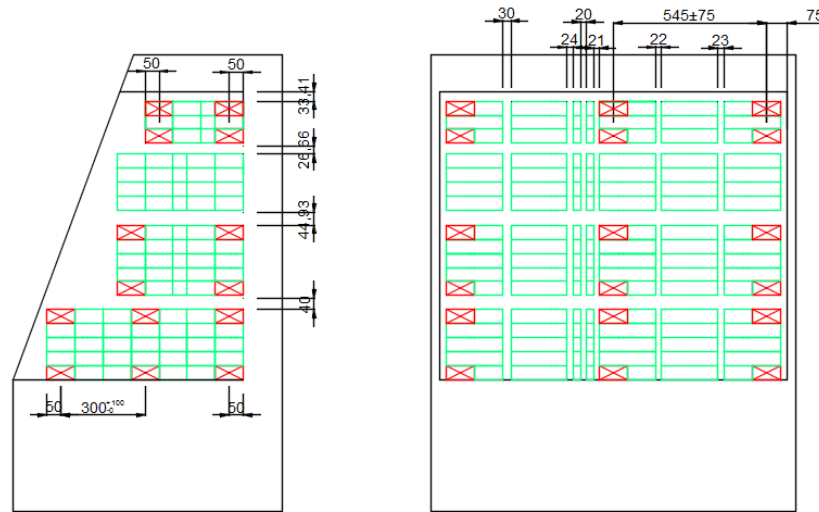


Figura 41. Carga del mueble según norma UNE-EN ISO 23953-2. Los paquetes en rojo corresponden con paquetes-M, mientras que los verdes con paquetes de relleno.

Antes de todo, el mueble debe de ponerse en marcha y, a modo de periodo de rodaje, se le debe permitir funcionar durante dos horas en la clase climática especificada. Una vez pasado ese periodo, se pueden colocar todos los paquetes en su posición correspondiente.

El mueble debe alcanzar condiciones estables. Condiciones estables se consideran si, durante un periodo de 24h, la temperatura de cada paquete-M no ha variado en más de 0,5°C. Una vez conseguidas las condiciones estables, se empieza a contabilizar el tiempo que la máquina debe de estar ensayándose.

Teniendo en cuenta que el mueble a ensayar consta de iluminación y tapas nocturnas, se debe seguir el siguiente proceso: primero, se ensaya sin tapas nocturnas, dejando la iluminación encendida durante 24 h; segundo, sin las tapas nocturnas, dejando la iluminación del mueble encendida durante 12 h; y para acabar, 12 h más con las tapas nocturnas y la iluminación del mueble apagada.

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

7.2 Ensayos finales

Una vez visto los requisitos y las condiciones de ensayo requeridas por la norma UNE, se procede a explicar el ensayo final llevado a cabo, que como se verá, en algunos casos dista bastante de lo especificado por la citada norma.

La norma UNE tiene como objetivo final describir todos los ensayos necesarios para tener los suficientes datos como para estar en disposición de que el mueble ensayado pueda certificarse o no. Sin embargo, el objetivo de este proyecto no es tal, por lo que el hecho de seguir la norma tal y como se especifica muchas veces puede resultar en recabar un exceso de información que puede llegar a ser redundante.

En este caso, el objetivo es recabar información sobre el comportamiento de la máquina en unas condiciones estándar para poder estar en disposición de poder sacar conclusiones a la hora de comparar el comportamiento energético del mueble con diferentes refrigerantes y diferentes cargas de refrigerante.

Para ello, los ensayos se llevan a cabo en la cámara disponible en la Universitat Jaume I (Figura 42), de dimensiones 3x3,5x4 que permite mantener temperatura de ensayo de 0 a 40°C con variaciones de $\pm 1K$ y grados de humedad de 30 a 70% con variaciones de $\pm 10\%$.



Figura 42. Cámara climática de la UJI.

Debido a que el destino final del mueble es un supermercado, lo correcto sería elegir la clase climática 3, ya que los valores de temperatura y humedad son los que más se asemejan a las características climatológicas existentes en tal sitio. La temperatura exigida es 25 °C y 60% de humedad relativa.

Para medir las condiciones climáticas, la cámara climática consta de un transductor de temperatura y humedad relativa a 2,5 metros de altura respecto el suelo y en una posición equidistante a las cuatro paredes.

El mueble se coloca en una posición en la que tiene espacio suficiente para permitir el flujo de aire en el condensador y evaporador sin que influya cualquier agente externo.

En cuanto a la colocación de los paquetes de ensayo, se colocan según lo mostrado en la Figura 43 y más detalladamente en la Figura 44, que muestra la planta de cada estante:



Figura 43. Disposición de los paquetes-M.

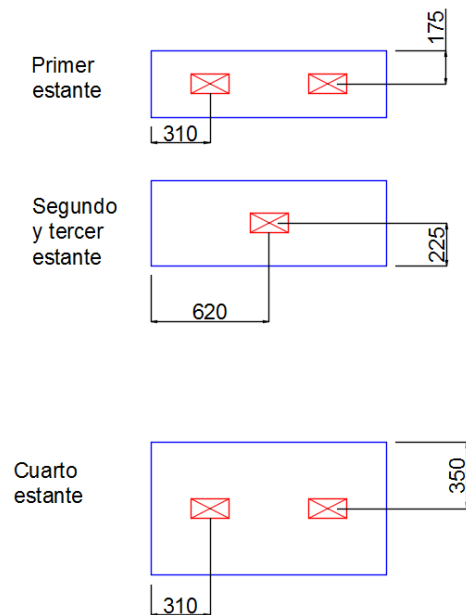


Figura 44. Disposición de los paquetes-M.

7. DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO

Como se puede observar, la distribución final difiere en gran medida de la propuesta en el *Apartado 7.1*. Cabe destacar que los paquetes mostrados son todos paquetes-M, de dimensiones 50x100x200 y de 1000g de peso, en los cuales se conectará en cada uno una sonda de temperatura (termopar), para registrar los cambios de temperatura que experimenta. Se decide utilizar esa disposición por varios motivos:

- La distribución propuesta en la norma UNE da lugar a una gran cantidad de medidas que, tal y como se ha comentado antes, resultan la mayoría redundantes. Para evitarlo, se colocan paquetes en las posiciones más representativas del mueble: dos paquetes-M en el estante superior, ya que es el punto donde saldrá el aire a una temperatura más fría; un paquete-M en cada uno de los dos estantes del medio y dos paquetes-M en el estante inferior, que se presupone que es el lugar donde el producto estará a una temperatura superior.
- Se utilizan paquetes-M de 1000g para que ocupen el máximo espacio posible y así ocupar una mayor superficie del mueble.
- No se requieren paquetes de ensayo, ya que no se espera una fluctuación de temperaturas lo suficientemente grande.

Los ensayos se llevan a cabo con la cortina o tapa nocturna bajada (Figura 29), y de acuerdo a la siguiente metodología. En el caso que se cambie el refrigerante utilizado, primeramente se vacía la instalación con una bomba de vacío y se carga la instalación con el fluido deseado. Cabe destacar que cada vez que se utiliza un refrigerante nuevo, es necesario reconfigurar los parámetros de la válvula de expansión electrónica para que se ajuste a sus características. Los ensayos se llevarán a cabo durante un tiempo de 48 horas, a modo que 24 horas sirvan como periodo de rodaje y las otras 24 horas sirvan para extraer datos finales.

En el caso que se varíe la carga de refrigerante, se comprueba mediante una báscula la cantidad de refrigerante añadido y se lleva a cabo el ensayo durante 26 horas, de tal modo que 2 de esas horas sirvan como periodo de rodaje y las 24 restantes para obtener datos definitivos.

Se ajusta la temperatura de consigna (Set-Point) de modo que la temperatura media de los paquetes esté comprendida en un rango entre 4,9°C y 5,1°C.

La válvula de expansión se ajusta para que tenga un recalentamiento útil de 15K.

Los desescarches se efectúan cada 6 horas, activándose una resistencia de desescarche de 525W.

La válvula de expansión electrónica permanece independiente al compresor, mientras que se desactiva en el momento del desescarche.

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

El objetivo de los ensayos experimentales llevados a cabo es optimizar la carga de refrigerante del mueble, para lograr reducir al máximo la energía requerida para un correcto funcionamiento del mueble; y comparar los resultados con los obtenidos con el R404A. El refrigerante con el cual se van a hacer los ensayos es el R454C.

El R404A es un refrigerante cuya composición es un 44% de R125, un 52% de R143a y un 4% R134a. Es un fluido químicamente estable, que no es ni tóxico ni inflamable (A1) y con un glide de 0,36K a 35°C. Su principal problemática es su alto valor de GWP (3943), que hará que se prohíba la comercialización de productos con este fluido a partir de 2020.

El R454C tiene una composición de un 78,5% de R1234yf y 21,5% de R32. Es estable químicamente, no es tóxico pero sí ligeramente inflamable (A2L) y consta de un glide de 6,88K a 35°C. Su GWP es de 146, lo que lo convierte como una alternativa posible al R404A más allá de 2022. Makhnatch et al (2018)^[8] analizaron teóricamente el R454C como sustituto al R404A en aplicaciones de refrigeración comercial y posteriormente Mota-Babiloni et al (2018)^[9] realizaron la evaluación experimental, obteniendo las siguientes conclusiones: los resultados obtenidos por los ensayos experimentales muestran que la capacidad volumétrica del R454C es ligeramente inferior al del R404A, obteniendo un COP de alrededor 10-15% mayor que el R404A, especialmente con altas temperaturas de condensación. Los resultados también muestran que la utilización de un intercambiador interno es contraproducente, debido a las altas temperaturas de descarga obtenidas y el poco aumento de rendimiento energético obtenido.

Los ensayos llevados a cabo en orden cronológico de su realización son los siguientes:

- Ensayo con el R404A con la instalación de fábrica y con la carga de refrigerante de fábrica, que es 1800g.
- Ensayo con el R404A con la instalación modificada, con depósito abierto y con una carga de refrigerante de 1500g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 800g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 900g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 1000g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 1100g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 1200g.
- Ensayo con el R454C, sin depósito y con una carga de refrigerante de 1400g con depósito abierto.

Cabe destacar que los datos utilizados en los apartados 5.2.1: *Condiciones de evaporación* y 5.2.2: *Cálculos con el Cycle_D-HX* son extraídos del segundo de los ensayos realizados.

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

8.1 Ensayos instalación de fábrica

Antes de realizar cambios en la instalación, son realizados diversos ensayos preliminares al mueble con la instalación de fábrica (ver *Apartado 6.1: Instalación de fábrica*), variando el Set-Point y abriendo y cerrando la tapa nocturna.

Tras tales ensayos, se puede observar que, al llevar ciertas de funcionamiento, el mueble presenta algunos fallos de funcionamiento que comprometen la conservación del producto a refrigerar.

El principal problema del mueble es la gran cantidad de escarcha que se formaba en el evaporador, que con el transcurso del tiempo se transformaba en una capa de hielo que envolvía todo el intercambiador, actuando de material aislante e impidiendo así que la energía frigorífica se pudiese transmitir del fluido al mueble. Esto venía causado principalmente por tres motivos. El primero de ellos es la ausencia de resistencia de desescarche. El desescarche se hacía por tiempo y sin ningún aporte calorífico de cualquier tipo. Además, estos desescarches se producían cada 24 horas, hecho que, sumado con lo anterior, resultaba en una eliminación del hielo claramente defectuosa e insuficiente. Otro punto crítico es el causado por la bandeja de condensados y la resistencia existente en ella. Al entrar en contacto el agua con la resistencia se evaporaba, filtrándose parte de ella en de nuevo en el mueble y depositándose de nuevo en el evaporador, formándose con ello más escarcha y contribuyendo al mal funcionamiento del mueble. Asimismo, cabe destacar que la resistencia estaba funcionando constantemente, resultando en un consumo de 600W a mayores. El tercer y último punto es la geometría del mueble. Al ser un mueble descubierto y sin ningún tipo de medio físico que impida la entrada de aire exterior, es decir, puertas o algo similar, la humedad relativa en el interior era muy alta, propiciando la acumulación de hielo ya citado.

Todo ello junto hacía que al llevar unas 24 horas de funcionamiento, la capa de hielo fuese suficiente como para actuar de aislante, propiciando que no se pudieses alcanzar la temperatura de consigna (Set-Point) y el compresor estuviese en continuo funcionamiento. Así, la temperatura medida en los paquetes-M colocados en el interior del mueble comenzaba a subir hasta valores demasiado altos como para garantizar una correcta conservación del producto.

Por ello, se llega a la conclusión de llevar a cabo las modificaciones en la instalación mencionadas en el *Apartado 6.2: Modificaciones de la instalación* y llevar a cabo posteriores ensayos con la tapa nocturna bajada.

No se muestran los resultados obtenidos en estos ensayos puesto que carecen de interés.

8.2. Ensayos R404A y R454C

Con el objetivo de obtener la carga mínima de refrigerante a la cual el mueble tiene un consumo de energía menor al cabo de 24 horas, se hacen diversos ensayos con el R454C, empezando con una carga de 800g (carga con la cual empieza a ciclar el mueble), y aumentando gradualmente 100g de refrigerante hasta obtener los resultados deseados. También se lleva a cabo un ensayo con el R404A con 1500g de refrigerante y con depósito abierto para poder comparar el funcionamiento con ambos refrigerantes. Finalmente, y para comprobar el funcionamiento del mueble con depósito abierto y el R454C, se realiza un ensayo con 1400g de tal fluido. Las condiciones climáticas con las que se lleva a cabo cada ensayo se muestran en la Tabla 68.

	R404A	R454C					
	1500g-dep	800g	900g	1000g	1100g	1200g	1400g-dep
Temperatura media de cámara (°C)	25,28	25,2	25,11	25,44	25,60	25,64	25,65
Desviación durante ensayo	0,71	0,60	0,61	0,76	0,84	0,85	0,81
Humedad relativa media de cámara (%)	53,34	55,32	55,61	53,63	52,84	53,27	54,69
Desviación durante ensayo	6,97	5,91	6,14	6,72	6,66	6,36	5,10
Temperatura media de paquetes-M (°C)	5,02	4,98	4,97	4,97	4,97	4,97	4,94
Desviación durante ensayo	0,41	0,41	0,43	0,44	0,43	0,50	0,42

Tabla 68. Condiciones de cada ensayo.

Los resultados de consumos a las 24 horas, expresados en kW·h, y la comparación de los resultados obtenidos con R454C con respecto al R404A, se muestran en la Figura 45. Los cálculos están hechos utilizando un método de integración trapezoidal (Ecuación 6), que contiene una incertidumbre menor al 0,5%.

$$E_i = \frac{1}{36 \cdot 10^5} \cdot \int_0^{24h} P_{c,i}(t) \cdot dt \quad \text{Ecuación 6}$$

$$= \frac{1}{36 \cdot 10^5} \cdot \sum_{j=1}^{24h} \left\{ \left[\frac{P_{c,i}(j) + P_{c,i}(j-1)}{2} \right] \cdot [t(j) - t(j-1)] \right\}$$

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

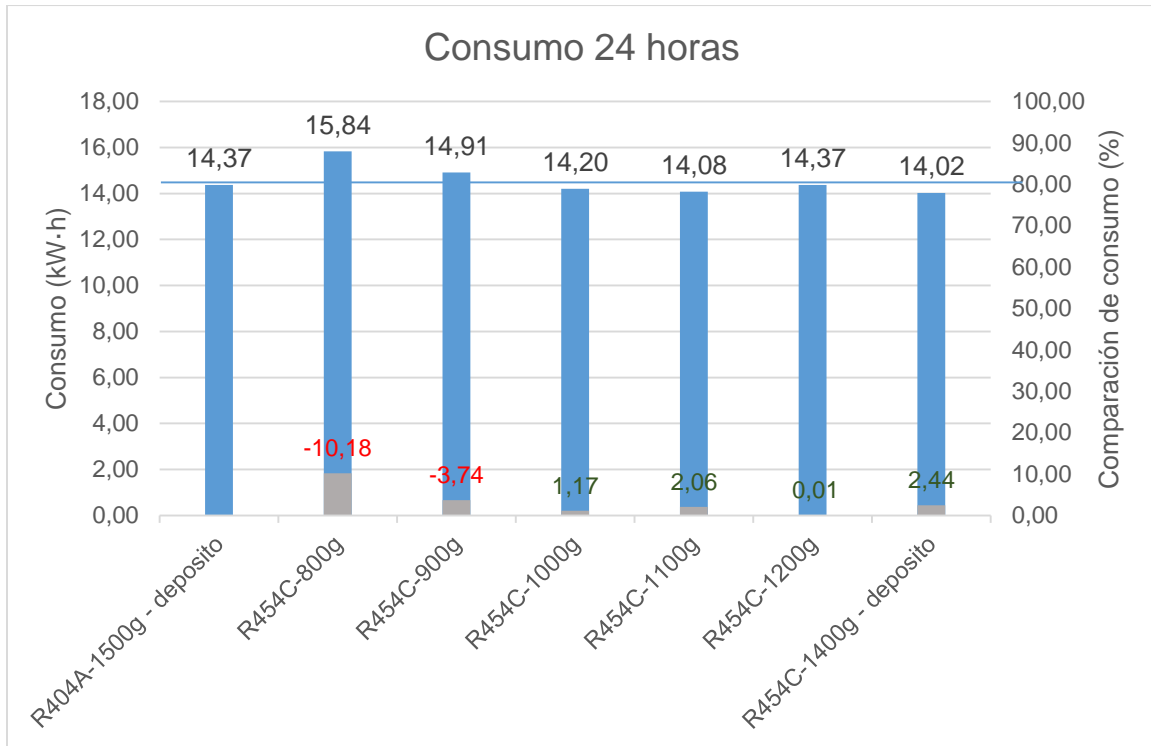


Figura 45. Consumos en 24 horas (azul) y comparación del R454C respecto el R404A (gris).

Se puede apreciar que el punto óptimo de carga de refrigerante para el R454C se corresponde con 1100g, obteniendo una reducción de hasta un 2,06% de energía respecto el R404A. Tal y como cabía esperar, con depósito abierto el consumo del mueble es el mínimo. No obstante, debido a las altas restricciones en cuanto a carga de refrigerante, se considera los 1100g como carga óptima de funcionamiento, pese a que el comportamiento energético sea mejor en el otro caso. La evolución temporal en 24 horas del consumo del mueble con el R404A y con el R454C con 1100g se puede apreciar en la Figura 46 y Figura 47 respectivamente.

La evolución de la temperatura de evaporación, de condensación, de descarga, del mueble, de cámara y de producto del R404A y del R454C con 1100g de carga está representada en las Figura 48 y Figura 49 respectivamente.

