



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



---

# Desarrollo de una bomba de calor doméstica que usa propano como fluido de trabajo

---

Tesis doctoral

Emilio López Juárez

Director de tesis

José María González Maciá

Mayo 2021



# Resumen

Las regulaciones medioambientales imponen el uso de refrigerantes con cada vez menor Poder de Calentamiento Atmosférico (PCA), y obligan a que la búsqueda de refrigerantes alternativos a los actuales sea una necesidad real acorde a las tendencias del sector. El paso de los refrigerantes actuales a la utilización de refrigerantes alternativos no es inmediato ni mucho menos sencillo. La complejidad a nivel tecnológico es muy elevada, dado que el uso de un nuevo refrigerante exige diseñar y desarrollar de cero todos los componentes del circuito, puesto que poseen unas especificaciones y requerimientos de funcionamiento totalmente diferentes de los que poseen los refrigerantes actuales.

La motivación principal de la tesis doctoral es la de plantear lo primeros pasos para el desarrollo de un equipo de bomba de calor para climatización que utilice un refrigerante con un bajo índice de PCA como el propano, en sustitución del que emplea la unidad actualmente (R410A), reduciendo así el impacto medioambiental del equipo y mejorando sus propiedades. Todo esto se encuentra incluido en los siguientes puntos:

- Anticipar el cambio de tecnología necesario para el cumplimiento de la regulación F-GAS, asegurando menores emisiones para el medio ambiente y manteniendo la eficiencia energética actual mediante el desarrollo de equipos de bomba de calor con capacidad de modulación y con propano como fluido refrigerante.
- Desarrollar herramientas de modelado y simulación para las diferentes plataformas objetivo.
- Obtener conocimiento específico sobre el comportamiento de la bomba de calor mediante el análisis experimental con prototipos funcionales bajo las condiciones de trabajo especificadas, con la intención de conocer su funcionamiento, además de sus limitaciones, exigencias prácticas y sus necesidades de control.
- Facilitar el diseño y desarrollo industrial de nuevos equipos de climatización mediante las herramientas de simulación y los datos experimentales obtenidos a través de prototipos funcionales.

Motivada por este nuevo escenario, esta tesis se centra en estudiar qué posibilidades existen en medio-largo plazo en el desarrollo de bombas de calor para ajustarse a la regulación existente, no solo en cuanto a requerimientos ambientales sino también energéticos. Para ello, el primer paso ha sido el de realizar una sustitución directa del refrigerante original de la unidad aerotérmica, el R410A, por R290 para establecer el punto de referencia y poder conocer qué prestaciones es capaz de desarrollar esa misma unidad sin un rediseño del circuito de refrigerante.

Tras esta primera evaluación, se ha llevado a cabo un estudio teórico de distintas configuraciones de circuito frigorífico con propano para evaluar las ventajas e inconvenientes entre ellas, con el objetivo de elegir la que mejor se ajuste al cumplimiento de los objetivos marcados. Este estudio se ha efectuado en tres ámbitos distintos: calefacción a baja temperatura, alta temperatura y condiciones de alta temperatura de impulsión de agua hasta 75°C. En todos ellos, el resultado principal que se ha considerado ha sido el de eficiencia, lo que ha permitido obtener un orden de las tipologías estudiadas en función de los resultados obtenidos. A pesar de esto, esta evaluación también ha puesto

de manifiesto otra característica intrínseca a cada uno de ellos como es su límite de funcionamiento en relación con la máxima temperatura de impulsión de calefacción.

Tras ello, se ha construido un prototipo de bomba de calor funcional completo para ejecutar la fase experimental, que incluya hasta tres de las tipologías evaluadas en la fase teórica previa, para que, con todos los ensayos pertinentes, los resultados permitan seleccionar la tipología de circuito de refrigerante que se integre en un prototipo final. Este prototipo permitirá caracterizar el funcionamiento del sistema tanto para una plataforma aire-agua, como para una plataforma salmuera-agua, a través del cambio del intercambiador correspondiente mediante válvulas de corte. Análogamente y en paralelo, se han estudiado ciertos aspectos relacionados con el comportamiento del refrigerante a lo largo de distintas condiciones de funcionamiento para cada tipología, y se han evaluado las medidas oportunas para mejorar el control del sistema que han permitido dar un enfoque funcional distinto y poder observar las diferencias entre las tipologías de control aplicadas.