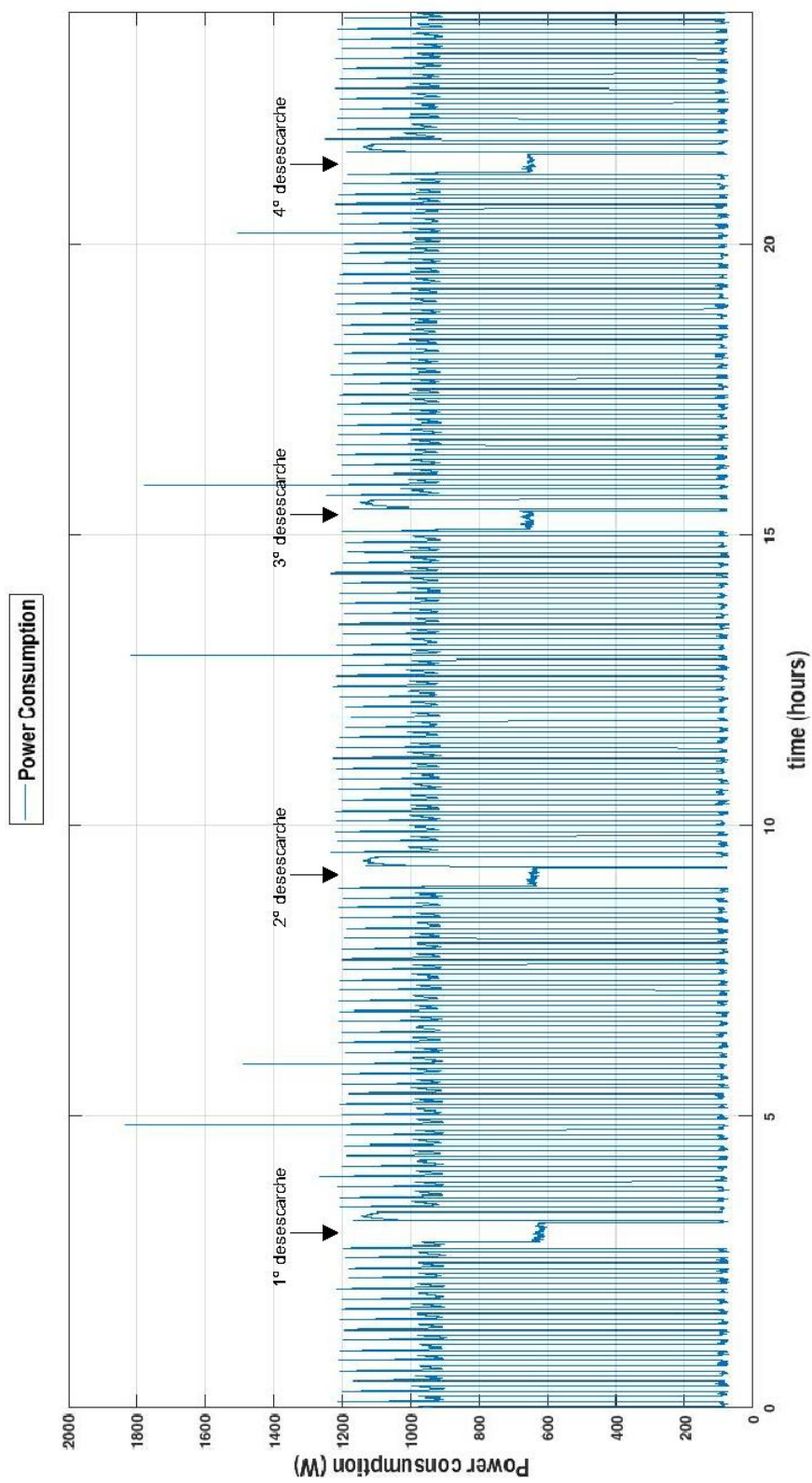


Figura 46. Evolución de la potencia requerida con el R404A.

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

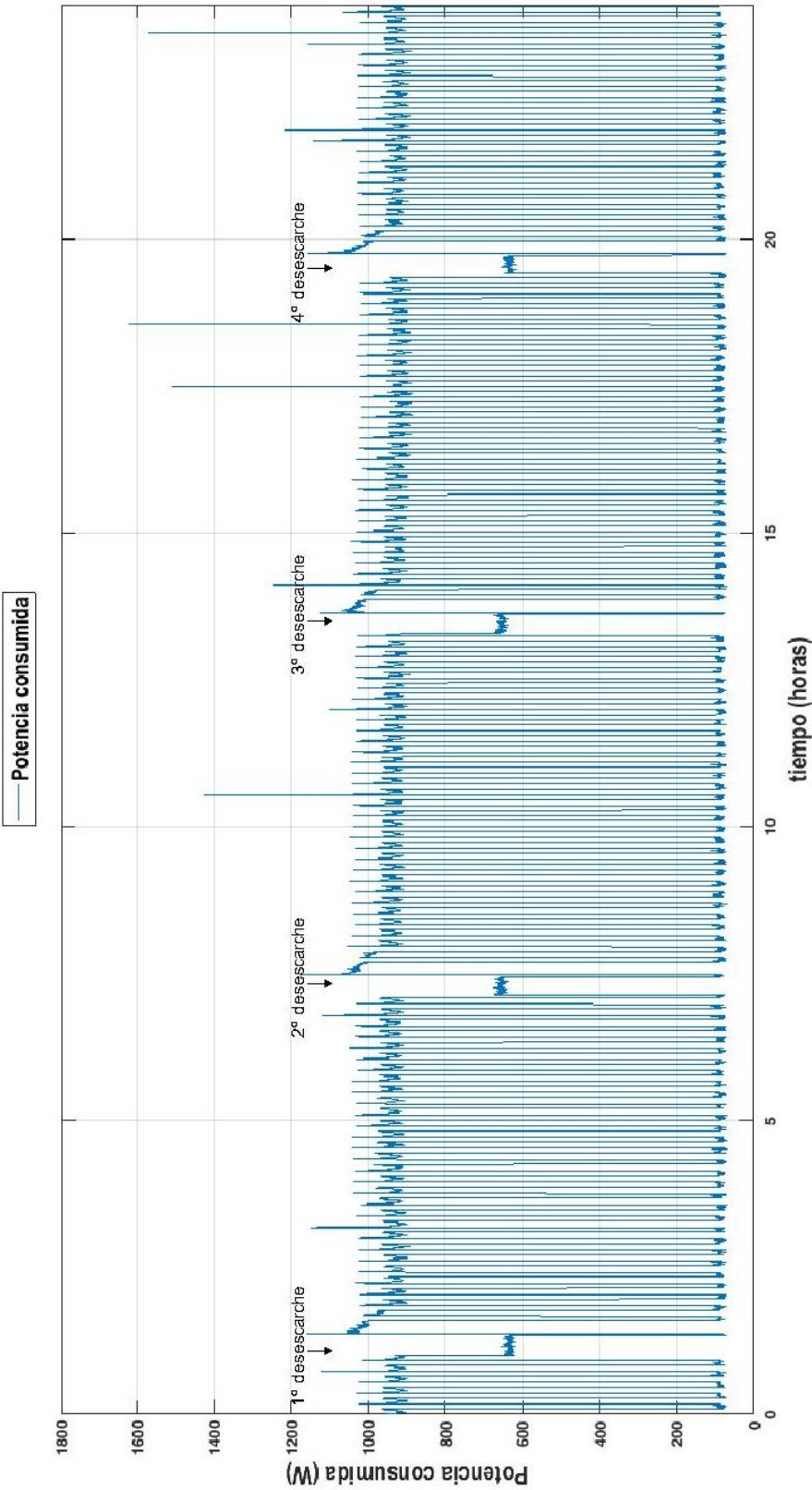


Figura 47. Evolución de la potencia requerida con el R454C.

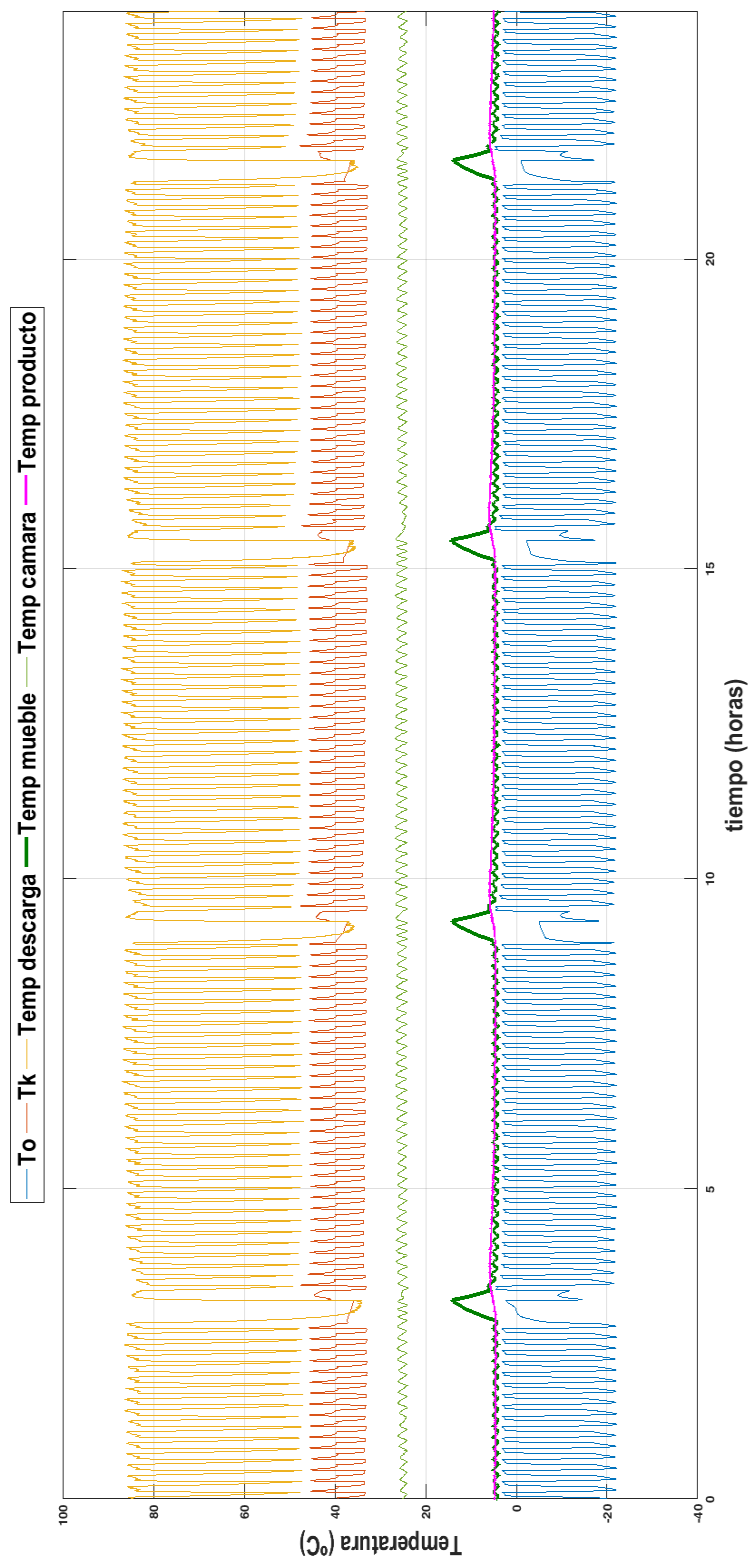


Figura 48. Evolución de la temperatura de evaporación, condensación, interior del mueble, cámara y de producto con el R404A.

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

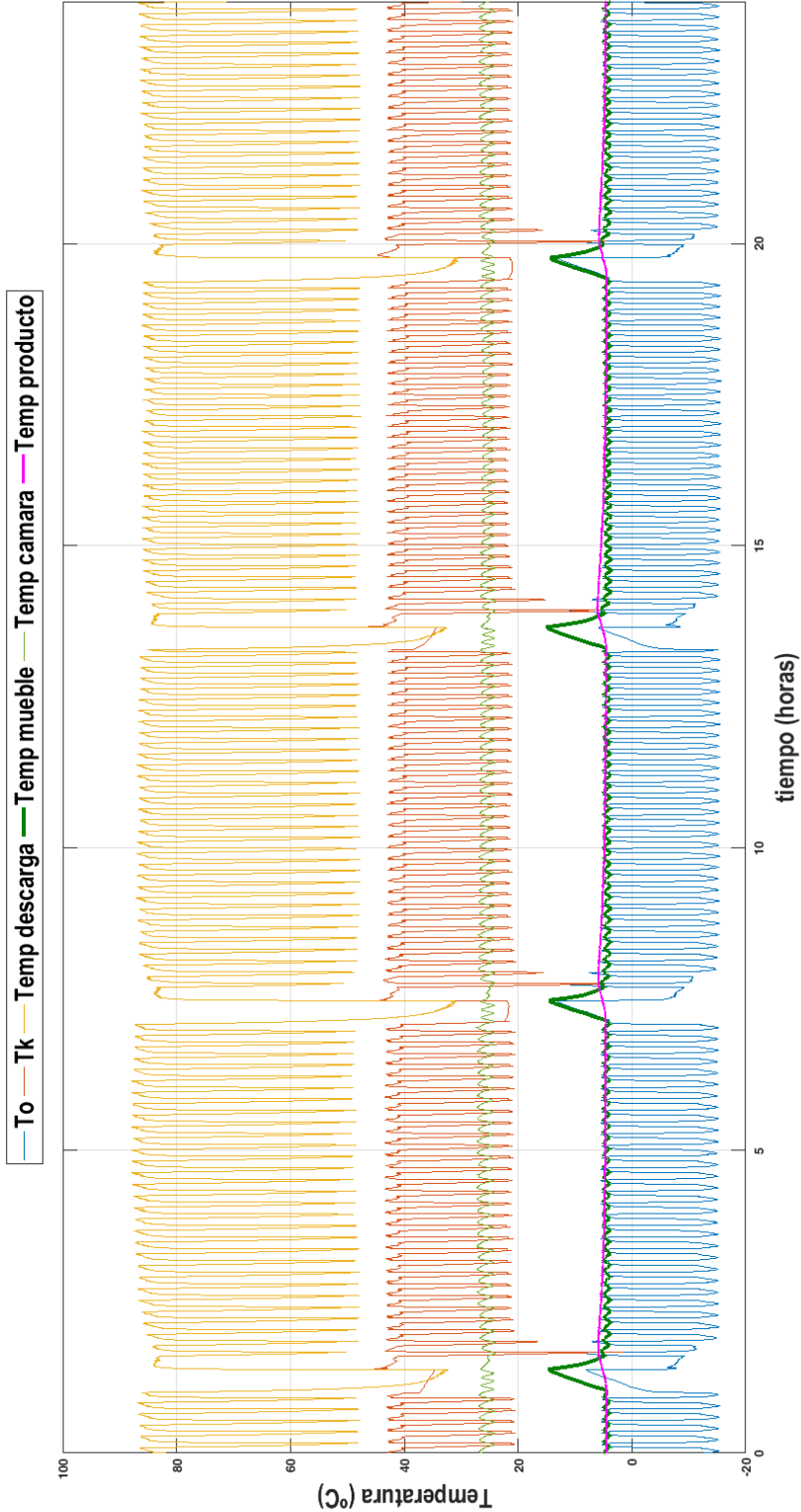


Figura 49. Evolución de la temperatura de evaporación, condensación, interior del mueble, cámara y de producto con el R454C con 1100g de carga.

El mueble requiere de una potencia auxiliar de 92W para garantizar el funcionamiento de la luz, los ventiladores y la válvula de expansión. La Figura 50 representa el consumo promedio del compresor, solo cuando está encendido; y la potencia auxiliar requerida por el mueble. Mientras, en la Figura 51 se representa el porcentaje de tiempo de operación del compresor y de la válvula de expansión durante las 24 horas de ensayo.

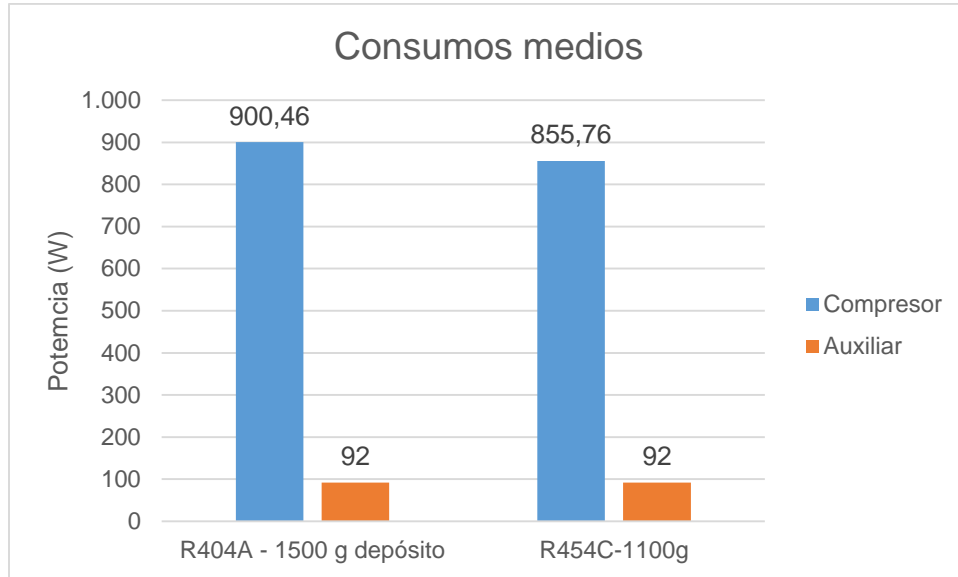


Figura 50. Consumo media del compresor y del mueble con el R404A y el R454C.

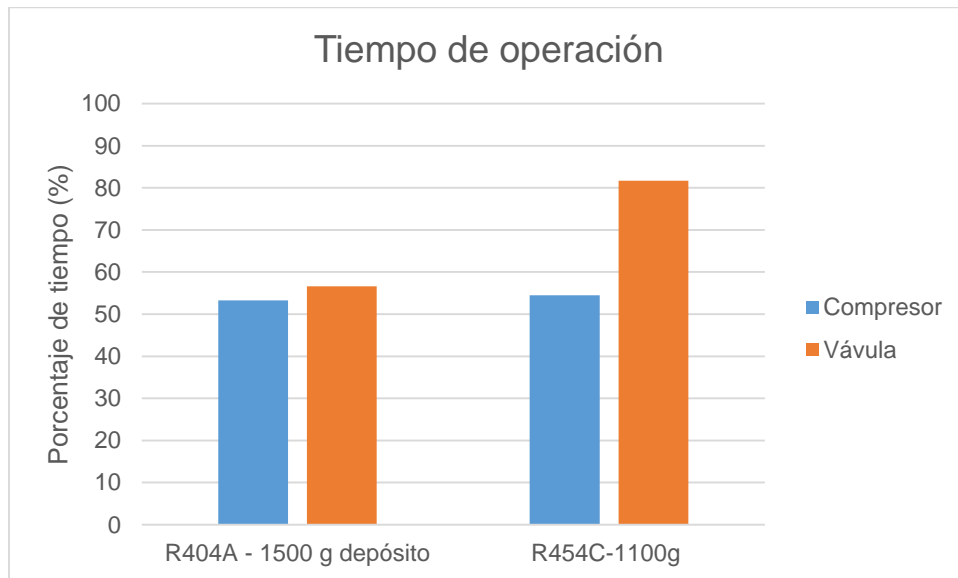


Figura 51. Tiempo de operación de la válvula de expansión y del compresor.

La potencia auxiliar, como cabía esperar, se mantiene constante independientemente del refrigerante utilizado. No obstante, el consumo del compresor desciende unos 45W con el R454C, probablemente debido a la presencia de menor refrigerante que trasegar.

Por otra parte, no se aprecian grandes diferencias en el tiempo de operación del compresor entre ambos fluidos, no obstante, la válvula de expansión presenta un

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES

porcentaje de operación un 27% mayor con el R454C, debido a que para mantener el recalentamiento deseado a la salida del evaporador es necesario que circule durante más tiempo el refrigerante cuando el compresor está parado a través de la válvula.

La Figura 52 representa la temperatura media de evaporación y de condensación durante el ensayo de 24h con el R404A y con el R454C-1100g. La temperatura de condensación corresponde con la media calculada utilizando la entalpía media, es decir, es función de la presión de descarga y un título de vapor del 50% (Ecuación 7), solo cuando el compresor está encendido. De esta forma se obtiene una incertidumbre de $\pm 0,44\text{K}$. La temperatura de evaporación media se calcula usando la presión de salida de evaporador y la entalpía media de entrada y salida del mismo (Ecuación 8) durante todo el ensayo, obteniendo una incertidumbre menor al $\pm 0,14\text{K}$.

$$T_k = f(P = P_{desc}; x = 0,5) \quad \text{Ecuación 7}$$

$$T_o = f\left(P = P_{o,out}; h = \frac{h_{o,in} + h_{o,out}}{2}\right) \quad \text{Ecuación 8}$$

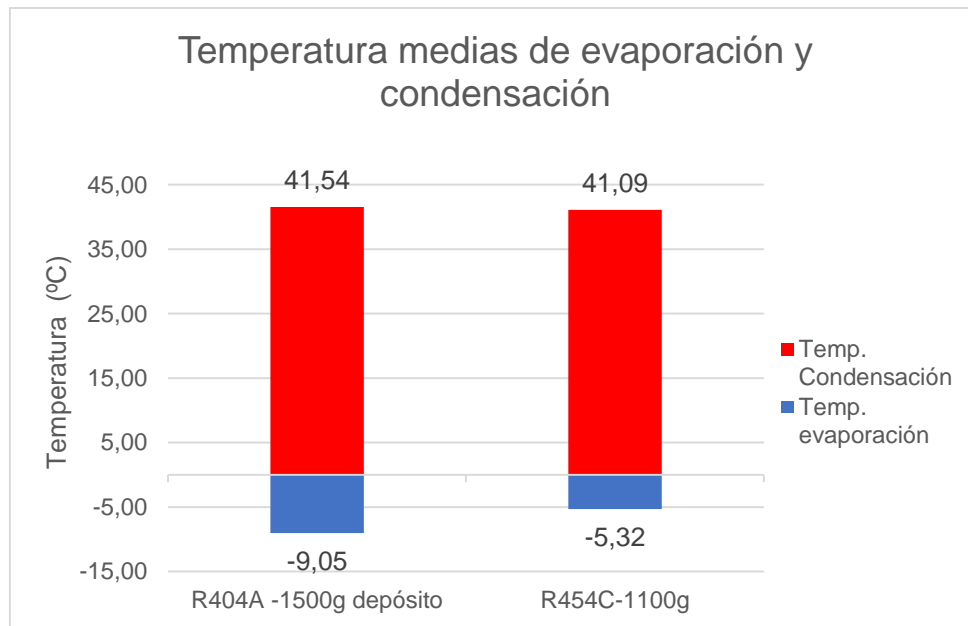


Figura 52. Temperatura media de condensación y evaporación.

No se observan diferencias significativas en la temperatura de condensación, sin embargo, en contra de lo que cabía esperar según el Cycle_D-HX y los cálculos del apartado 5.2.1: *Condiciones de evaporación*, la temperatura de evaporación del R454C se reduce en torno 3,7K, lo que hace indicar que posee unas propiedades termofísicas mejores, y que por tanto existe un mejor intercambio de energía.

Las presiones media, máxima y mínima de descarga durante las 24 horas de ensayo se representan en la Figura 53. Se puede observar que, probablemente debido a la presencia de una mayor carga de refrigerante, los niveles de presión con el R404A son

claramente mayores a los del R454C, que por contra presenta una divergencia de valores mayor, en torno a 10 bares.

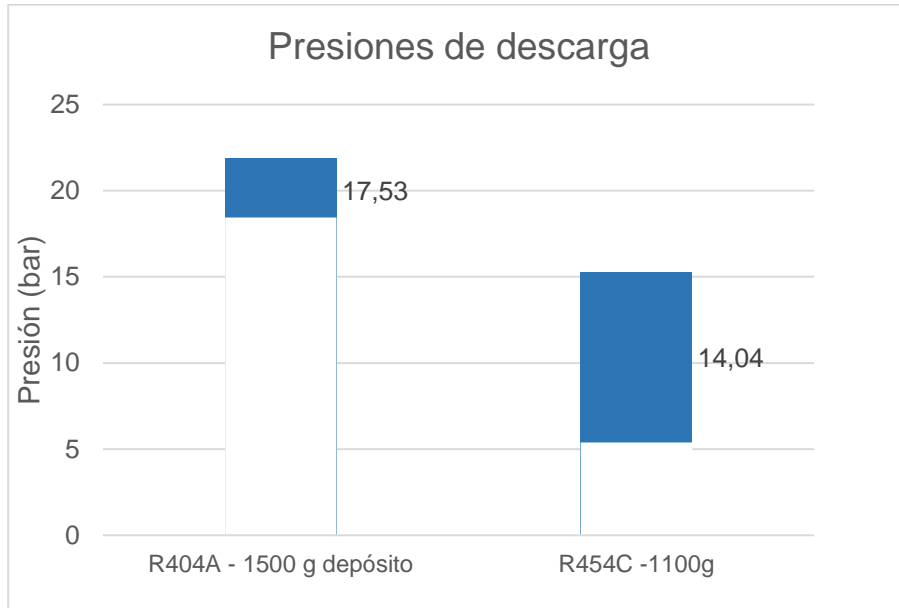


Figura 53. Presiones de descarga media (valor), máxima y mínima del R404A y el R454C.

En la Figura 54 está representada la temperatura de descarga de ambos refrigerantes, calculada solo cuando el compresor está en activo. No se aprecian grandes diferencias entre ambos refrigerantes.

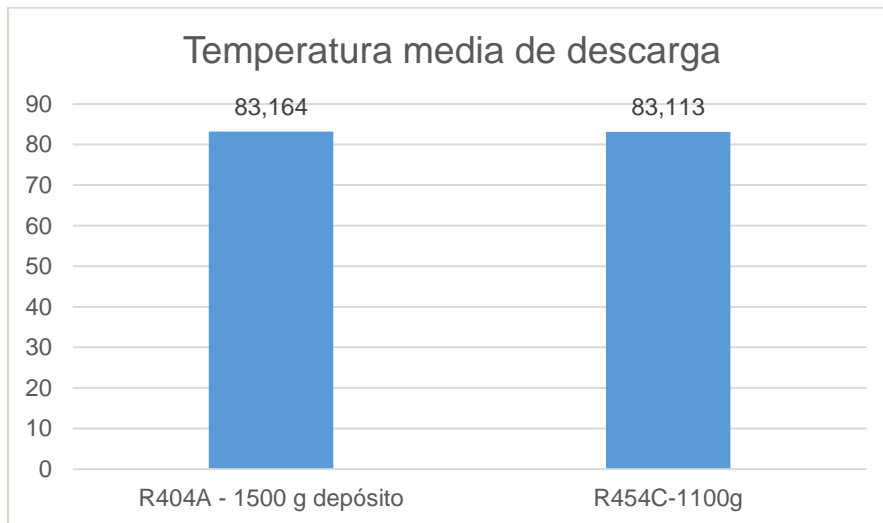


Figura 54. Temperatura media de descarga del R404A y R454C.

9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL

9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL

En este apartado se muestra un resumen de los presupuestos, la diferencia de coste que supondría fabricar el mueble conforme las modificaciones de la instalación propuestas, los ingresos, los gastos, el VAN, el TIR, el PR y el ahorro de energía que supondría la utilización del refrigerante R454C con la configuración 1100g con respecto el R404A con la configuración 1500g con depósito. También se hace un estudio de la viabilidad medioambiental utilizando la medida del TEWI.

9.1 Viabilidad económica

9.1.1 Resumen de presupuestos y coste de material sustituido

Tal y como se expresa en el documento Presupuestos, el coste total de todos los componentes añadidos, el del refrigerante R454C y el coste de redacción del proyecto es de 13907,63€ (Tabla 69). Los costes de los elementos sustituidos, con la configuración nueva se pueden observar en la Tabla 70, mientras que el coste del fluido R404A se muestra en Tabla 71. Todos los precios de los materiales sustituidos se obtienen del distribuidor Pecomark en el año 2018. El IVA utilizado es de un 21%.

TOTAL modificaciones + IVA (€)	339,22
TOTAL refrigerante + IVA (€)	168,41
TOTAL redacción proyecto (€)	13400
TOTAL (€)	13907,63

Tabla 69. Resumen del coste de la instalación modificada.

Componente	Modelo	Precio unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Precio total (€)
Recipiente de líquido	Goratech C-025 CE	27,45	1	27,45
Válvula de expansión termostática	Danfoss TES2 068Z3415	55,5	1	55,5
TOTAL (€)				82,95
TOTAL + IVA (€)				100,37

Tabla 70. Coste de los componentes sustituidos.

Componente	Precio unitario (€/kg)	Cantidad (kg)	Precio total
Refrigerante R404A	392,86	1,8	707,15
TOTAL (€)			707,15
TOTAL + IVA (€)			855,66

Tabla 71. Coste del refrigerante sustituido.

TOTAL (€)	790,10
TOTAL + IVA(€)	956,02

Tabla 72. Total de los materiales sustituidos.

9.1.2. Inversión inicial, ingresos y gastos

La inversión inicial (I_{ini}) se considera el coste de la redacción de este proyecto, que es 13400€.

Inversión inicial (€) =	13400
--------------------------------	--------------

Tabla 73. Inversión inicial del proyecto.

De acuerdo a lo observado en la Tabla 69 y en la Tabla 72, el hecho de adoptar las modificaciones y el nuevo refrigerante propuesto, supondría una reducción de los costes de fabricación del mueble de 448,39€. Asumiendo que el precio de venta al público del mueble se mantiene igual una vez efectuadas las modificaciones, se considera tal reducción como los ingresos directos obtenidos por efectuar las modificaciones propuestas. Como no existe ningún gasto añadido, el beneficio bruto (B_b) coincide con los ingresos, según la Ecuación 9. El beneficio neto es la diferencia del beneficio bruto menos los impuestos, que para sociedades se puede cifrar en un 25% (Ecuación 10).

$$B_b = \text{Ingresos} - \text{Gastos} = \text{Ingresos} \quad \text{Ecuación 9}$$

$$B_n = B_b - \text{Impuestos} = B_b - 25\% \cdot B_b \quad \text{Ecuación 10}$$

Teniendo en cuenta que no se requiere ningún gasto en maquinaria ni en obra civil a mayores para la adopción de las modificaciones, la amortización se considera nula, y por tanto el flujo de cajas (FC) es igual al beneficio neto (Ecuación 11).

$$FC = B_n + \text{Amortizaciones} = B_n \quad \text{Ecuación 11}$$

Asumiendo una venta anual de 100 unidades del mueble, los parámetros anteriormente citados se muestran en la Tabla 74 y Tabla 75.

Ingresos (€/año) =	44838,97
Gastos (€/año) =	0

Tabla 74. Ingresos y gastos anuales.

Bb (€/año) =	44838,97
Bn (€/año) =	33629,23

Tabla 75. Beneficio bruto y beneficio neto con las modificaciones implementadas.

9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL

9.1.3 VAN

El valor actual neto (VAN), es un indicador que sirve para determinar la viabilidad de un proyecto. En este caso indica la cantidad de excedentes que generan las modificaciones realizadas en el mueble durante el periodo de venta del producto, que se considera de 5 años. La fórmula utilizada para el cálculo del VAN se muestra a continuación, siendo n el número de años de venta e i_r el interés real, suponiendo un IPC interanual del 1,75% y un interés nominal (i_n) del 2,5% (Ecuación 13).

$$VAN = -I_{ini} + \sum_{n=0}^5 \frac{FC}{(1 + i_r)^n} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$i_r = \frac{i_n}{IPC} \quad \text{Ecuación 13}$$

El VAN obtenido al cabo de 5 años es 147773,41€.

VAN (€) =	147773,41
------------------	------------------

Tabla 76. VAN obtenido.

9.1.4 TIR

La tasa interna de retorno (TIR), es la tasa de interés o rentabilidad que ofrece una inversión, es decir el porcentaje de beneficio que tendrá el proyecto. Dicho de otro modo, es el valor del i_r que hace nulo el VAN. Se calcula mediante la Ecuación 14.

$$i_r \left| -I_{ini} + \sum_{n=0}^5 \frac{FC}{(1 + i_r)^n} = 0 \quad \text{Ecuación 14} \right.$$

La evolución del VAN en función del i_r se puede observar en la Figura 55, de la que se puede concluir que el TIR es aproximadamente un 250%.

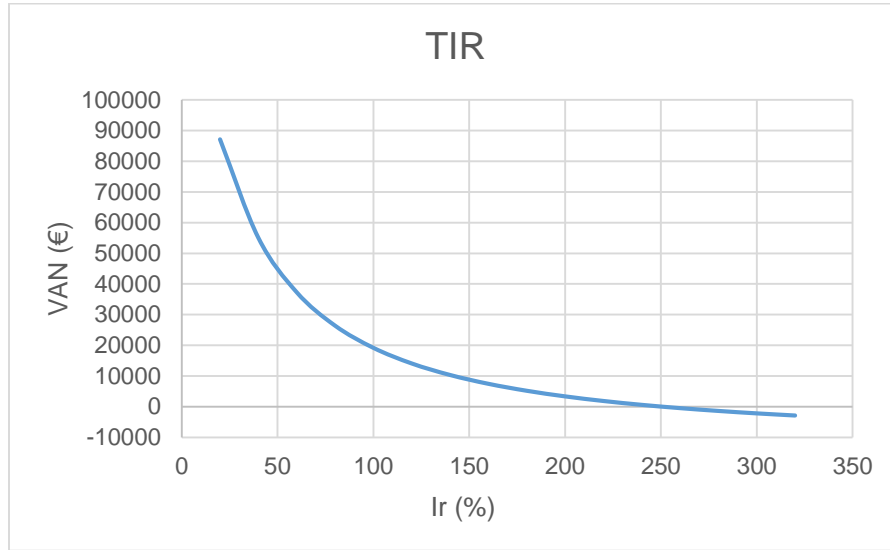


Figura 55. TIR del proyecto.

9.1.5 PR

El periodo de retorno (PR) es el tiempo en el que se tarda en recuperar la inversión inicial de un proyecto. Se calcula mediante la Ecuación 15.

$$PR = \frac{I_{ini}}{FC_{promedio\ anual}} \quad \text{Ecuación 15}$$

El periodo de retorno en este proyecto es 0,4 años.

PR (años) =	0,4
-------------	-----

Tabla 77. Periodo de retorno.

9.1.6 Ahorro energético

Conforme lo observado en el apartado 8: *Ensayos experimentales*, con una carga de 1100g de R454C, se obtiene un ahorro de energía del 2,06% respecto la configuración con R404A con 1500g y depósito. De acuerdo con el IIR, este tipo de muebles tienen un tiempo de vida estimado de 15 años, por lo que se calculará el ahorro energético que supone el cambio de refrigerante durante tal periodo de tiempo.

La energía utilizada se calcula según la Ecuación 16. Suponiendo un precio del kW·h de 0,13€, el ahorro anual es de 14,10€ y durante toda la vida útil del mueble de 211,53€, un 2,07%. El consumo del mueble y el coste de la energía total se pueden ver en la Figura 56 y Figura 57 respectivamente.

$$E_{15\ años} = E_{dia} * 365 * 15 \quad \text{Ecuación 16}$$

9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTEAL



Figura 56. Consumo del mueble durante 15 años, con el R404A y con el R454C-1100g.

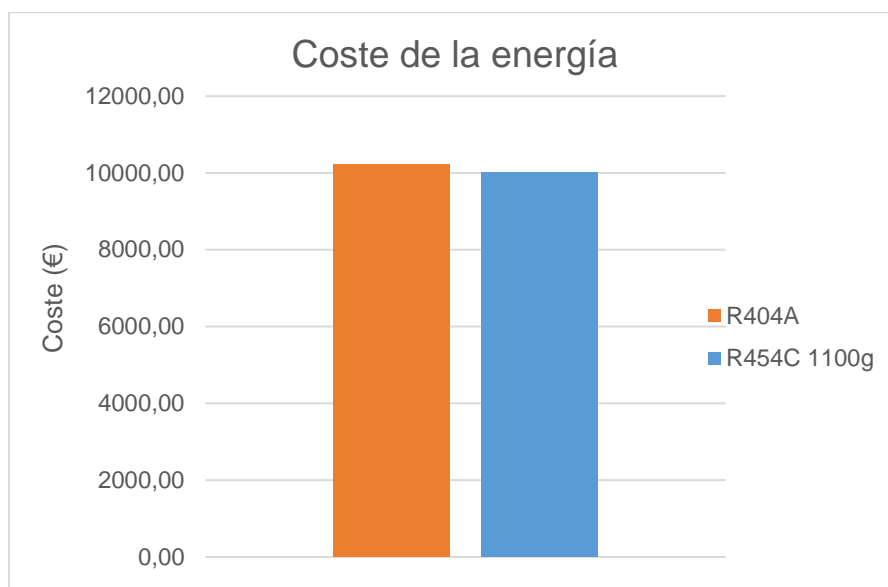


Figura 57. Coste de energía del mueble durante 15 años, con el R404A y con el R454C-1100g.

9.2 Viabilidad medioambiental (TEWI)

El TEWI (*Total Equivalent Warming Impact* en inglés) es una medida que cuantifica el impacto medioambiental total de la instalación basado en el conjunto de las emisiones de gases de invernadero durante el tiempo de operación de la instalación y el reciclaje de los refrigerantes al final de su vida. El TEWI incluye el efecto directo de las emisiones del refrigerante y los efectos indirectos producidos por la energía consumida. Las unidades utilizadas es kg de CO₂-equivalentes.

En la Ecuación 17 se muestra la fórmula para calcular el TEWI, donde el primer término hace referencia al efecto directo debido a las fugas, el segundo al efecto directo debido al refrigerante perdido en la recuperación del gas y el tercero hace referencia las emisiones indirectas debido a la energía utilizada.

$$TEWI = (GWP \cdot M \cdot L_{yr} \cdot n) + [GWP \cdot M \cdot (1 - \alpha)] + (E_{anual} \cdot \beta \cdot n) \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde,

M es la carga de refrigerante de la instalación (Kg),

L_{yr} es el porcentaje anual de fugas en promedio (partes por unidad),

n es el tiempo de operación de la instalación (años),

α es el factor de recuperación/reciclaje del refrigerante (partes por unidad),

E_{anual} es el consumo anual de energía por parte de la instalación (kW·h),

β es la cantidad de emisiones de CO₂ por kW·h generado (kg_{CO2}·kW·h⁻¹).

Para muebles herméticos, el IIR recomienda el uso de los siguientes valores:

L _{yr} (%)	N (años)	α (%)
5	15	15

Tabla 78. Recomendaciones según el IIR.

Según la *Oficina Catalana del Canvi Climàtic*^[10], en 2017 en España se generaron 0,392 kg_{CO2}·kW·h⁻¹.

Se ha calculado el TEWI para todos los casos considerados en los ensayos experimentales (Figura 58) y la reducción de cada configuración del R454C respecto al R404A (Figura 59).

9. VIABILIDAD ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTAL

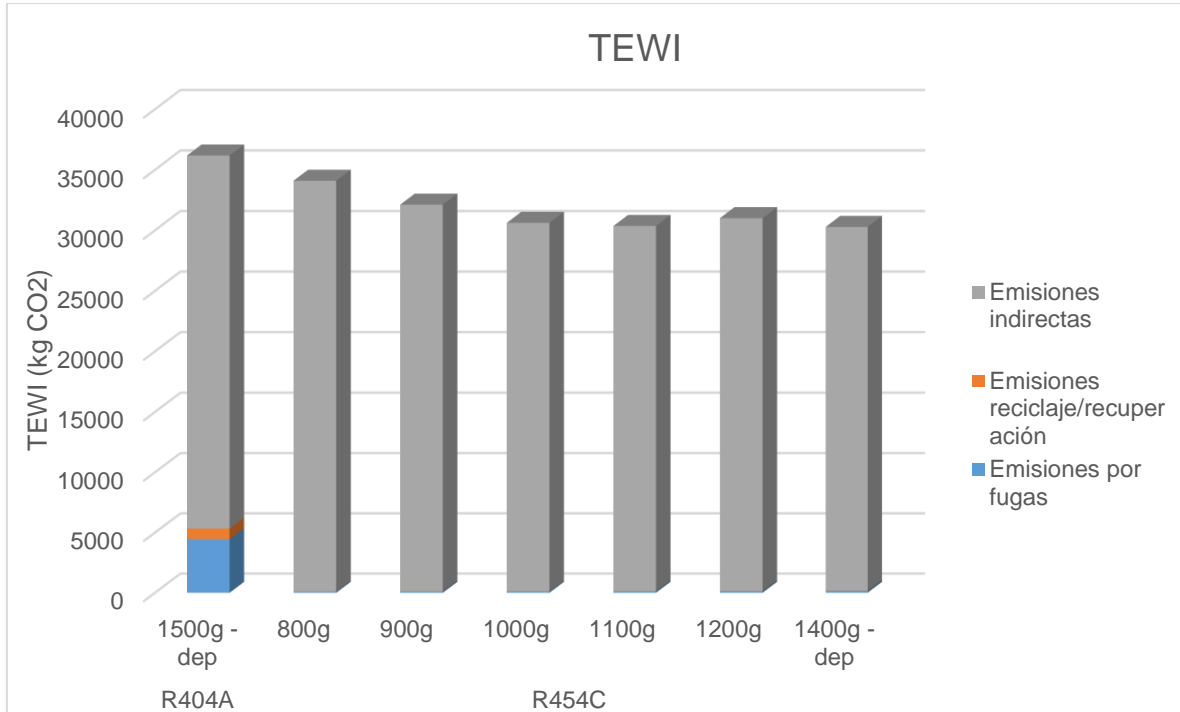


Figura 58. TEWI de las diferentes configuraciones ensayadas.