Por último, tras haber seleccionado la tipología de circuito que se va a integrar en la bomba de calor durante su etapa de industrialización, se ha realizado la optimización del intercambiador de calor de tubos y aletas con el objetivo de mejorar la distribución de refrigerante a lo largo del mismo. En esta última etapa, se ha caracterizado el funcionamiento del intercambiador a través del perfil de temperaturas para evidenciar el problema de la mala distribución de refrigerante y se han aplicado las medidas oportunas que han permitido mejorar esta distribución y mejorar las prestaciones del sistema hasta en un 3.9%.

# Abstract

Environmental regulations impose the use of refrigerants with less and less Global Warming Potential (GWP), and force that the search for alternative refrigerants in order to substitute the current ones is a real need according to the trends in the sector. The transition from current refrigerants to the use of alternative refrigerants is neither immediate nor simple. The complexity at the technological level is very high, since the use of a new refrigerant requires a new design and a new development for all the components along the refrigerant circuit, since they may have totally different specifications and operating requirements compared to the traditional refrigerants.

The main motivation of this thesis is to present the initial stages concerning the development of a heat pump unit for space heating that uses a lo GWP refrigerant like propane, replacing the current refrigerant of the unit (R410A), leading to a reduction of the environmental impact of this equipment and improving its properties. All this has been included on the following points:

- Anticipate the required technology change to be compliant with the F-GAS regulation, ensuring low-impact emissions to the atmosphere and keeping a similar energy efficiency through the development of heat pump units with heating capacity modulation and with propane as refrigerant.
- Develop modelling and simulation tools for the different platforms approaches.
- Obtain specific knowledge about the heat pump performance through experimental analysis with functional prototypes under the specified working conditions, with the aim of acquiring knowledge not only about its operation, but also about its limitations, practical requirements and its control needs.
- Contribute to the industrial design and development of new space heating equipment using simulation tools and experimental data obtained through functional prototypes.

Motivated by this new scenario, this thesis focuses on studying the available options in the medium-long term concerning the heat pump development in order to be compliant with the applicable regulations, not only in terms of environmental requirements but also energy requirements. To do this, the first step has been related to carry out a direct replacement of the original refrigerant of the aerothermal unit, R410A, with R290 to establish the reference point and to be able to know the performance of the original unit without considering a redesign of the refrigerant circuit.

After this initial evaluation, a theoretical study of different refrigerant circuit configurations with propane has been carried out with the purpose of evaluating the advantages and disadvantages among them, in order to choose the one that fulfils the performance requirements the best. This study has been executed in three different areas: low heating temperature, high heating temperature and high water flow temperature conditions up to 75°C. In all of them, the main result considered has been the efficiency, which has enabled to obtain a priority order based on the results obtained. Despite this, this evaluation has also revealed another attached feature, such as their operating limit in relation to the maximum heating flow temperature.

After that, a complete functional heat pump prototype has been built to execute the experimental phase, which includes up to three of the typologies evaluated in the previous theoretical phase, so that, with all the corresponding tests, the results allow to select the typology of refrigerant circuit to be integrated into a final prototype. This prototype has also enabled the performance characterization for two different types of platforms, air-water and brine-water, by changing of the corresponding exchanger using cutting valves. In parallel to this, a certain phenomenon related to the behaviour of the refrigerant have been studied through different operating conditions for each typology as well as the proper measures to improve the system control. As consequence, this studies have allowed to give a different functional approach and have allowed to observe the differences between the different types of control applied.

Finally, after taking the decision of which refrigerant circuit typology will be integrated into the heat pump during the industrialization stage, the optimization of the finned tube heat exchanger has been carried out with the aim of improving the refrigerant distribution along the heat exchanger. In this last stage, the performance of the exchanger through the temperature profile was characterize in order to evidence the problem of the refrigerant maldistribution. Finally, the improvement of the refrigerant distribution has enabled to improve the overall heat pump performance up to a 3.9%.