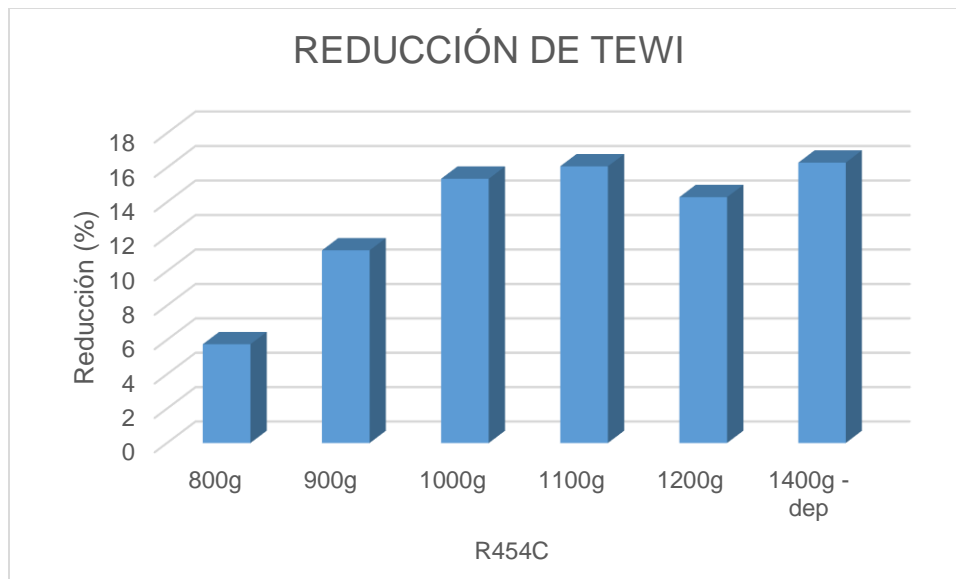


Figura 59. Reducción de TEWI del R454C respecto al R404A.

Se puede observar que con el uso de un refrigerante de bajo GWP, como es el caso del R454C, las emisiones directas debidas al vertido del refrigerante a la atmósfera son casi nulas. En total, con la configuración óptima de 1100g de carga, se lograría reducir el impacto atmosférico total un 16,07%, mientras que con 1400g y depósito abierto, se alcanzaría un descenso del 16,29%.

10. CONCLUSIONES

Este trabajo presenta el análisis termodinámico teórico de los refrigerantes R152a, R290, R454A, R454B, R454C, R455A, R457A, R459B y R516A como sustitutos del R404A, cuya disponibilidad se verá altamente limitada a partir de 2020. Además, se llevan a cabo dos análisis teóricos más teniendo en cuenta las propiedades termofísicas de cada refrigerante: uno de ellos mediante la ecuación de Zhukauskas y la ecuación de Chen, y otro mediante el software Cycle_D-HX.

Tras ello, se puede observar a nivel teórico que ninguno de los refrigerantes se logra imponer el uno sobre el otro. Si bien alguno de ellos logra un mayor rendimiento energético respecto al R404A, se ven penalizados en otros aspectos como son una temperatura de descarga excesiva o un VCC que para algunos casos se reduce hasta un 50%. Por lo tanto, la adopción de un refrigerante u otro dependerá en gran medida de la aplicación a la que estén destinados. En concreto, y puesto que se realizan ensayos experimentales con él, el R454C es uno de los refrigerantes que a nivel teórico obtiene una eficiencia energética un tanto mediocre, pero que sin embargo su temperatura de descarga no se eleva demasiado, por lo que podría ser adecuado para aplicaciones de no muy alta potencia.

En la misma línea de lo anterior, se realizan diferentes ensayos experimentales con un mueble frigorífico hermético diseñado originalmente para trabajar con R404A, del que se sugieren ciertas modificaciones en su instalación, logrando un mejor funcionamiento en general y una reducción de los costes de fabricación de 448,39€. Los ensayos se realizan durante 24h en condiciones de laboratorio (temperatura de bulbo seco de 25°C y HR entorno a 55%) y con el refrigerante R454C, con el objetivo de optimizar la carga de refrigerante y comparar los resultados obtenidos con el R404A.

Los resultados obtenidos en los ensayos indican lo siguiente:

- La carga óptima de refrigerante R454C es 1100g.
- No se observan diferencias significativas en la temperatura de condensación, sin embargo, la temperatura de evaporación es 3,7K superior en el R454C, lo que hace indicar que posee unas mejores propiedades termofísicas que el R404A.
- La temperatura de descarga para ambos fluidos es prácticamente la misma, mientras que el rango de presiones de operación es bastante más elevado para el R404A, con una presión media de 3,5 bares mayor con respecto al R454C, aunque, con una menor fluctuación.
- El consumo medio del compresor se reduce entorno 45W, mientras que el consumo total al largo de las 24 horas de ensayo se reduce 0,3kW·h, lo que supone un 2,06% menos de energía requerida.

El hecho de implantar este refrigerante supondría un ahorro energético de 14,10€ anuales y de 211,53€ al cabo de la vida útil del mueble. A nivel medioambiental supondría una

10. CONCLUSIONES

reducción de un 16% de las emisiones de efecto invernadero, principalmente debido a la reducción de las emisiones de origen directo.

De acuerdo con todo ello, el R454C es un refrigerante técnico, económico y medioambientalmente apto como sustituto al R404A y que se podrá utilizar más allá del 2022, ya que su GWP es de 146, y por tanto inferior a 150. Sin embargo, el estándar de seguridad europeo IEC 660335 limita a 150g la carga de refrigerantes inflamables, como es el de este caso, cantidad que se antoja totalmente insuficiente. No obstante, se está estudiando la modificación del límite de carga para los refrigerantes A3, que pasaría a 500g, y la introducción de un límite de 1200g para refrigerantes A2L. Dichas medidas están recogidas en la propuesta de modificación del estándar electrotécnico IEC 60335-2-89. En caso de aprobarse la modificación, la sustitución del R404A por el R454C sería factible.

Como posibles vías de investigación futuras, queda el análisis experimental del resto de refrigerantes analizados teóricamente, o al menos de aquellos cuyo GWP sea inferior a 150, ya que a la luz de los resultados obtenidos con el R454C, el comportamiento experimental difiere en gran medida del teórico.

11. REFERENCIAS

1. International Institute of Refrigeration, 35th Informatory Note on Refrigeration Technologies. The impact of the refrigeration sector on climate change. 2017, IIR: France.
2. Minea, A.A., 2017. Advances in New Heat Transfer Fluids: From Numerical to Experimental Techniques. CRC Press/Taylor & Francis Group.
3. Velders Guus, Fahey David, Daniel L John, et al. Future atmospheric abundances and climate forcings from scenarios of global and regional hydrofluorocarbon (HFC) emissions. Atmospheric Environment [online]. 2014.
4. Refprop 9.1 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.
5. Chen, J. C. (1966). Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 5(3), 322-329.
6. A. Zukauskas, R. Ulinskas, Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow, Hemisphere, Washington, DC, 1988.
7. P. A. Domanski, J. S. Brown, R. Brignolli, CYCLE_D-HX: NIST Vapor Compression Cycle Model Accounting for Refrigerant Thermodynamic and Transport Properties, 2018. (<https://www.nist.gov/services-resources/software/cycled-hx-nist-vapor-compression-cycle-model-accounting-refrigerant>).
8. Makhnatch, P., Mota-Babiloni, A., Khodabandeh, R., Haro-Ortuño, J., 2018. Characteristics of R454C and R455A as R404A alternatives in commercial refrigeration, Refrigeration Science and Technology, pp. 547-553.
9. Mota-Babiloni, A., Haro-Ortuño, J., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., 2018. Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A. International Journal of Refrigeration 91, 136-145.
10. Oficina Catalana del Canvi Climàtic. Nota informativa sobre la metodologia de estimación del mix eléctrico por parte de la oficina catalana del cambio climático (occc). 2018.

ANEXOS

ÍNDICE

ANEXOS

Anexo 1: Cálculo de parámetros termodinámicos	101
Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor	104
Anexo 3: Funcionamiento Cycle_D – HX	111
Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación.....	114
Anexo 5: Cálculo de la temperatura de evaporación para el Cycle_D-HX.....	133
Anexo 6: Esquema eléctrico original	134

Anexo 1: Cálculo de parámetros termodinámicos

Los cálculos efectuados se han llevado a cabo con el programa Microsoft Excel®, utilizando como base de datos la proporcionada por el programa REFPROP 9.1®.

El ciclo que se va a evaluar es un ciclo de compresión simple. Se ha elaborado el siguiente diagrama P-H genérico (Figura A1.1) para simplificar la explicación de los cálculos llevados a cabo.

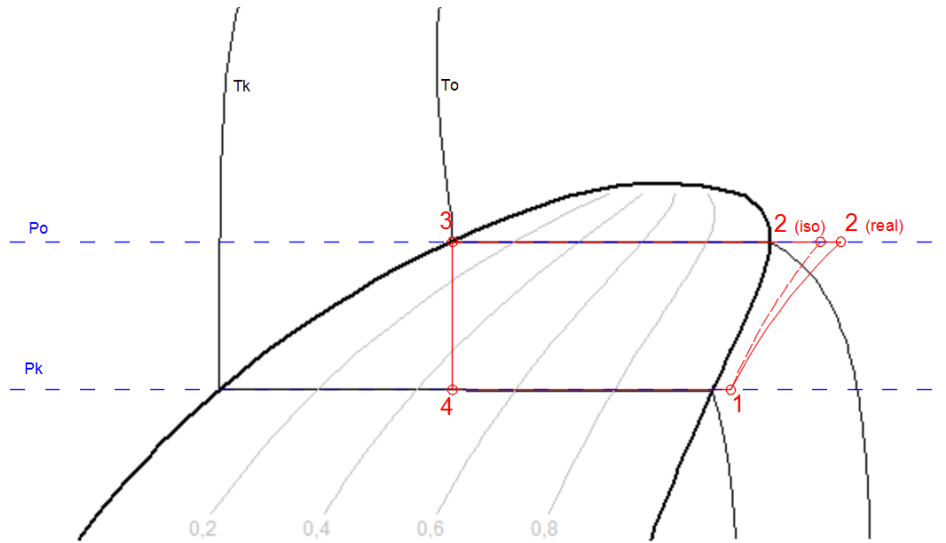


Figura A1.1. Ciclo de compresión simple genérico.

En la Figura A1.1 se distinguen diferentes puntos:

- 1: corresponde con la línea de aspiración a compresor. Se calcula según la Ec. A1.1.

$$h_1 = f(P = P_0; T = T = T_0 + RU) \quad \text{Ec. A1.1}$$

- 2_{iso}: es el punto de descarga del compresor en el caso que tuviese un comportamiento ideal, que corresponde con una transformación isoentrópica.

$$h_2 = f(P = P_k; s = s_1) \quad \text{Ec. A1.2}$$

- 2_{real}: es la punto de descarga del compresor teniendo en cuenta la eficiencia del mismo. Para calcularlo, se utiliza la siguiente formula:

$$h_{2real} = (h_{2iso} - h_1) / \eta_{iso} + h_1 \quad \text{Ec. A1.3}$$

- 3: es la línea de salida de condensador.

$$h_3 = f(P = P_k; T = T_k + SUB) \quad \text{Ec. A1.4}$$

- 4: zona posterior a la válvula de expansión, siguiendo un comportamiento isoentálpico.

$$h_4 = h_3 \quad \text{Ec. A1.5}$$

Anexo 1: Cálculo de parámetros termodinámicos

A su vez, se distinguen dos presiones y dos temperaturas:

- P_k : Presión de condensación. Es la presión a la cual se produce la condensación de fluido.
- P_o : Presión de evaporación. Es la presión a la cual se produce la evaporación del fluido.
- T_k : Temperatura de condensación. Es la temperatura a la cual se produce la condensación de fluido.
- T_o : Temperatura de evaporación. Es la temperatura a la cual se produce la evaporación de fluido.

Lo primero a definir son las temperaturas de funcionamiento del mueble, es decir, las de evaporación y condensación. A partir de esas temperaturas, se calculan las presiones de evaporación y de condensación. Para ello, y puesto que se trabajan con fluidos que pueden tener glide (variación de la temperatura a presión constante durante el cambio de fase), se sigue el método de la entalpía media, por el cual la presión es función de la entalpía media, entre los valores de entrada y salida a la campana de cambio de estado; y la temperatura. Para el caso del condensador,

$$P_k = f\left(h = \frac{h_{vap\ sat} - h_3}{2}; T = T_k\right); \quad \text{Ec. A1.6}$$

Mientras que para el evaporador es

$$P_o = f\left(h = \frac{h_{vap\ sat} - h_4}{2}; T = T_o\right); \quad \text{Ec. A1.7}$$

A efectos prácticos, puesto que en el condensador se produce el cambio de fase por completo, la entalpía media siempre coincide con un título de vapor de 0,5, por lo que la fórmula resultante es la siguiente

$$P_k = f(T = T_k; x = 0,5). \quad \text{Ec. A1. 8}$$

En el evaporador, el fluido suele entrar en estado bifásico, por lo que no se puede establecer un título de vapor en el cual se encuentre la entalpía media, ya que esto depende de múltiples factores como son el tipo de refrigerante, la temperatura de condensación, la de evaporación, etc. Por lo tanto, para calcular la presión de evaporación se sigue un proceso iterativo mediante el cual, la temperatura de la entalpía media ($T_{h,media}$) debe de coincidir con la temperatura de evaporación deseada. Primero, se empieza con una presión inicial, llamada P_{oi} , que será función de la temperatura de evaporación y con un título de evaporación igual a 1:

$$P_{oi} = f(T = T_o; x = 1), \quad \text{Ec. A1. 9}$$

cuya entalpía (h_{oi}) es función de esa presión calculada y del mismo título de vapor:

$$h_{oi} = f(P = P_{o,ini}; x = 1). \quad \text{Ec. A1. 10}$$

Por lo tanto, la entalpía promedio (h_{media}) se calcula como

$$h_{media} = \frac{h_{o,in} - h_3}{2}. \quad \text{Ec. A1. 11}$$

La temperatura relacionada con esa entalpía y la presión es:

$$T_{oi} = f(P = P_{oi}; h = h_{media}). \quad \text{Ec. A1. 12}$$

En el caso de que $T_{oi} \geq T_o$, ya se habría obtenido la presión de evaporación, y por lo tanto, $P_{oi} = P_o$. En el caso, de que no sea así, hay que ir aumentando gradualmente P_{oi} hasta que se cumpla la condición anterior.

Una vez obtenidas las presiones de trabajo, se calculan las propiedades termodinámicas de los puntos más representativos del circuito. Los parámetros básicos a calcular son los siguientes:

- q_o [kJ/kg]: energía específica de evaporación. Se calcula restando $h_1 - h_4$.
- q_c [kJ/kg]: energía específica de compresión: Se calcula restando $h_{2real} - h_1$.
- COP [-]: Es la relación entre q_c y q_o y se calcula de la siguiente manera:

$$COP = \frac{q_o}{q_c} \quad \text{Ec. A1. 13}$$

- VCC [kJ/m^3]: Se calcula según la Ec. A1. 14.

$$VCC = \frac{h_1 - h_5}{v_1} \quad \text{Ec. A1. 14}$$

- Título de vapor de entrada al evaporador [-]: es función de la presión de evaporación y la entalpía del punto 4:

$$x_4 = f(P = P_o; h = h_4) \quad \text{Ec. A1. 15}$$

- Temperatura de descarga [$^{\circ}\text{C}$]: es la temperatura de impulsión del compresor. Es función de la presión de condensación y de la entalpía de 2_{real} .

$$T_{2real} = f(P = P_k; h = h_{2real}) \quad \text{Ec. A1. 16}$$

Todos estos cálculos se hacen para los 10 fluidos escogidos, y se evalúan sus propiedades con un rendimiento isoentrópico del compresor de 1 (ciclo ideal), de 0,7 y del rendimiento real del compresor que monta el mueble frigorífico, que varía con la tasa de compresión

Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

El objetivo de este anexo es conseguir calcular el rendimiento volumétrico y rendimiento isoentrópico del compresor a partir de los datos ofrecidos por el fabricante. Todos los cálculos llevados a cabo se han efectuado con el programa Microsoft Excel®, utilizando como base de datos la proporcionada por el programa REFPROP®.

El modelo de compresor con el que viene el mueble de fábrica es de la marca *Embraco*, modelo *NT6226GK*. Se trata de un compresor hermético tipo recíprocante, que trabaja a un rango de temperaturas de evaporación de entre 0 y -20 °C. Según el fabricante, los datos mecánicos y eléctricos son los siguientes:

B - MECHANICAL DATA		
1 Commercial designation	1+	[hp]
2 Displacement	22.37	[cm ³](1.365 cu.in)
2.1 Bore	36.990	
2.2 Stroke	10.415	
3 Lubricant charge	450	[ml] (15.22 fl.oz.)
3.1 Lubricants approved		
3.2 Lubricants type/viscosity	ESTER / ISO22	
4 Weight(with oil charge)	17.5	[kg] (38.58 lb.)
5 Nitrogen charge	0.2 to 0.3	[kgf/cm ²](2.84 to 4.27 psig)
C - ELETRICAL DATA		
1 Nominal Voltage/Frequency/Number of Phases	220-240 V 50 Hz 1 ~ (Single phase)	
2 Starting device type	Voltage Relay	
2.1 Starting device	3ARR3B6AC3	
3 Start capacitor	130-156(250)	[μF(VAC minimum)]
4 Run capacitor	20(440)	[μF(VAC minimum)]
5 Motor protection (external)	T0828/C9	
6 Start winding resistance	8.40	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%
7 Run winding resistance	1.70	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%
8 LRA - Locked rotor amperage (50 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984
9 FLA - Full load amperage L/MBP (50 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984
10 FLA - Full Load Amperage HBP (50 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984
11 Approval boards certification	IMQ	

Figura A2. 1. Datos mecánicas y eléctricos.

El desplazamiento del pistón es 22,37 cm³. Al ser un motor de un único par de polos, la velocidad de movimiento se asume que es de 2900 rpm, mediante la fórmula $n_s = \frac{60 \cdot f}{p}$.

El caudal de desplazamiento ideal es 0,00108 m³/s, que se calcula mediante

$$\dot{Q} = \text{desplazamiento} * n_s \quad \text{Ec. A2. 1}$$

El fabricante proporciona unas curvas de funcionamiento que se han llevado a cabo siguiendo los requisitos de la norma ASHRAE46. Esta norma especifica las temperaturas a las que se han llevado a cabo el ensayo:

Temperatura ambiente	35 °C
Temperatura de succión	32 °C
Recalentamiento útil	20 K
Subenfriamiento	0 K

Tabla A2. 1 Temperatura de test según ASHRAE 46.

Estudio de refrigerantes alternativos al R404A para aplicaciones de refrigeración comercial
Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

Los resultados obtenidos de los ensayos según el fabricante son los siguientes:

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE46 Fan				(Condensing temperature 35°C (+95°F))			
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]
-20 (- 4)	5259	1325	1541	759	3.80	33.38	6.93	1.75	2.03
-15 (+ 5)	6578	1658	1928	824	4.08	41.99	7.99	2.01	2.34
-10 (+14)	8178	2061	2396	889	4.37	52.53	9.19	2.32	2.69
-5 (+23)	10039	2530	2942	956	4.67	64.96	10.50	2.65	3.08
0 (+32)	12143	3060	3558	1022	4.97	79.26	11.88	2.99	3.48

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE46 Fan				(Condensing temperature 45°C (+113°F))			
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]
-20 (- 4)	4486	1130	1314	815	4.05	31.42	5.50	1.39	1.61
-15 (+ 5)	5631	1419	1650	893	4.39	39.69	6.30	1.59	1.85
-10 (+14)	7023	1770	2058	972	4.74	49.84	7.22	1.82	2.12
-5 (+23)	8642	2178	2532	1050	5.09	61.83	8.23	2.07	2.41
0 (+32)	10469	2638	3068	1129	5.45	75.63	9.28	2.34	2.72

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE46 Fan				(Condensing temperature 55°C (+131°F))			
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]
-20 (- 4)	3767	949	1104	865	4.27	29.62	4.35	1.10	1.27
-15 (+ 5)	4736	1193	1388	960	4.69	37.50	4.93	1.24	1.45
-10 (+14)	5916	1491	1734	1055	5.12	47.20	5.61	1.41	1.64
-5 (+23)	7289	1837	2136	1149	5.55	58.69	6.35	1.60	1.86
0 (+32)	8836	2227	2589	1243	5.98	71.94	7.10	1.79	2.08

Figura A2. 2. Curvas de funcionamiento de EmbracoNT6226GK.

Se puede observar que se han llevado a cabo con tres temperaturas de condensación diferentes: 35, 45 y 55 °C. En cada una de ellas el compresor ha operado en diferentes temperaturas de evaporación: 0, -5, -10, -15, -20 °C. Para cada prueba, se ofrecen las capacidades frigoríficas, la potencia consumida por el compresor, el consumo de corriente, el caudal de fluido y la eficiencia.

Para cada caso, se sigue el siguiente proceso. Primero, se calculan las presiones de evaporación y condensación. Ya que el R404A es un fluido casi-azeotrópico, el cálculo se hará en función de la temperatura y en condiciones de vapor saturado para facilitar el proceso de cálculo. Por lo tanto:

$$P_o = f(T = T_o; x = 1) \quad \text{Ec. A2. 2}$$

$$P_k = f(T = T_k; x = 1) \quad \text{Ec. A2. 3}$$

Siguiendo los puntos de la Figura A1.1, T_3 coincidirá con la temperatura de condensación (T_k). La entalpía del punto 3 y 4, se calculará en función de dicha temperatura y en condiciones de líquido saturado.

Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

$$h_3 = h_4 = f(T = T_k; x = 0) \quad \text{Ec. A2.4}$$

Sabiendo que el recalentamiento útil es de 20 K, se está en disposición de poder calcular la entalpía a la salida del evaporador ($h_{o,out}$). Esta es función de la presión de evaporación y de la temperatura de evaporación más el grado de recalentamiento útil.

$$h_{o,out} = f(P = P_o; T = T_o + 20) \quad \text{Ec. A2.5}$$

Teniendo la potencia frigorífica obtenida, se puede calcular el caudal ideal que el compresor tendría que trasegar.

$$\dot{m}_{ref\ ideal} = \frac{\dot{Q}_o}{h_{o,out} - h_3} \quad \text{Ec. A2.6}$$

Lo siguiente a calcular es la entalpía, la entropía y el volumen específico del punto 1, que corresponde a la aspiración del compresor. Sabiendo que la temperatura de aspiración es 32°C, quedaría tal que:

$$h_1 = f(T = T_{asp}; P = P_{o,out}) \quad \text{Ec. A2.7}$$

$$S_1 = f(T = T_{asp}; P = P_{o,out}) \quad \text{Ec. A2.8}$$

$$v_1 = f(T = T_{asp}; P = P_o) \quad \text{Ec. A2.9}$$

La entalpía de descarga ideal (punto 2) se calcula de la siguiente forma.

$$h_{2\ ideal} = f(s = s_1; P = P_k) \quad \text{Ec. A2.10}$$

Por lo tanto, el trabajo ideal del compresor se calcularía como

$$w_{ideal} = h_{2\ ideal} - h_1 \quad \text{Ec. A2.11}$$

Sin embargo, el trabajo real del compresor según los datos proporcionados por el fabricante se calcula

$$w_{real} = \frac{\dot{P}_{elec}}{\dot{m}_{ref}} \quad \text{Ec. A2.12}$$

Para calcular la entalpía del punto 2 real, se suma la entalpía del punto 1 más el trabajo real del compresor.

$$h_{2\ real} = h_1 + w_{real} \quad \text{Ec. A2.13}$$

Cuya temperatura es función de la presión de condensación y la entalpía calculada anteriormente.

$$T_{2\ real} = f(P = P_k; h = h_{2\ real}) \quad \text{Ec. A2.14}$$

Una vez ya calculados todos los puntos de la instalación y los parámetros más característicos, se procede a calcular los rendimientos isoentrópicos y volumétricos para cada ensayo efectuado.

La eficiencia isoentrópica se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_{ref} * w_{ideal}}{\dot{P}_{elec}} \quad \text{Ec. A2.15}$$

Mientras, la eficiencia volumétrica se calcula:

Estudio de refrigerantes alternativos al R404A para aplicaciones de refrigeración comercial
 Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref} * v_1}{Q_{ideal}}$$

Ec. A2. 16

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla A2. 2.

To (°C)	Tk (°C)	Qo (W)	Pot elec. (W)	M _{ref_real} (kg/h)	Po (bar)	Pk (bar)	M _{ref_real} (kg/s)	T ₃ (°C)	h ₃ = h ₄ (kJ/kh)	h _{oo} (kJ/kh)	T _{oo} (°C)	M _{ref_ideal} (kg/s)
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
-20	35	1541	759	33,38	3,00	16,20	0,00927	35	251,97	372,91	0,00	0,01274
-15	35	1928	824	41,99	3,61	16,20	0,01166	35	251,97	376,12	5,00	0,01553
-10	35	2396	889	52,53	4,31	16,20	0,01459	35	251,97	379,27	10,00	0,01882
-5	35	2942	956	64,96	5,10	16,20	0,01804	35	251,97	382,38	15,00	0,02256
0	35	3558	1022	79,26	6,00	16,20	0,02202	35	251,97	385,43	20,00	0,02666
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
-20	45	1314	815	31,42	3,00	20,59	0,00873	45	268,68	372,91	0,00	0,01261
-15	45	1650	893	39,69	3,61	20,59	0,01103	45	268,68	376,12	5,00	0,01536
-10	45	2058	972	49,84	4,31	20,59	0,01384	45	268,68	379,27	10,00	0,01861
-5	45	2532	1050	61,83	5,10	20,59	0,01718	45	268,68	382,38	15,00	0,02227
0	45	3068	1129	75,63	6,00	20,59	0,02101	45	268,68	385,43	20,00	0,02628
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
-20	55	1104	865	29,62	3,00	25,85	0,00823	55	286,99	372,91	0,00	0,01285
-15	55	1388	960	37,5	3,61	25,85	0,01042	55	286,99	376,12	5,00	0,01557
-10	55	1734	1055	47,2	4,31	25,85	0,01311	55	286,99	379,27	10,00	0,01879
-5	55	2136	1149	58,69	5,10	25,85	0,01630	55	286,99	382,38	15,00	0,02239
0	55	2589	1243	71,94	6,00	25,85	0,01998	55	286,99	385,43	20,00	0,02630

Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

T ₁ (°C)	h ₁ (kJ/kg)	s ₁ (kJ/kg °C)	v ₁ (m ³ /kg)	h _{2_ideal} (kJ/kg)	W _{ideal} (kJ/kg)	W _{real} (kJ/kg)	h _{2_real} (kJ/kg)	T _{2_real} (°C)	η_{iso} (-)	η_{vol} (-)	Tasa (-)
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
32,00	401,74	1,786	0,08	445,52	43,78	81,86	483,60	125,96	0,53	0,71	5,40
32,00	400,83	1,768	0,07	439,04	38,21	70,65	471,47	115,04	0,54	0,73	4,49
32,00	399,75	1,751	0,06	432,76	33,01	60,93	460,68	105,30	0,54	0,76	3,76
32,00	398,50	1,733	0,05	426,64	28,14	52,98	451,48	96,98	0,53	0,78	3,17
32,00	397,04	1,716	0,04	420,64	23,60	46,42	443,46	89,73	0,51	0,80	2,70
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
32,00	401,74	1,786	0,08	451,93	50,19	93,38	495,12	139,22	0,54	0,67	6,86
32,00	400,83	1,768	0,07	445,27	44,45	81,00	481,82	127,61	0,55	0,69	5,70
32,00	399,75	1,751	0,06	438,82	39,07	70,21	469,96	117,23	0,56	0,72	4,78
32,00	398,50	1,733	0,05	432,52	34,02	61,14	459,64	108,21	0,56	0,74	4,04
32,00	397,04	1,716	0,04	426,34	29,30	53,74	450,78	100,49	0,55	0,76	3,43
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
32,00	401,74	1,786	0,08	457,99	56,25	105,13	506,88	152,67	0,54	0,63	8,61
32,00	400,83	1,768	0,07	451,16	50,33	92,16	492,99	140,89	0,55	0,65	7,16
32,00	399,75	1,751	0,06	444,52	44,77	80,47	480,22	130,07	0,56	0,68	6,00
32,00	398,50	1,733	0,05	438,05	39,55	70,48	468,98	120,58	0,56	0,71	5,07
32,00	397,04	1,716	0,04	431,69	34,65	62,20	459,24	112,41	0,56	0,72	4,31

Tabla A2. 2. Resultados obtenidos para el cálculo de la eficiencia del compresor Embraco NT6226GK.

Para cada una de las eficiencias, los valores se ordenan en una gráfica en función de la tasa de compresión (Figura A2. 3 y Figura A2. 4) y mediante un ajuste de mínimos cuadrados polinómico, se obtienen las formulas.

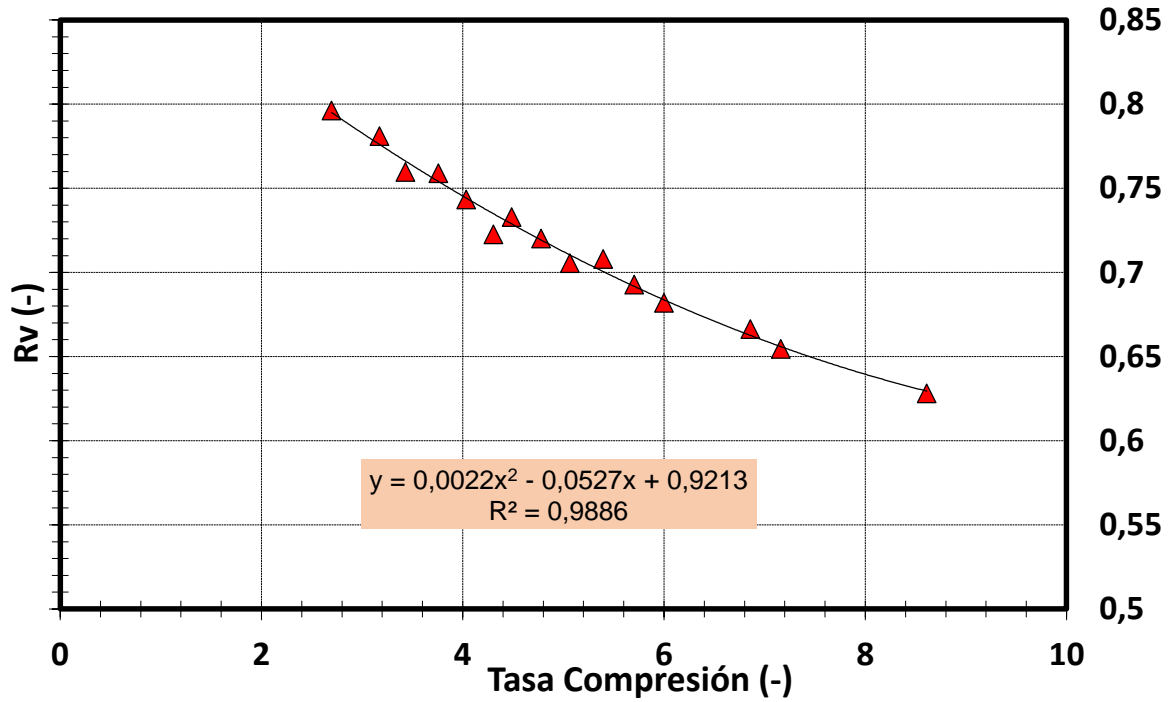


Figura A2. 3. Rendimiento volumétrico.

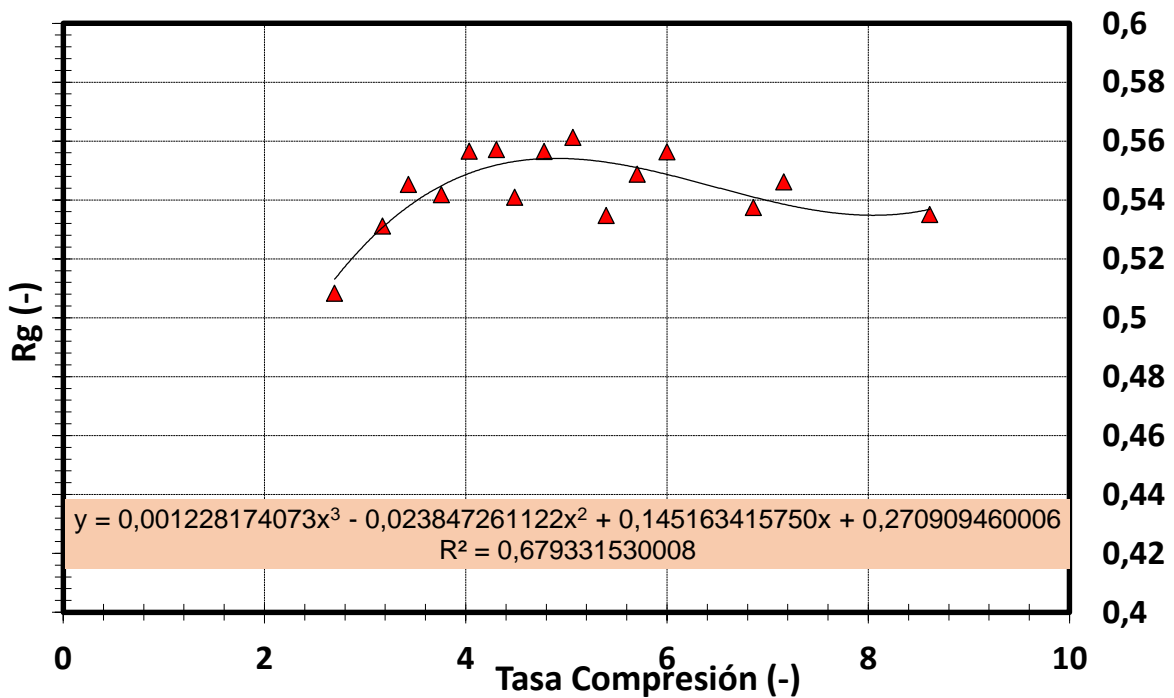


Figura A2. 4. Rendimiento volumétrico.

Anexo 2: Cálculo del rendimiento del compresor

Se puede observar que en el caso de la eficiencia volumétrica, el ajuste que se obtiene es bastante preciso, ya que el valor de la R^2 se acerca mucho al 1. Por otra parte, en el caso de la eficiencia isoentrópica, la precisión no es tan buena, dando un margen de error bastante amplio. Sin embargo, los valores fluctúan entre 0,51 y 0,56 aproximadamente, por lo que en términos absolutos, ese error no debería ser demasiado significativo.

Anexo 3: Funcionamiento Cycle_D – HX

La base de funcionamiento del software radica en conocer unos valores de referencia iniciales de la máquina y, a partir de ellos, ser capaz de calcular su comportamiento en diferentes condiciones de funcionamiento. Para ello, el programa consta de dos modos: “*Impose*” y “*Simulate*”.

En el modo “*Impose*”, el software solicita los siguientes datos:

- Refrigerante utilizado.
- Perfil de temperaturas del aire a lo largo del intercambiador (HTF) (temperatura de entrada y de salida).
- Diferencia de temperatura logarítmica media (ΔT_{lm}) entre el aire y el refrigerante para cada intercambiador o, en su caso, coeficiente global de transmisión de calor (UA_{hx})
- Caída de presión del refrigerante a lo largo de cada intercambiador.
- Recalentamiento y subenfriamiento a la salida de los intercambiadores.
- Área de transferencia de calor (A_{hx}) y geometría de los intercambiadores.
- Capacidad frigorífica (Q_o).
- Eficiencias del compresor y del motor eléctrico asociado a él.

Muchos de estos datos son complicados obtenerlos de manera teórica, por lo que se hace necesario llevar a cabo diferentes ensayos en laboratorio para conocerlos. Cabe destacar la gran importancia de que estos datos se ajustan lo máximo posible a la realidad y que tengan el mínimo error posible, ya que a partir de ellos y de los valores de referencia que se calculen, se llevarán a cabo los cálculos posteriores.

A partir de esos datos, el programa calcula los siguientes valores que a la postre serán tomados como referencia para posteriores simulaciones:

- UA_{hx} , o en su defecto, ΔT_{lm} , tomando como base la Ec. A3. 1

$$Q_{hx} = U \cdot A_{hx} \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{Ec. A3. 1}$$

Para el cálculo de ΔT_{lm} , Cycle_D-HX considera secciones individuales del intercambiador con los diferentes regímenes de caudal que pueden existir: vapor recalentado, refrigerante en condiciones bifásicas y líquido subenfriado. Asumiendo que el coeficiente de global de transmisión por calor (U) se mantiene constante en cada sección evaluada, se obtiene una ecuación en la cual ΔT_{lm} es resultado de la media armónica ponderada con las fracciones de calor transferido en cada sección individual:

$$\frac{1}{\Delta T_{lm}} = \frac{Q_1}{Q_{hx} \cdot \Delta T_1} + \frac{Q_2}{Q_{hx} \cdot \Delta T_2} \dots = \frac{1}{Q_{hx}} \sum \frac{Q_i}{\Delta T_i} \quad \text{Ec. A3.2}$$

Al final de la iteración anterior, el software calcula ΔT_{lm} basado en las tres secciones mencionadas anteriormente. El siguiente paso es dividir cada sección

Anexo 3: Funcionamiento Cycle_D – HX

en dos partes para obtener un nuevo valor de ΔT_{lm} y así sucesivamente hasta conseguir dos valores consecutivos que se ajusten al parámetro de convergencia. Cabe destacar que el software calcula ΔT_{lm} asignando una nueva temperatura de saturación en cada iteración.

- R_{hx} : Una vez efectuada la anterior iteración anterior, se calcula la resistencia total del intercambiador, que como se ve en la Ec. A3. 3, consiste en la suma de la suma de resistencias del refrigerante (R_r) en la sección bifásica y la combinada por el aire y el propio material del intercambiador ($R_{mat} + R_{aire}$)

$$R_{hx} = \frac{1}{U \cdot A_{hx}} = R_r + (R_{mat} + R_{aire}) \quad \text{Ec. A3. 3}$$

Dónde:

$$R_r = \frac{1}{h_r \cdot A_r} \quad \text{Ec. A3. 4}$$

Conocido el caudal másico circulante por la instalación, es posible calcular h_r , haciendo fácilmente despejable $R_{mat} + R_{aire}$. Además, asumiendo que estos dos valores no dependen del fluido que circula ni de las condiciones internas de funcionamiento de la máquina, se pueden usar para subsiguientes cálculos en diferentes condiciones utilizando la función “*Simulate*”. Cabe destacar que para tubos lisos como es el caso, CYCLE_D-HX utiliza las correlaciones de Wotjan y Salah para calcular el coeficiente de convección para evaporación y condensación respectivamente.

- Factor ΔP : Se trata de un factor que determina la relación entre la caída de presión especificada por el usuario en el modo “*Impose*” y la calculada por el propio programa (Ec. A3. 5). Para tubos lisos, se utiliza la correlación Muller-Steinhagen y Heck. Este factor se utiliza como referencia cuando el programa funcione en la opción “*Simulate*”, para mayorar en el mismo grado la caída de presión calculada. Cabe destacar que el factor siempre debe salir mayor a 1, ya que el software no tiene en cuenta las singularidades de los intercambiadores, como pueden ser los codos, estrechamientos, etc.

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{impuesta}}{\Delta P_{simulada}} \quad \text{Ec. A3. 5}$$

- Rendimiento compresor (η_{iso}): Una vez establecido el rendimiento isoentrópico del compresor en el modo “*Impose*”, CYCLE_D-HX da la opción de evaluar el rendimiento en función del ratio de presión, mediante la fórmula Ec. A3. 6. a la hora de calcular con las posteriores simulaciones en el modo “*Simulation*”. Pese a no ser una fórmula que ofrezca demasiada precisión, es suficiente teniendo en cuenta que rango de los valores obtenidos será bastante pequeño.

$$n_s = C - 0,05 \theta \quad \text{Ec. A3. 6}$$

Donde θ es el ratio de compresión.

Una vez calculados todos esos parámetros, el programa tiene los datos suficientes para trabajar en el modo “*Simulate*”. Con ese modo, con los parámetros de referencia

obtenidos previamente, es posible obtener de una forma bastante precisa el funcionamiento de la máquina en las condiciones deseadas e incluso, con otro refrigerante. Los únicos datos que hay que facilitar son:

- Refrigerante utilizado.
- Perfil de temperaturas del aire a lo largo del intercambiador (HTF) (temperatura de entrada y de salida).
- Recalentamiento y subenfriamiento a la salida de los intercambiadores.
- Capacidad frigorífica (Q_o).

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

Para calcular la temperatura de evaporación necesaria para cada refrigerante se sigue el esquema mostrado en la Figura A4. 1.