# Resum

Les regulacions mediambientals imposen l'ús de refrigerants amb cada vegada menor Poder d'Escalfament Atmosfèric (PCA), i obliguen a que la recerca de refrigerants alternatius als actuals sigui una necessitat real d'acord amb les tendències del sector. El pas dels refrigerants actuals a l'utilització de refrigerants alternatius no és immediat ni tampoc fàcil. La complexitat a nivell tecnològic és molt elevada, ja que l'ús d'un nou refrigerant exigeix dissenyar i desenvolupar de zero tots els components del circuit, tenint en conta que tenen unes especificacions i requeriments de funcionament totalment diferents dels que posseeixen els refrigerants actuals.

La motivació principal de la tesi doctoral és la de plantejar el primers passos per al desenvolupament d'un equip de bomba de calor per a climatització que utilitzi un refrigerant amb un baix índex de PCA com el propà, en substitució del què empra la unitat actualment (R410A), reduint així l'impacte mediambiental de l'equip i millorant les seves propietats. Tot això es troba inclòs en els següents punts:

- Anticipar el canvi de tecnologia necessari per al compliment de la regulació F-GAS, assegurant menors emissions per al medi ambient i mantenint l'eficiència energètica actual mitjançant el desenvolupament d'equips de bomba de calor amb capacitat de modulació i amb propà com a fluid refrigerant.
- Desenvolupar ferramentes de modelatge i simulació per a les diferents plataformes objectiu.
- Obtenir el coneixement específic sobre el comportament de la bomba de calor mitjançant l'anàlisi experimental amb prototips funcionals en les condicions de treball especificades, amb la intenció de conèixer el seu funcionament, a més de les seues limitacions i exigències pràctiques i les seues necessitats de control.
- Facilitar el disseny i desenvolupament industrial de nous equips de climatització mitjançant les ferramentes de simulació i les dades experimentals obtingudes a través de prototips funcionals.

Motivada per aquest nou escenari, aquesta tesi es centra a estudiar quines possibilitats hi ha al mitjà-llarg termini en el desenvolupament de bombes de calor per a ajustar-se a la regulació existent, no només en relació amb el requeriments ambientals sinó també energètics. Per això, el primer pas ha sigut el de fer una substitució directa del refrigerant original de la unitat aerotèrmica, el R410A, per R290 per establir el punt de referència i poder conèixer quines prestacions és capaç de desenvolupar aquesta mateixa unitat sense un redisseny del circuit de refrigerant.

Després d'aquesta primera avaluació, s'ha dut a terme un estudi teòric de diferents configuracions de circuit frigorífic amb propà per avaluar els avantatges i inconvenients entre elles, amb l'objectiu de triar la que millor s'ajusti a l'acompliment dels objectius marcats. Aquest estudi s'ha efectuat en tres àmbits diferents: calefacció a baixa temperatura, alta temperatura i condicions d'alta temperatura d'impulsió d'aigua fins a 75°C. En tots ells, el resultat principal que s'ha considerat ha sigut el d'eficiència, el que ha permès obtenir un ordre de les tipologies estudiades en funció dels resultats obtinguts. Tot i això, aquesta avaluació també ha posat de manifest una altra característica intrínseca a cada un d'ells com és el seu límit de funcionament en relació amb la màxima temperatura d'impulsió de calefacció.

Després d'això, s'ha construït un prototip de bomba de calor funcional complet per executar la fase experimental, que inclogui fins a tres de les tipologies avaluades en la fase teòrica prèvia, perquè, amb tots els assajos pertinents, els resultats permeten seleccionar la tipologia de circuit de refrigerant que s'integri en un prototip final. Aquest prototip permetrà caracteritzar el funcionament de sistema tant per a una plataforma aire-aigua, com per a una plataforma salmorra-aigua, a través del canvi del bescanviador corresponent mitjançant vàlvules de tall. Anàlogament i en paral·lel, s'han realitzat estudis sobre aspectes relacionats amb el comportament del refrigerant al llarg de diferents condicions de funcionament per a cada tipologia, i s'han avaluat les mesures oportunes per millorar el control de sistema que han permès donar un enfocament de funcionalitat diferent.

Finalment, després d'haver seleccionat la tipologia de circuit que es va a integrar a la bomba de calor durant la seva etapa d'industrialització, s'ha realitzat l'optimització del bescanviador de calor de tubs i aletes amb l'objectiu de millorar la distribució de refrigerant al llarg del mateix. En aquesta última etapa, s'ha caracteritzat el funcionament del bescanviador a través del perfil de temperatures per evidenciar el problema de la mala distribució de refrigerant i s'han aplicat les mesures oportunes que han permès millorar aquesta distribució i millorar les prestacions del sistema fins en un 3.9%.

# Contenido

---

Resumen .....	I
Abstract.....	III
Resum.....	V
Capítulo 1 Introducción .....	1
1.1 Estado actual del sector energético Europeo.....	1
1.2 Importancia de la demanda de calefacción y refrigeración.....	2
1.3 Regulación del uso de refrigerantes y reducción de emisiones de CO <sub>2</sub> .....	4
1.4 Refrigerantes alternativos de bajo PCA.....	7
1.5 Bombas de calor para la climatización de edificios.....	9
1.6 Bombas de calor para la climatización de edificios con R290.....	11
1.7 Motivación y contenido de la presente tesis doctoral.....	12
Capítulo 2 Análisis del reemplazo directo del R410A con R290 .....	15
2.1 Unidad experimental .....	15
2.2 Instalación experimental .....	19
2.2.1 Grupo hidráulico de demanda .....	19
2.2.2 Sistema de regulación térmica de la cámara climática.....	20
2.2.3 Sistema de humectación mediante electrodos .....	21
2.3 Instrumentación de medida y análisis de errores .....	22
2.4 Condiciones de ensayo de la unidad .....	25
2.5 Metodología de ensayo de la unidad y cálculo de resultados .....	27
2.5.1 Metodología de ensayo de la unidad.....	27
2.5.2 Metodología de cálculo de prestaciones.....	29
2.6 Resultados experimentales y comparativa con R410A .....	31
2.7 Conclusión .....	37
Capítulo 3 Evaluación y análisis de diferentes tipologías de circuito frigorífico para R290 .....	39
3.1 Estado del arte .....	39
3.2 Metodología del punto de aproximación .....	40
3.3 Definición de tipologías de circuito refrigerante .....	45
3.4 Resultados de la evaluación de tipologías mediante la metodología del punto de aproximación.....	53
3.4.1 Condiciones de contorno empleadas en el cálculo teórico de prestaciones mediante la metodología del punto de aproximación.....	53
3.4.2 Resumen de resultados para baja temperatura.....	55
3.4.3 Resumen de resultados para alta temperatura.....	65
3.5 Comparativa de prestaciones entre R290 y R410A .....	66
Capítulo 4 Diseño y caracterización de un prototipo para la evaluación experimental de tipologías con R290.....	69
4.1 Prototipo experimental.....	71