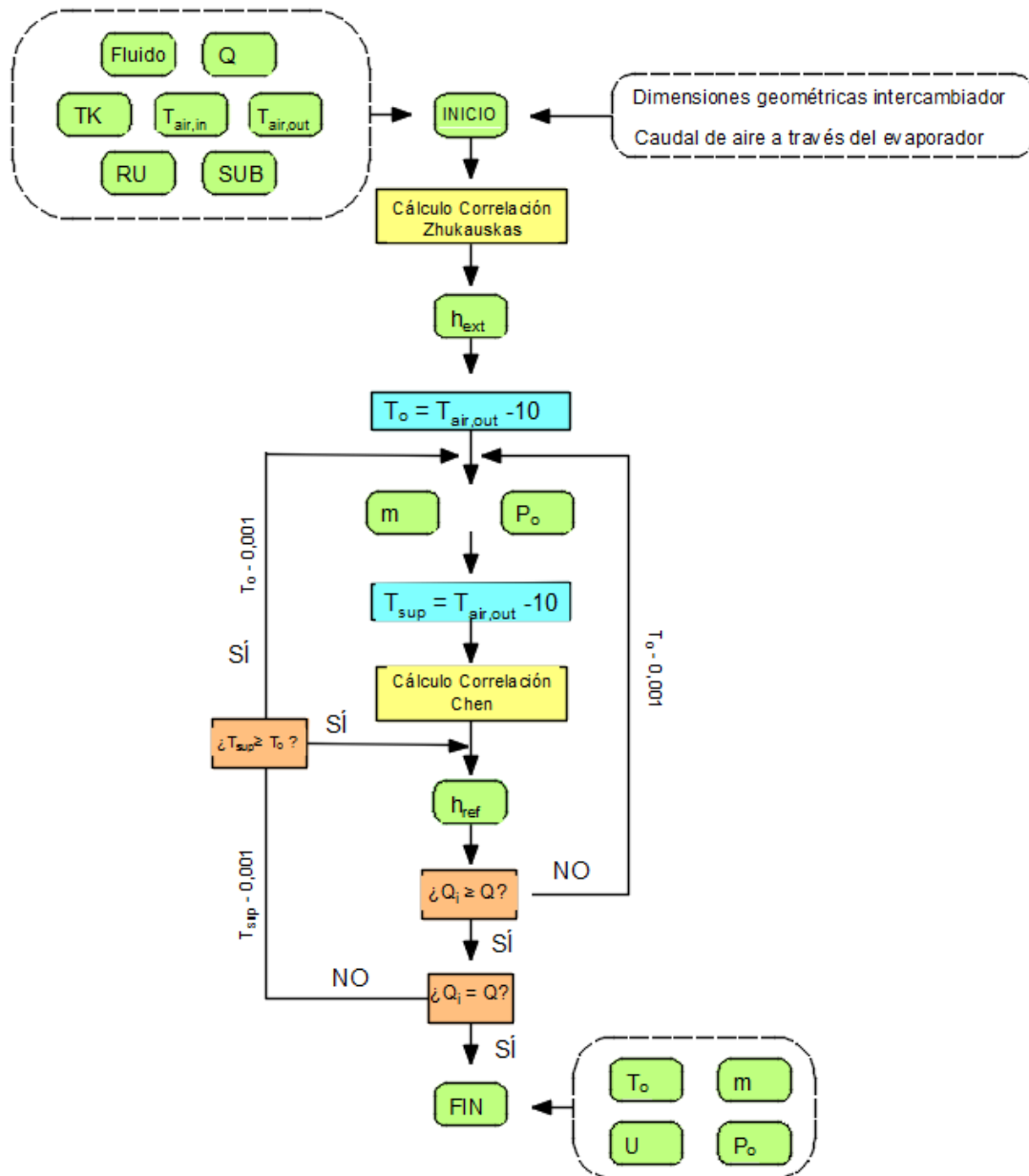


Figura A4. 1. Proceso de cálculo de la temperatura de evaporación.

Donde,

Q es la potencia frigorífica a proporcionar [W],

Q_i es la potencia frigorífica calculada [W],

T_k es la temperatura de condensación [°C],

T_{air,in} es la temperatura del aire de retorno [°C],

T_{air,out} es la temperatura del aire de impulsión [°C],

T_o es la temperatura de evaporación [°C],

T_{sup} es la temperatura superficial del tubo [°C],

RU es el recalentamiento útil a la salida del compresor [K],

SUB es el subenfriamiento a la salida del condensador [K],

h_{ext} es el coeficiente de convección exterior [W/m·K],

h_{ref} es el coeficiente de convección del refrigerante [W/m·K],

m es el caudal másico circulante por la instalación [kg/s], y

P_o es la presión de evaporación [bar].

Para determinar la temperatura de evaporación, es necesario conocer previamente el fluido frigorífico, la potencia frigorífica, la temperatura de condensación, la temperatura de impulsión y de retorno del aire, el grado de recalentamiento útil, el grado de subenfriamiento, la geometría del evaporador y el caudal másico circulante a través de él.

Con ello, se podrá el coeficiente de convección exterior, el coeficiente de convección interior, la temperatura de evaporación y el caudal másico.

La ecuación fundamental para estos cálculos es Ec. A4.1

$$Q_o = U \cdot A_o \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{Ec. A4.1}$$

De donde,

$$\Delta T = \frac{(T_{air,out} - T_o) - (T_{air,in} - T_o)}{\ln \frac{(T_{air,out} - T_o)}{(T_{air,in} - T_o)}} \quad \text{Ec. A4.2}$$

Cabe destacar que para el cálculo de la temperatura logarítmica media se asume que la temperatura final del condensador es igual a la temperatura de evaporación, es decir, que no se tiene en cuenta el recalentamiento útil que pueda existir. Tampoco se tiene en cuenta el posible glide de los fluidos. Se toman estas asunciones como ciertas debido a la geometría del intercambiador a analizar.

La problemática de estos cálculos reside en que el valor del coeficiente global de transmisión de calor, varía con la temperatura de evaporación, por lo que se han de llevar

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

a cabo cálculos iterativos para obtener el valor final. Por lo tanto, se ha de asumir una temperatura de evaporación inicial en torno 10 °C por debajo de la temperatura de impulsión. Los cálculos finalizarán cuando la potencia frigorífica calculada sea igual a la proporcionada.

El caudal circulante por la instalación se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$m = \frac{Q}{(h_{o,out} - h_{o,in})} \quad \text{Ec. A4. 3}$$

Siendo,

$h_{o,in}$ la entalpia de entrada del evaporador, que es función de

$$h_{o,in} = f(P = P_k; T = T_k + SUB) \quad \text{Ec. A4. 4}$$

$$T_k = f(P = P_k; x = 0) \quad \text{Ec. A4. 5}$$

$h_{o,out}$ la entalpia de entrada del evaporador, que es función de

$$h_{o,out} = f(P = P_o; T = T_o + RU) \quad \text{Ec. A4. 6}$$

$$T_o = f(P = P_o; x = 1) \quad \text{Ec. A4. 7}$$

Para determinar el coeficiente global de transmisión de calor (U) del evaporador es necesario conocer los coeficientes de convección internos y externos del mismo, como se puede observar en la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{ref}}} \quad \text{Ec. A4. 8}$$

Para obtener el coeficiente de convección exterior, se utiliza la correlación Zhukauskas, que es una de las más utilizadas para bancos de tubo con flujo cruzado. Para ello, primeramente hay que definir ciertos parámetros geométricos de evaporador, los cuales, para una disposición al tresbolillo, se muestran en la Figura A4. 2.

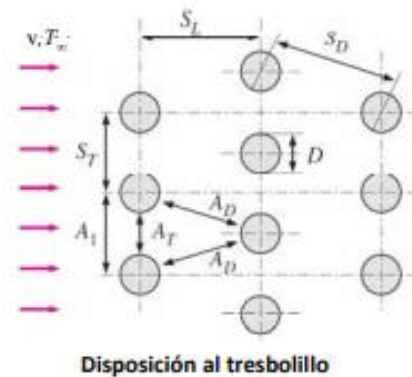


Figura A4. 2. Parámetros a definir en la ecuación de Zhukauskas.

Estos parámetros sirven para corregir la velocidad del aire a través del banco mediante la Ec. A4.9 y Ec. A4. 10:

$$\text{Si } (2 * A_D > A_T) \rightarrow v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * v \quad \text{Ec. A4. 9}$$

$$\text{Si } (2 * A_D < A_T) \rightarrow v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} * v \quad \text{Ec. A4. 10}$$

Donde,

v es la velocidad de paso del aire a través del intercambiador [m/s], y

v_{max} la velocidad máxima [m/s].

La velocidad la determina el caudal capaz de trasegar cada ventilador. El modelo utilizado en este mueble es “Ebm Papst W1G200-EC87-25”. El fabricante proporciona las siguientes curvas de la Figura A4. 3.

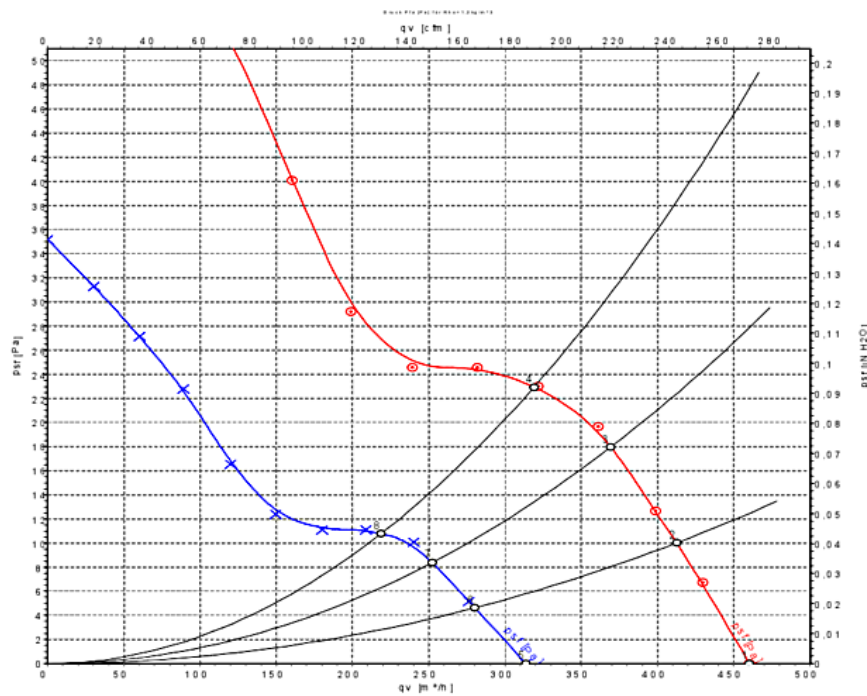


Figura A4. 3. Curva de funcionamiento del Ebm Papst W1G200-EC87-25.

La línea roja es la que con se corresponde con el funcionamiento a 50 Hz. A presión atmosférica, el caudal trasegado es de aproximadamente 460 m³/h. Para obtener la velocidad, se divide el caudal entre el área transversal del intercambiador (Ec. A4. 11)

$$v = \frac{\dot{Q}}{A_{trans}} \quad \text{Ec. A4. 11}$$

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

La ecuación de Zhukauskas se corresponde con la ec.X. Hay que tener en cuenta que el fluido que está en circulación en el exterior es aire, que todas las propiedades han de ser evaluadas a temperatura media del fluido sobre el banco de tubos, a excepción de Pr_s , que se evalúa a la temperatura superficial del tubo; y que esta ecuación es apta para Prandtl entre 0,7 y 500, y Reynolds entre 0 y $2 \cdot 10^6$.

$$Nu_{\phi} = C_1 * C_2 * Re_{\phi}^m * Pr^m * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad \text{Ec. A4. 12}$$

Donde,

$$Re = \frac{v_{max} * \phi}{\nu}, \quad \text{Ec. A4. 13}$$

$$Pr = f(T = T_{media}; P = P_{atm}), \text{ y} \quad \text{Ec. A4. 14}$$

$$Pr_s = f(T = T_o; P = P_{atm}). \quad \text{Ec. A4. 15}$$

Los parámetros C_1, C_2, m y n vienen definidos por las siguientes tablas.

Disposición	Re_{ϕ}	C_1	m	n
En línea	0 – 100	0.9	0.4	0.36
	100 – 10^3	0.52	0.5	0.36
	10^3 – $2 \cdot 10^5$	0.27	0.63	0.36
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	0.033	0.8	0.4
Al tresbolillo	0 – 500	1.04	0.4	0.36
	500 – 10^3	0.71	0.5	0.36
	10^3 – $2 \cdot 10^5$	$0.35 \cdot (S_7/S_1)^{0,2}$	0.6	0.36
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	$0.031 \cdot (S_7/S_1)^{0,2}$	0.8	0.36

Número de filas	1	2	3	4	5	7	10	13	>13
En línea	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99	1
Al tresbolillo	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99	1

Tabla A4. 1. Valores de cálculo de la correlación Zhukauskas.

En este caso, ya que, como se verá más adelante, se obtiene un número de Reynolds comprendido entre 10^3 y $2 \cdot 10^5$, los valores de C_1, m y n son 0,352, 0,6 y 0,36 respectivamente. En el caso de C_2 , ya que el intercambiador es de 12 filas, el valor escogido es 0,99.

Con ello se obtiene el Nusselt, del que se despeja el coeficiente de convección

$$h_{ext} = \frac{Nu * k}{\phi} \quad \text{Ec. A4. 16}$$

Donde k es el coeficiente de transmisión de calor por conducción que es función de la temperatura media y de la presión ambiente.

$$k = f(T = T_m; P = P_{amb}) \quad \text{Ec. A4. 17}$$

Para el coeficiente de convección interna se utiliza la correlación de Chen, que es una de las más empleadas para procesos de ebullición forzada. El coeficiente de convección

local para un flujo bifásico lo determina suponiendo que coexisten los procesos de ebullición nucleada ($h_{n,b}$) y convección forzada en flujo bifásico ($h_{c,b}$).

$$h_b = h_{n,b} + h_{c,b} = h_{FZ} * S + h_L * F_o \quad \text{Ec. A4. 18}$$

El coeficiente de convección de Foster y Zuber (h_{FZ}) se determina mediante la expresión

$$h_{FZ} = 0,00122 \cdot \left(\frac{k_l^{0,79} * c_{pl}^{0,45} * \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} * \mu_l^{0,29} * \lambda^{0,24} * \rho_v^{0,24}} \right) \cdot (T_{sup} - T_{sat})^{0,24} \cdot \left(P_{sat}(T_{sup}) - P_{sat}(T_{sat}) \right)^{0,75} \quad \text{Ec. A4. 19}$$

Donde,

$k_l \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ es la conductividad térmica del fluido en estado líquido,

$c_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ es el calor específico en estado líquido,

$\rho_l \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ es la densidad en estado líquido,

$\sigma \left[\frac{N}{m} \right]$ es la tensión superficial,

$\mu_l [Pa \cdot s]$ es la viscosidad dinámica,

$\rho_v \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ es la densidad en estado gaseoso,

$T_{sup} [^{\circ}C]$ es la temperatura en la superficie del tubo.

$T_{sat} [^{\circ}C]$ es la temperatura de saturación del fluido

$P_{sat}(T_{sup}) [Pa]$ es la presión de saturación a la temperatura de la superficie

$P_{sat}(T_{sat}) [Pa]$ es la presión de saturación a la temperatura de saturación del fluido.

La correlación de Dittus Boelter (h_L) se utiliza para determinar el coeficiente de convección forzada tomando el flujo de líquido

$$h_L = 0,023 * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4} * \left(\frac{k_l}{D_i} \right) \quad \text{Ec. A4. 20}$$

Donde,

$Re_l [-]$ es el número de Reynolds, que se calcula mediante la siguiente expresión

$$Re_l = \frac{m \cdot (1 - x_v) \cdot D_H}{A \cdot \mu_l} \quad \text{Ec. A4. 21}$$

De donde:

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

$m \left[\frac{kg}{s^2} \right]$ es el caudal másico,

$x_v [-]$ es el porcentaje de vapor dentro del evaporador.

$A [m^2]$ es el área de paso del refrigerante por el tubo del evaporador.

$D_H [m]$ es el diámetro hidráulico asociado al refrigerante líquido.

$Pr_l [-]$ es el Prandtl del fluido en estado líquido.

El coeficiente F_o se determina con la siguiente expresión:

$$F_o = F \cdot (1 - x_v)^{0,8} \quad \text{Ec. A4. 22}$$

Donde los parámetros F y x_v vienen determinados por las ecuaciones Ec. A4.23 y Ec. A4.24.

$$F = 2,35 \cdot (X_{tt}^{-1} + 0,213)^{0,736} \quad \text{si } X_{tt}^{-1} > 0,1$$

$$F = 1 \quad \text{si } X_{tt}^{-1} \leq 0,1 \quad \text{Ec. A4.23}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_v}{x_v} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad \text{Ec. A4. 24}$$

Mientras que para el coeficiente S se calcula utilizando las siguientes fórmulas

$$S = \left(1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_B^{1,17} \right)^{-1} \quad \text{Ec. A4. 25}$$

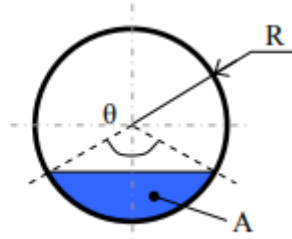
$$Re_B = Re_l \cdot F^{1,25} \quad \text{Ec. A4.26}$$

De todos los parámetros necesarios para calcular la correlación de Chen, hay cuatro de ellos que a priori son desconocidos: el porcentaje de vapor dentro del evaporador (x_v), el diámetro hidráulico asociado al refrigerante líquido (D_H), la temperatura de la superficie (T_{sup}) y la presión de saturación a la temperatura de la superficie ($P_{sat}(T_{sup})$).

El porcentaje de vapor dentro del evaporador (x_v) es un parámetro complicado de calcular, ya que se desconoce la cantidad de vapor presente en el evaporador. Para este caso, la cantidad de líquido presente en el evaporador se obtiene de la relación de Wedekind, que asume una relación 85/15 entre los volúmenes de vapor y líquido presentes en el evaporador.

El diámetro hidráulico asociado al refrigerante líquido (D_H) es otro de los parámetros complicados de calcular. Es necesario conocer el porcentaje de líquido y vapor dentro del evaporador, por lo que al igual que el caso anterior, se utiliza la correlación Wedekind. Con ella, es posible calcular el área ocupada por el líquido (A_{Liq}), ya que es un 15% del área total. Lo siguiente a calcular es el ángulo de mojado del líquido (θ) mediante la expresión (Ec. A4.27)

$$A = 0.5 \cdot R^2 \cdot [\theta - \text{Sen}(\theta)]$$



Ec. A4. 27

Una vez conocido el ángulo, se puede calcular el perímetro mojada (P_w) según Ec. A4.28 y con él, ya se está en disposición de calcular el diámetro hidráulico (D_h) mediante Ec. A4.29.

$$P_w = \theta \cdot R \quad \text{Ec. A4. 28}$$

$$D_H = \frac{4 \cdot A_{Liq}}{P_w} = \frac{4 \cdot A_{Total} \cdot 0,15}{P_w} \quad \text{Ec. A4. 29}$$

Los últimos dos parámetros están íntimamente relacionados uno con el otro, ya que para sacar la presión de saturación es necesario conocer previamente la temperatura. Como ambos parámetros se encuentran en la misma fórmula, es necesario llevar a cabo un proceso iterativo, en el que se asume una temperatura superficial inicial 10°C inferior a la temperatura de impulsión del aire, siendo $P_{sat}(T_{sup})$ la presión de saturación asociada a dicha temperatura. Conocidos estos dos parámetros y con la temperatura de evaporación supuesta, la potencia frigorífica se calcula mediante la Ec. A4. 30.

$$Q_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{ref}}} \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad \text{Ec. A4. 30}$$

Si $Q_i < Q_o$, quiere decir que la temperatura de evaporación supuesta es demasiado alta y que no se cumplen con ella los requerimientos energéticos. Por lo tanto, hay que disminuir gradualmente esta temperatura y recalculer todos los parámetros de la ecuación de Chen que dependan de ella hasta que se $Q_i \geq Q_o$. Una vez llegada a esa condición, hay que ir disminuyendo progresivamente T_{sup} hasta que $Q_i = Q_o$, siempre teniendo en cuenta que la temperatura superficial del tubo nunca puede ser inferior a la temperatura de evaporación, teniendo que disminuir en ese caso T_o hasta que se cumpliesen las condiciones.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

Propiedades evaporador		Corelación Zhukauskas	
SL (m)	0,06	h (W/m²*K)=	53,86
SD (m)	0,04	Nu=	38,10
ST (m)	0,06	C1 =	0,35
L (m)	1,06	C2 =	0,99
Al	0,03	Re =	3031,31
At	0,05	Pr (Tmedia) =	0,72
Ad	0,03	Prs (aire -10°C)=	0,72
D (m)	0,02	m =	0,60
Q (m ³ /h)	920,00	n=	0,36
Area transversal (m ²)	0,15		
v (m/s)	1,76		
vmax (m/s)	2,42		

Tabla A4. 2 Propiedades del evaporador y valores de la correlación Zhukauskas.

El diámetro hidráulico es un factor que se mantiene constante para todos lo refrigerantes. Su valor se ve reflejado en la Tabla A4. 3.

Diametro hidraulico	
Dh (m)	7,47E-03
Area liquido (m ²)	2,65E-05
θ	1,89
Perimetro mojado (m ²)	1,42E-02

Tabla A4. 3. Valores del diámetro hidráulico.

R404A

U (W/m²K) =	53,458
href (W/m²K) =	7245,154

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	9452,071
k (líquido) (W/m*K)	0,081
cp (líquido) (J/kg*k)	1317,718
ρ (líquido) (kg/m ³)	1219,105
σ (N/m)	1,03E-02
μ (líquido) (Pa*s)	2,31E-04
λ (J/kg)	181932,372
ρ (vapor) (kg/m ³)	16,208
Tsup	-1,890
Tsat	-18,606
Psat (Ts) (Pa)	564983,601
Psat (Tsat) (Pa)	316297,799

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	48,778
Re (líquido)=	378,867
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,850
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,31E-04
Pr (líquido)=	3,771
k (líquido) (W/m*K)=	0,081

Xtt	
Xtt	3,30E-02
Xv	0,850
ρ (líquido) (kg/m ³)	1219,11
ρ (vapor) (kg/m ³)	16,21
μ (líquido) (Pa*s)	2,31E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,03E-05

Fo	
Fo =	6,370
F	29,058

S	
S	0,734
Re (bifásico) =	25560,70

Tabla A4. 4 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R404A

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

R152a

U (W/m²K) =	53,39
href (W/m²K) =	6174,48

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	7080,63
k (líquido) (W/m*K)	0,12
cp (líquido) (J/kg*k)	1638,57
ρ (líquido) (kg/m ³)	1000,35
σ (N/m)	0,02
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
λ (J/kg)	325282,58
ρ (vapor) (kg/m ³)	4,16
Tsup	-1,34
Tsat	-18,88
Psat (Ts) (Pa)	251521,94
Psat (Tsat) (Pa)	126552,90

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	33,78
Re (líquido)=	147,38
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	0,01
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
Pr (líquido)=	3,87
k (líquido) (W/m*K)=	0,12

Xtt	
Xtt	1,92E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	1000,35
ρ (vapor) (kg/m ³)	4,16
μ (líquido) (Pa*s)	2,78E-04
μ (vapor) (Pa*s)	8,51E-06

Fo	
Fo =	9,48
F	43,27

S	
S	0,82
Re (bifásico) =	16354,57

Tabla A4. 5. Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R152a.

R290

U (W/m²K) =	53,52
href (W/m²K) =	8578,20

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	10216,66
k (líquido) (W/m*K)	0,12
cp (líquido) (J/kg*k)	2367,70
ρ (líquido) (kg/m ³)	553,00
σ (N/m)	0,01
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
λ (J/kg)	399361,52
ρ (vapor) (kg/m ³)	5,73
Tsup	-1,59
Tsat	-18,83
Psat (Ts) (Pa)	452812,82
Psat (Tsat) (Pa)	254941,46

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	44,23
Re (líquido)=	234,09
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	1,53E-04
Pr (líquido)=	3,12
k (líquido) (W/m*K)=	0,12

Xtt	
Xtt	2,91E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	553,00
ρ (vapor) (kg/m ³)	5,73
μ (líquido) (Pa*s)	1,53E-04
μ (vapor) (Pa*s)	6,92E-06

Fo	
Fo =	6,99
F	31,88

S	
S	0,81
Re (bifásico) =	17735,08

Tabla A4. 6 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R290.

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

R454A

U (W/m²K) =	53,617
href (W/m²K) =	12004,02

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	9042,52
k (líquido) (W/m*K)	1,07E-01
cp (líquido) (J/kg*k)	1394,73
ρ (líquido) (kg/m ³)	1190,51
σ (N/m)	1,49E-02
μ (líquido) (Pa*s)	2,17E-04
λ (J/kg)	231116,42
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,66
Tsup	-1,18
Tsat	-16,35
Psat (Ts) (Pa)	525620,96
Psat (Tsat) (Pa)	306153,45

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	46,627
Re (líquido)=	2,90E+02
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,850
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,17E-04
Pr (líquido)=	2,813
k (líquido) (W/m*K)=	0,107

Xtt	
Xtt	2,93E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	1190,51
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,66
μ (líquido) (Pa*s)	2,17E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,04E-05

Fo	
Fo =	6,95
F	31,71

S	
S	0,768
Re (bifásico) =	2,18E+04

Tabla A4. 7 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R152a

R454B

U (W/m²K) =	53,61
href	12004,024

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	14638,313
k (liquido) (W/m*K)	0,135
cp (liquido) (J/kg*k)	1543,484
ρ (liquido) (kg/m ³)	1146,333
σ (N/m)	0,015
μ (liquido) (Pa*s)	1,92E-04
λ (J/kg)	284824,628
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,802
Tsup	-1,310
Tsat	-18,228
Psat (Ts) (Pa)	699300,684
Psat (Tsat) (Pa)	389067,475

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	47,383
Re (liquido)=	252,168
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,850
Dh (m)=	0,007
μ (liquido) (Pa*s)	1,92E-04
Pr (liquido)=	2,204
k (liquido) (W/m*K)=	0,135

Xtt	
Xtt	0,030
Xv	0,850
ρ (liquido) (kg/m ³)	1146,333
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,802
μ (liquido) (Pa*s)	1,92E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,07E-05

Fo	
Fo =	6,903
F	31,490

S	
S	0,798
Re (bifásico) =	18810,346

Tabla A4. 8 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R454B.

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

R454C

U (W/m²K) =	53,36
href (W/m²K) =	5788,762

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	7211,140
k (líquido) (W/m ² K)	0,097
cp (líquido) (J/kg ² K)	1325,720
ρ (líquido) (kg/m ³)	1214,865
σ (N/m)	0,015
μ (líquido) (Pa*s)	2,38E-04
λ (J/kg)	212874,383
ρ (vapor) (kg/m ³)	11,582
Tsup	-1,490
Tsat	-16,455
Psat (Ts) (Pa)	431381,165
Psat (Tsat) (Pa)	250827,163

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	45,023
Re (líquido)=	292,645
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,850
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,38E-04
Pr (líquido)=	3,246
k (líquido) (W/m ² K)=	0,097

Xtt	
Xtt	2,81E-02
Xv	0,850
ρ (líquido) (kg/m ³)	1214,865
ρ (vapor) (kg/m ³)	11,582
μ (líquido) (Pa*s)	2,38E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,02E-05

Fo	
Fo =	7,174
F	32,724

S	
S	0,758
Re (bifásico) =	22904,714

Tabla A4. 9Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R454C.

R455A

U (W/m²K) =	53,36
href (W/m²K) =	5801,26

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	7051,35
k (líquido) (W/m*K)	0,10
cp (líquido) (J/kg*k)	1335,15
ρ (líquido) (kg/m ³)	1220,73
σ (N/m)	0,02
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
λ (J/kg)	222756,75
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,20
Tsup	-1,54
Tsat	-15,79
Psat (Ts) (Pa)	459669,18
Psat (Tsat) (Pa)	274871,31

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	44,12
Re (líquido)=	271,05
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,45E-04
Pr (líquido)=	3,21
k (líquido) (W/m*K)=	1,02E-01

Xtt	
Xtt	2,88E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	1220,73
ρ (vapor) (kg/m ³)	12,20
μ (líquido) (Pa*s)	2,45E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,04E-05

Fo	
Fo =	7,04
F	32,14

S	
S	0,78
Re (bifásico) =	20739,76

Tabla A4. 10 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R455A.

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

R457A

U (W/m²K) =	53,36
href (W/m²K) =	5779,45

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	7069,48
k (líquido) (W/m ² K)	0,10
cp (líquido) (J/kg ² K)	1350,52
ρ (líquido) (kg/m ³)	1191,03
σ (N/m)	0,02
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
λ (J/kg)	227578,35
ρ (vapor) (kg/m ³)	9,53
Tsup	-1,16
Tsat	-16,81
Psat (Ts) (Pa)	383331,40
Psat (Tsat) (Pa)	215317,46

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	42,10
Re (líquido)=	254,05
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
Pr (líquido)=	3,38
k (líquido) (W/m ² K)=	1,00E-01

Xtt	
Xtt	2,59E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	1191,03
ρ (vapor) (kg/m ³)	9,53
μ (líquido) (Pa*s)	2,51E-04
μ (vapor) (Pa*s)	9,98E-06

Fo	
Fo =	7,61
F	34,71

S	
S	0,77
Re (bifásico) =	21404,82

Tabla A4. 11 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R457A

R459B

U (W/m²K) =	53,39
href (W/m²K) =	6108,58

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	7586,58
k (líquido) (W/m*K)	0,10
cp (líquido) (J/kg*k)	1324,53
ρ (líquido) (kg/m ³)	1222,99
σ (N/m)	0,01
μ (líquido) (Pa*s)	0,00
λ (J/kg)	214256,34
ρ (vapor) (kg/m ³)	11,16
Tsup	-1,03
Tsat	-16,40
Psat (Ts) (Pa)	422740,61
Psat (Tsat) (Pa)	241394,83

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	44,42
Re (líquido)=	281,27
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,45E-04
Pr (líquido)=	3,30
k (líquido) (W/m*K)=	9,83E-02

Xtt	
Xtt	2,75E-02
Xv	0,85
ρ (líquido) (kg/m ³)	1222,99
ρ (vapor) (kg/m ³)	11,16
μ (líquido) (Pa*s)	2,45E-04
μ (vapor) (Pa*s)	1,03E-05

Fo	
Fo =	7,28
F	33,20

S	
S	0,76
Re (bifásico) =	22414,89

Tabla A4. 12 Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R459B

Anexo 4: Cálculo de temperatura de evaporación

R516A

U (W/m²K) =	53,28
href (W/m²K) =	4971,37

Correlación Foster y Zuber	
hfz (W/m² K)=	6293,16
k (líquido) (W/m ² K)	8,60E-02
cp (líquido) (J/kg ² K)	1287,96
ρ (líquido) (kg/m ³)	1203,90
σ (N/m)	1,34E-02
μ (líquido) (Pa*s)	2,72E-04
λ (J/kg)	198234,07
ρ (vapor) (kg/m ³)	7,80
Tsup	-1,36
Tsat	-18,86
Psat (Ts) (Pa)	291850,73
Psat (Tsat) (Pa)	151131,46

Correlación Dittus-Boelter	
hl=	41,58
Re (líquido)=	275,68
A (m ²) =	1,77E-04
Xv=	0,85
Dh (m)=	7,47E-03
μ (líquido) (Pa*s)	2,72E-04
Pr (líquido)=	4,07
k (líquido) (W/m ² K)=	8,60E-02

Xtt	
Xtt	2,36E-02
Xv	8,50E-01
ρ (líquido) (kg/m ³)	1203,90
ρ (vapor) (kg/m ³)	7,80
μ (líquido) (Pa*s)	2,72E-04
μ (vapor) (Pa*s)	9,53E-06

Fo	
Fo =	8,14
F	37,15

S	
S	0,74
Re (bifásico) =	25279,90

Tabla A4. 13Valores de cálculo para la temperatura de evaporación del R516A.

Anexo 5: Cálculo de la temperatura de evaporación para el Cycle_D-HX

El programa Cycle_D-HX solo ofrece la temperatura y la presión de entrada al evaporador. Para conseguir la temperatura de evaporación, se aplica el método de la entalpía media, por el que se calcula la media de la entalpía de vapor saturado (Ec A5.1) y la entalpía de entrada al evaporador (Ec A5.2). Ese valor resultante tiene una temperatura asociada, que es la temperatura de evaporación (Ec A5.4).

$$h_{o,vap,sat} = f(P = P_{o,in}; x = 1) \quad \text{Ec A5.1}$$

$$h_{o,in} = f(P = P_{o,in}; T = T_{oi}) \quad \text{Ec A5.2}$$

$$h_{media} = \frac{h_{vap,sat} + h_{o,i}}{2} \quad \text{Ec A5.3}$$

$$T_o = f(P = P_{o,i}; h = h_{media}) \quad \text{Ec A5.4}$$

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

	$h_{o,vap,sat}$	h_{oi}	T_o
R404A	361,63	275,799	-8,500
R152a	517,89	186,111	-8,300
R454A	405,33	181,840	-12,500
R454B	455,95	460,677	-9,100
R454C	389,35	181,428	-13,400
R455A	391,84	178,901	-15,000
R459B	391,06	181,330	-13,500
R516A	393,29	188,952	-8,300

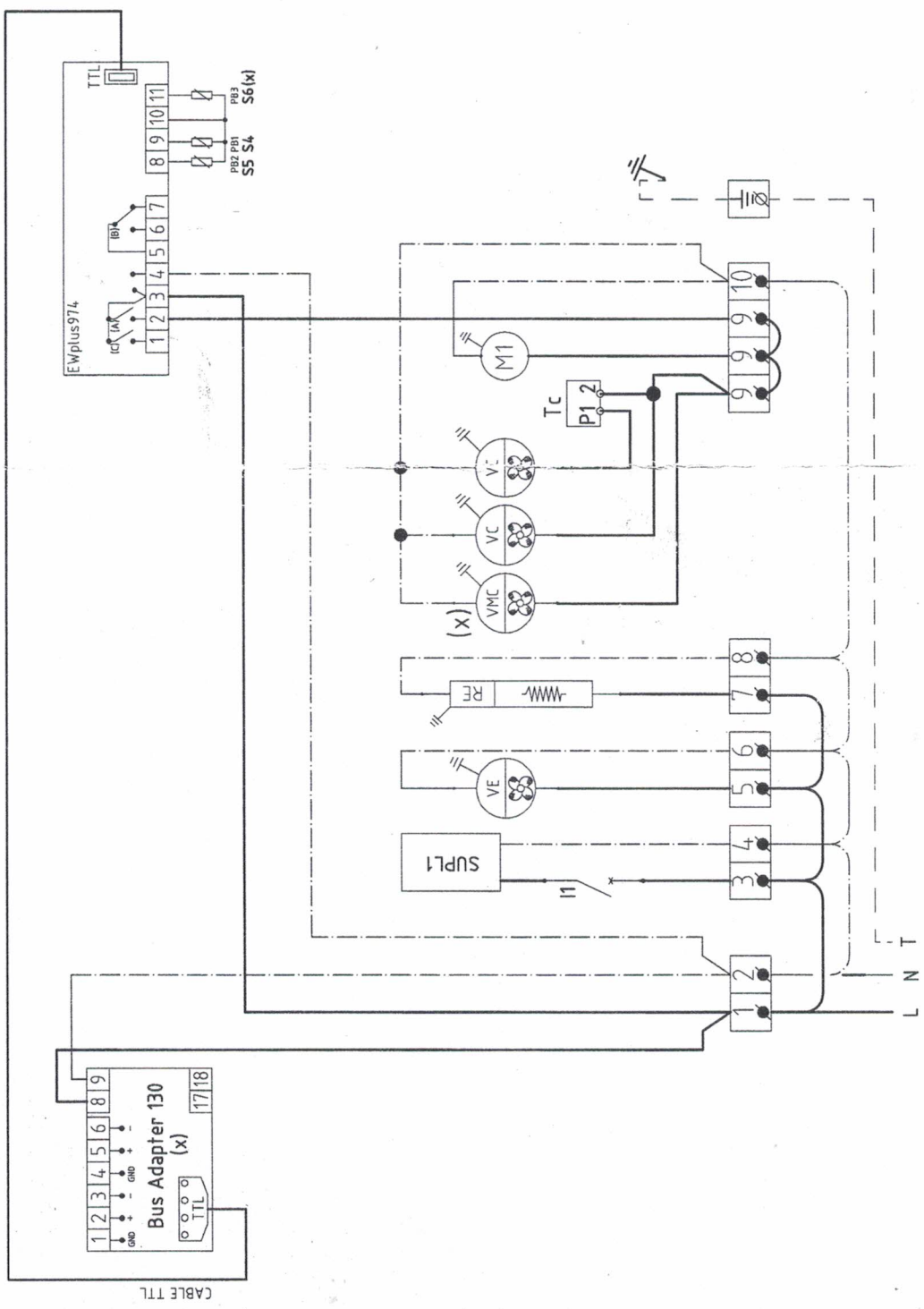
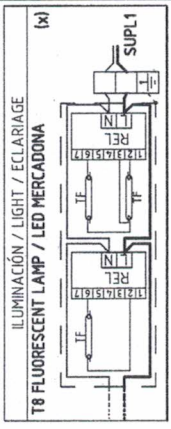
Tabla A5. 1. Resultados del cálculo de la temperatura de evaporación.

Anexo 6: Esquema eléctrico original

Anexo 6: Esquema eléctrico original

1 2 3 4 5 6 7 8

11	Interrupción iluminación	M1	Motor compresor	RE	Resist. banda je evaporativa PTC	REL	Reactancia electrónica	SUPL1	Alimentación iluminación	S4	Sonda impulsión aire	S5	Sonda fin desescarche
				S6			Sonda de producto	Tc	Termostato condensador	TF	Tubo fluorescente	VE	Ventilador evaporador
								VC	Ventilador condensador	VMC	Ventilador condensador grupo	(x)	Opcional



FASE
NEUTRO
TIERRA

E	B												
D	A												
C	0	Original	J.Guillem	27/11/17									
Rev/No	Modificación	Nombre	Fecha	Rev/No	Modificación	Nombre	Fecha	<p>© Esquema eléctrico propiedad de Frost-Trol S.A.</p>					
				Fecha:	27/11/17	Control:	Eliwell EWPLUS974EO	Código:	81501-0				
				Nombre:	J.Guillem	Familia:	PM- MERCADONA	Hoja 1 de 1					
				Comprobado:	DT	Número:	81501-0						

• Ventiladores del evaporador en funcionamiento permanente.

Anexo 6: Esquema eléctrico original

PLIEGO DE CONDICIONES

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

PLIEGO DE CONDICIONES

1. Modificaciones de la instalación.....	141
1.1 Válvula de expansión	141
2. Refrigerantes utilizados	141
2.1 R404A.....	141
2.2 R454C.....	141
3. Manipulación y mantenimiento de la instalación	142
3.1 Prevención de fugas.....	142
3.2 Recuperación	142
3.3 Formación y certificación.....	142

PLIEGO DE CONDICIONES

1. Modificaciones de la instalación

Todas las modificaciones de la instalación deben de llevarse a cabo de acuerdo a lo especificado en la memoria. Todos los componentes soldados han de soldarse por soldadura oxiacetilénica, que asegure una unión fuerte o por un método similar que garantice la resistencia y estanqueidad de las uniones.

Las modificaciones eléctricas han de ser las indicadas en la memoria, de tal manera que se garantice una correcta conexión entre todos los componentes eléctricos.

La configuración del regulador ha de ser la especificada en la memoria.

1.1 Válvula de expansión

La válvula de expansión electrónica utilizada ha de ser la especificada en la memoria, en estado adecuado, o en su defecto otra que asegure un correcto funcionamiento de la instalación. Al cambiar de refrigerante, se han de ajustar los parámetros del driver de la válvula para que se ajusten a las características termodinámicas de él.

2. Refrigerantes utilizados

2.1 R404A

Se trata de una mezcla ternaria compuesta por R-125, R-143a y R-134. No es tóxica ni inflamable (categoría ASHRAE A1). Se caracteriza por su notable estabilidad química y bajo glide.

Al ser una mezcla de refrigerantes a base de HFC, no es compatible para trabajar con lubricantes tradicionales. El único lubricante idóneo para utilizar con el R404A es el aceite polioléster (POE).

Los envases de R404A deben de almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. Los vapores, en caso de fuga tienden a acumularse a nivel de suelo.

2.2 R454C

Se trata de una mezcla binaria compuesta por R32 y R1234yf. No es toxica pero sí ligeramente inflamable (Categoría ASHRAE A2L) ya que presenta una velocidad de llama muy lenta.

Todos los equipos electrónicos en las áreas de almacenamiento deben ser compatibles con el riesgo de atmósfera explosiva. Ha de conservarse a una temperatura no superior a los 52°C. Cerrar los recipientes herméticamente y conservar en un lugar seco, fresco y bien ventilado

3. Manipulación y mantenimiento de la instalación

3.1 Prevención de fugas

Los operadores de aparatos que contengan gases fluorados de efecto invernadero deberán tomar precauciones para evitar la liberación no intencional (en lo sucesivo, «fuga») de dichos gases. Deberán adoptar todas las medidas técnica y económicamente viables para minimizar las fugas de gases fluorados de efecto invernadero. Cuando se detecte una fuga de gases fluorados de efecto invernadero, los operadores velarán por que los aparatos se reparen sin demora injustificada.

3.2 Recuperación

Los operadores de aparatos fijos o unidades de refrigeración en camiones y remolques frigoríficos, que contengan gases fluorados de efecto invernadero no contenidos en espumas velarán por que la recuperación de esos gases sea realizada por personas físicas que sean titulares de los certificados pertinentes.

3.3 Formación y certificación

Las personas que vayan a manipular la instalación deberán estar formadas y certificadas conforme la legalidad vigente en el momento de la manipulación.

PRESUPUESTOS

PRESUPUESTOS

ÍNDICE

PRESUPUESTOS

Coste de las modificaciones de la instalación	147
Coste del refrigerante R454C	147
Coste de la redacción del proyecto	148
Resumen de presupuestos	148

PRESUPUESTOS

En este documento del proyecto se contabiliza el coste de las modificaciones llevadas a cabo en el sistema, el coste del refrigerante utilizado y el coste de la redacción de este proyecto. No se tiene en cuenta la diferencia de costes entre la implantación de las modificaciones sugeridas y los componentes sustituidos ya que ese análisis se lleva a cabo en el Apartado 9 de la Memoria, donde se hace el estudio de la viabilidad económica.

Coste de las modificaciones de la instalación

En este apartado se contabiliza el coste de las modificaciones llevadas a cabo en la instalación. Los precios utilizados son los proporcionados por el distribuidor Pecomark en su catálogo de 2018, con un descuento aplicado del 50% para empresas. El IVA utilizado es de un 21%.

El coste de la mano de obra necesaria no se tiene en cuenta, puesto que no se considera que supone un gasto adicional en tal sentido la adopción de las modificaciones respecto al coste de mano de obra del mueble con la configuración de fábrica actual.

El precio de cada componente se detalla en la Tabla P 1.

Componente	Modelo	Precio unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Precio total (€)
Válvula de expansión electrónica	Carel E2V11	87	1	87
Driver de la EEV	Carel EVD0000E20	98	1	98
Display para driver	Carel EVDIS00ESO	85,5	1	85,5
Resistencia maleable	RBMR-1500	9,85	1	9,85
TOTAL (€)				280,35
TOTAL + IVA (€)				339,22

Tabla P 1. Coste de las modificaciones de la instalación.

Coste del refrigerante R454C

El coste del refrigerante R454C está calculado como la suma de los costes de cada refrigerante por separado que lo forma. El precio utilizado para el R32 es el proporcionado por Pecomark, mientras que para el refrigerante R1234yf se utiliza el proporcionado por Eurorefrigerant. El IVA utilizado es de un 21%. El precio detallado se puede observar en la Tabla P 2.

Componente		Precio unitario (€/kg)	Cantidad (kg)	Precio total
Refrigerante R454C (21,5% R32; 78,5% R1234yf)	Refrigerante R32	81	0,2365	19,16
	Refrigerante R1234yf	139	0,8635	120,03
TOTAL				139,18
TOTAL + IVA (€)				168,41

Tabla P 2. Coste del refrigerante R454C.

PRESUPUESTOS

Coste de la redacción del proyecto

En este apartado se tiene en cuenta el coste generado por la redacción de este proyecto, siendo considerado el sueldo del alumno como 18€ la hora y la de los directores del proyecto como 22€ la hora. El número de horas dedicado aproximadamente por parte del alumno es de 500, mientras que para el caso de los directores se considera que el tiempo utilizado es de 100 horas

Papel desarrollado	Tiempo dedicado(horas)	Coste horas (€/hora)	Precio total (€)
Alumno	500	18	9000
Director de proyecto	100	22	2200
TOTAL (€)			13400

Tabla P 3. Coste de la redacción del proyecto.

Resumen de presupuestos

El resumen de los presupuestos se muestra a continuación:

TOTAL modificaciones + IVA (€)	339,22
TOTAL refrigerante + IVA (€)	168,41
TOTAL redacción proyecto	13400
TOTAL	13907,63

Tabla P 4. Resumen de los presupuestos.

El presupuesto total asciende a TRECEMIL NOVECIENTOS SIETE EUROS CON SESENTA Y TRES CENTIMOS

PLANOS

PLANOS

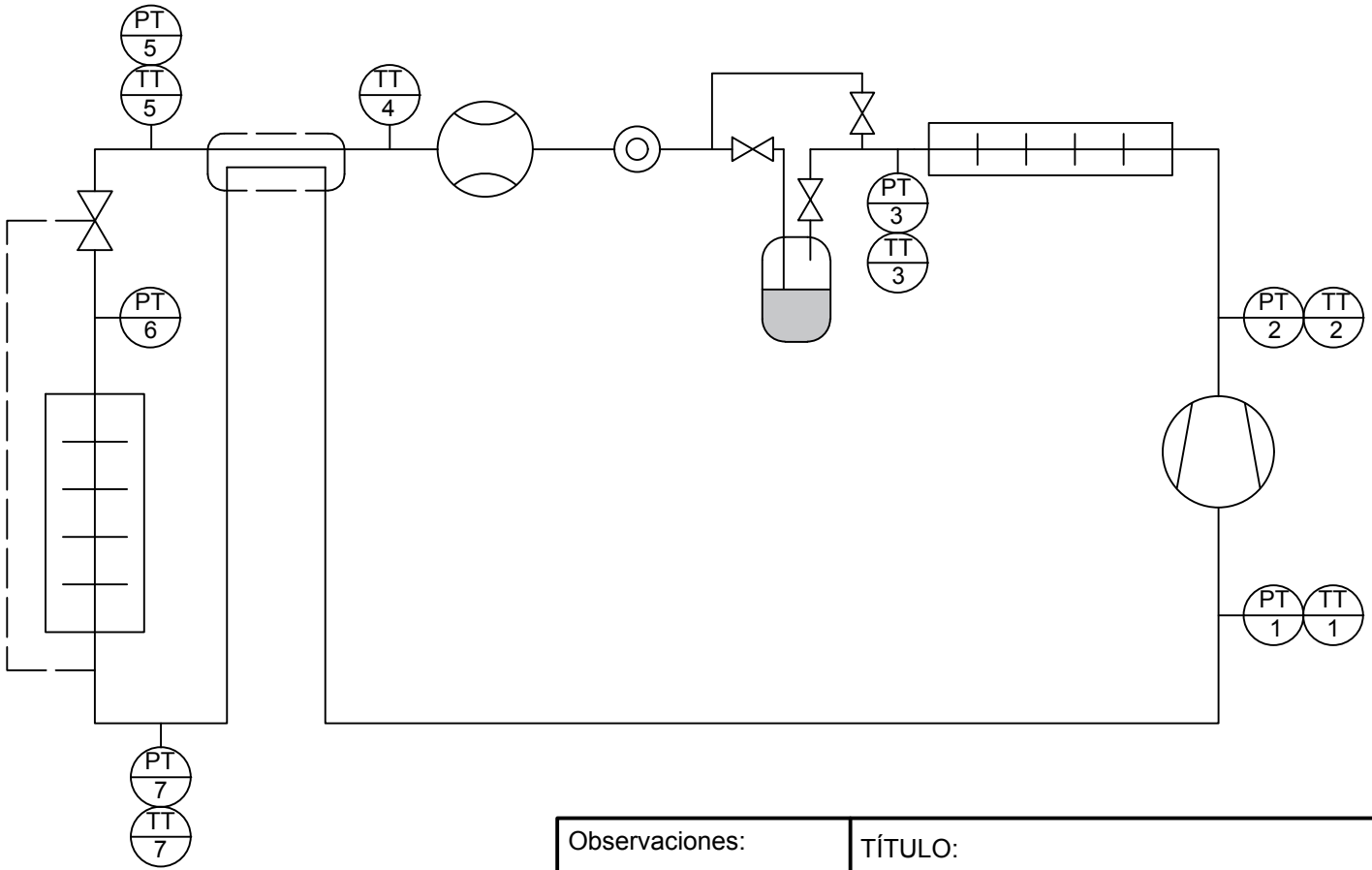
ÍNDICE


PLANOS

Plano nº I: Esquema ciclo	153
Plano nº II: Esquema eléctrico ciclo	155
Plano nº III: Evaporador	157
Plano nº IV: Condensador.....	159

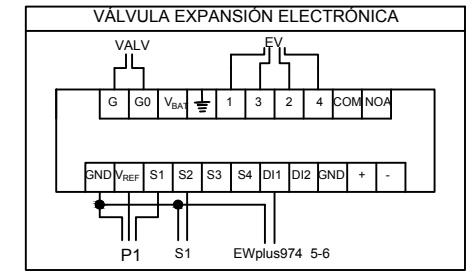
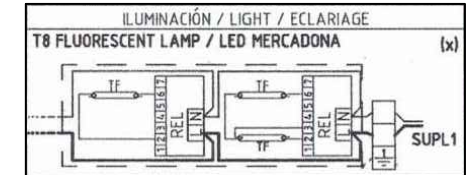
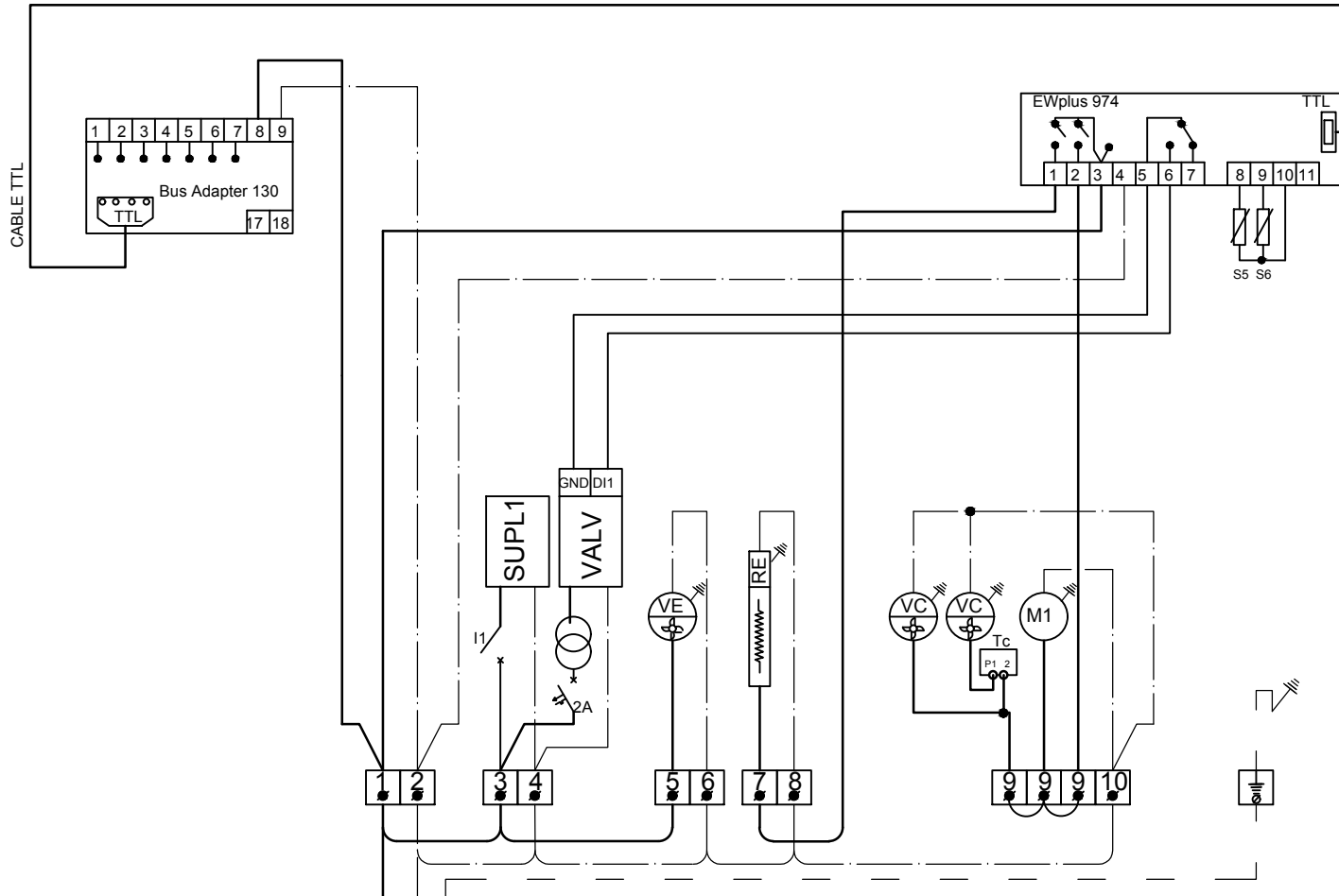
PLANOS

LEYENDA	
Símbolo	Significado
	Compresor
	Transmisor de presión
	Transmisor de temperatura
	Caudalímetro
	Intercambiador de calor de tubos aleteados
	Válvula genérica
	Válvula de expansión
	Depósito




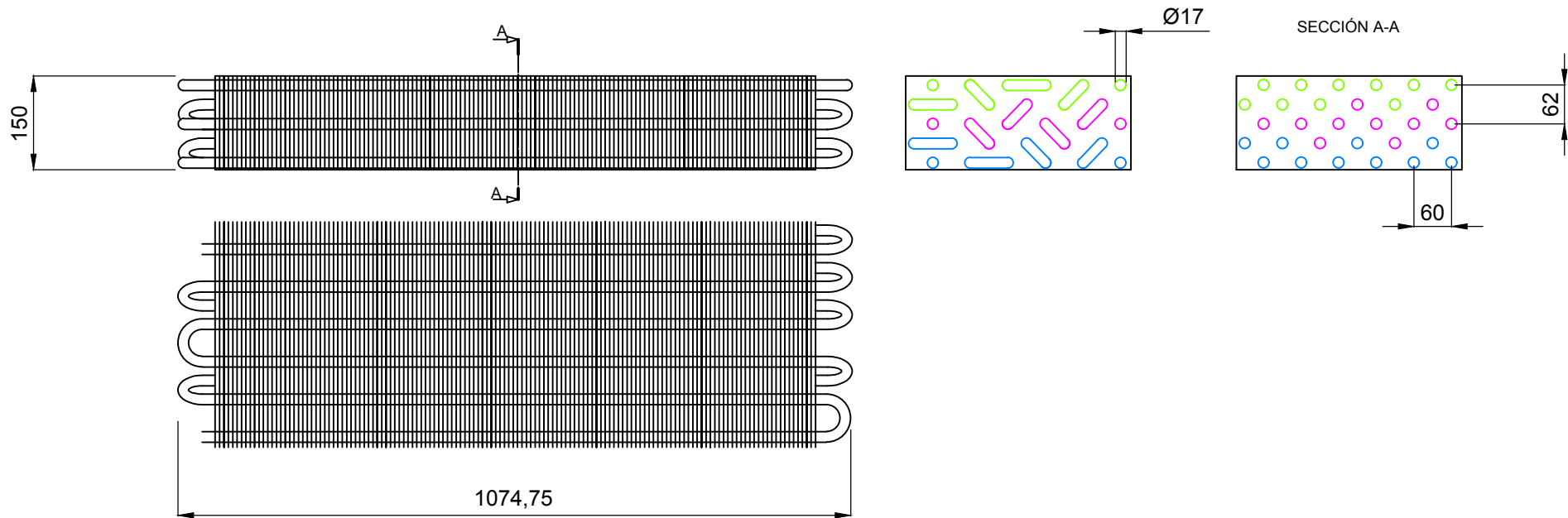
Observaciones:	TÍTULO:	Plano nº: I
	Esquema ciclo	Hoja nº: 1 de 4
	Dibujado por:	Fecha:
	Calleja Anta, Daniel	20/06/2018

I1	Interruptor iluminación	M1	Motor compresor	RE	Resist. desescarche	S1	Sonda control valv. exp.	S5	Sonda fin desescarche	S6	Sonda impulsión aire
		P1	Sonda presión control valv.	VE	Ventilador evaporador	VC	Ventilador condensador	Tc	Termostato condensador	TF	Tubo fluorescente
						EV	Válvula expansión elec.	SUPL1	Alimentación ilum.	VALV	Alimentación valvula exp





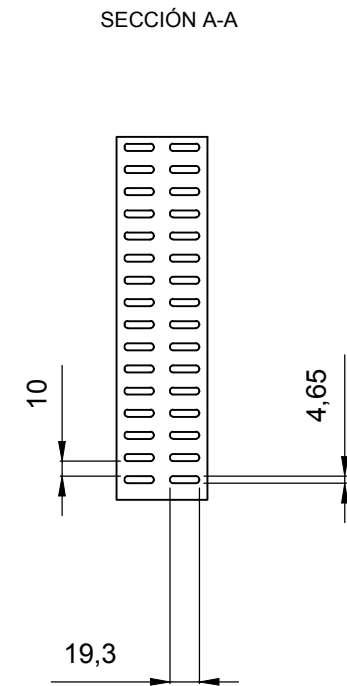
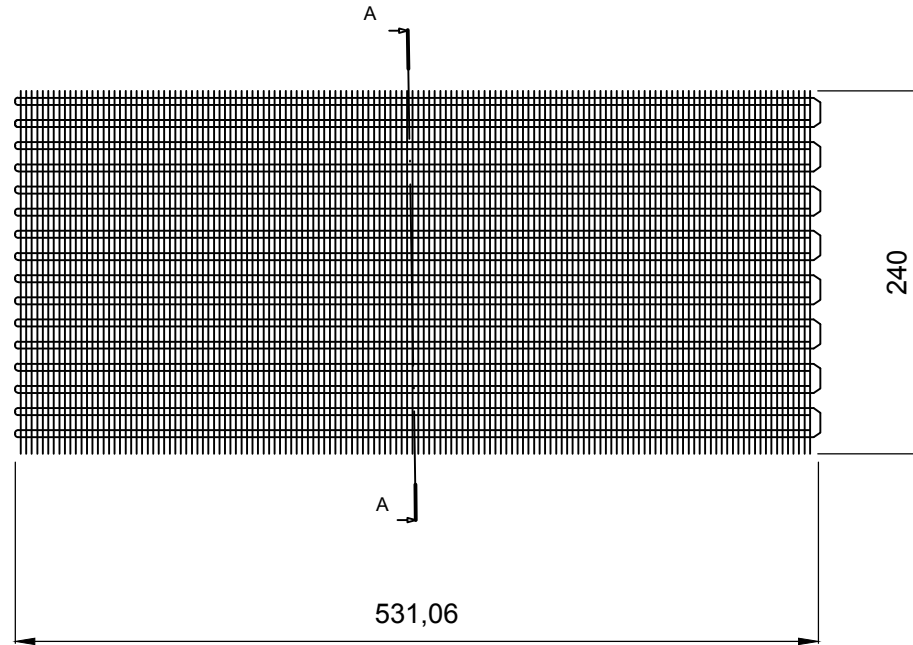
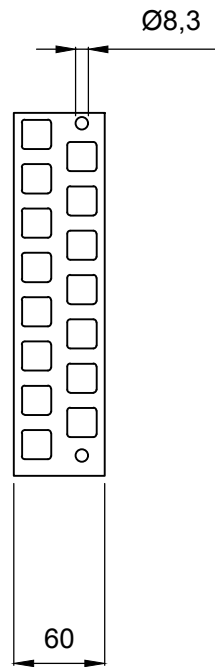
L N T

Observaciones:	TÍTULO:	Plano nº: II
	Esquema eléctrico	Hoja nº: 2 de 4
	Dibujado por:	Fecha:
	Calleja Anta, Daniel	20/06/2018



- Circuito 1
- Circuito 2
- Circuito 3

Observaciones:		TÍTULO: Evaporador		Plano nº: III
Escala: 1:10		Un dim :mm 		Hoja nº: 3 de 4
		Dibujado por: Calleja Anta, Daniel		Fecha: 20/06/2018



Observaciones:		TÍTULO: Condensador		Plano nº: IV
Escala: 1:5		Un dim :mm 		Hoja nº: 4 de 4
		Dibujado por: Calleja Anta, Daniel		Fecha: 20/06/2018