4.2	Dimensionamiento de componentes .....	73
4.2.1	Intercambiador de placas: Evaporador .....	73
4.2.2	Intercambiador de placas líquido-succión .....	74
4.2.3	Depósitos de refrigerante .....	76
4.2.4	Dimensionamiento de la válvula de expansión .....	77
4.3	Instalación experimental .....	79
4.3.1	Grupo hidráulico de salmuera .....	79
4.4	Instrumentación de medida y análisis de errores .....	81
4.5	Campaña experimental de la plataforma salmuera-agua .....	83
4.5.1	Condiciones de ensayo de la unidad .....	83
4.5.2	Estrategia de control para la tipología 1 .....	84
4.5.3	Estrategia de control para la tipología 6 .....	86
4.5.4	Estrategia de control para la tipología 7 .....	87
4.5.5	Resultados de ensayo para la plataforma salmuera-agua .....	88
4.6	Campaña experimental de la plataforma aire-agua .....	92
4.6.1	Condiciones de ensayo de la unidad .....	92
4.6.2	Resultados de ensayo para la plataforma aire-agua .....	93
4.6.3	Limitaciones de funcionamiento en las tipologías 6 y 7 .....	97
4.7	Funcionamiento del intercambiador de tubos y aletas como evaporador .....	99
4.8	Conclusión .....	102
Capítulo 5	Análisis y optimización del intercambiador de tubos y aletas .....	107
5.1	Planteamiento experimental y campaña de ensayos .....	107
5.2	Análisis experimental del comportamiento del intercambiador de tubos y aletas .....	109
5.2.1	Funcionamiento en condiciones A7(6)W27 .....	109
5.2.2	Funcionamiento en condiciones A2(1)W30 .....	112
5.2.3	Funcionamiento en condiciones A-7(-8)W34 .....	113
5.2.4	Funcionamiento en condiciones A35W18 .....	115
5.2.5	Distribución de refrigerante en un intercambiador de tubos y aletas: estado del arte .....	116
5.3	Mejora del sistema de distribución del intercambiador de tubos y aletas .....	118
5.4	Resultados experimentales tras el cambio de capilares del sistema de distribución .....	121
5.4.1	Funcionamiento en condiciones A7(6)W27 .....	121
5.4.2	Funcionamiento en condiciones A2(1)W30 .....	123
5.4.3	Funcionamiento en condiciones A-7(-8)W34 .....	124
5.5	Conclusión .....	125
Capítulo 6	Conclusiones generales y líneas futuras de investigación .....	127
6.1	Reemplazo directo del refrigerante con R290 .....	127
6.2	Selección de la tipología y optimización del control de la unidad .....	128
6.3	Concepto de seguridad para refrigerantes A3 y optimización de carga del sistema .....	128
6.4	Mejora del sistema de distribución de refrigerante .....	129
Referencias	.....	132

# Lista de figuras

---

Figura 1. Circuito frigorífico de la bomba de calor .....	16
Figura 2. Límites de funcionamiento del compresor TPB306 .....	17
Figura 3. Esquema hidráulico del bucle de demanda del banco de ensayos .....	20
Figura 4. Esquema de la instalación hidráulica del sistema de regulación de la cámara climática ....	21
Figura 5. Instrumentación y esquema frigorífico del prototipo original con R290 .....	23
Figura 6. Diferencia de temperaturas en el fluido secundario durante el periodo de adquisición de datos .....	28
Figura 7. Planteamiento de un ciclo de compresión de vapor considerando: a) Focos de capacidad infinita. b) Planteamiento del punto de aproximación .....	41
Figura 8. Definición de símbolos de componentes frigoríficos .....	45
Figura 9. Ciclo con acumulador de succión .....	46
Figura 10. Ciclo con acumulador de succión con intercambiador integrado .....	47
Figura 11. Ciclo con depósito de líquido.....	47
Figura 12. Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado .....	48
Figura 13. Ciclo con subenfriador después del depósito de líquido con intercambiador integrado ..	48
Figura 14. Planteamiento del depósito de líquido con intercambiador interior .....	49
Figura 15. Efecto del depósito de líquido con intercambiador interior en el diagrama P-h .....	49
Figura 16. Ciclo con intercambiador de placas líquido-succión.....	50
Figura 17. Ciclo con depósito de líquido e intercambiador de placas líquido-succión.....	50
Figura 18. Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia .....	51
Figura 19. Efecto del depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia en el diagrama P-h.....	51
Figura 20. Ciclo con depósito de líquido en baja presión, evaporador inundado y derivación de vapor.....	52
Figura 21. Efecto del depósito de líquido en baja presión, evaporador inundado y derivación de vapor en el diagrama P-h.....	53
Figura 22. Representación del funcionamiento del depósito de líquido con serpentín interior.....	59
Figura 23. Circuito refrigerante del prototipo de evaluación de tipologías. Modo calefacción .....	72
Figura 24. Circuito refrigerante del prototipo de evaluación de tipologías. Modo refrigeración .....	72
Figura 25. Esquema hidráulico del bucle de salmuera .....	80
Figura 26. Instrumentación y esquema frigorífico del prototipo de evaluación de tipologías .....	82
Figura 27. Generación de escarcha en la parte inferior del evaporador .....	96
Figura 28. Hielo acumulado en la parte inferior del intercambiador de aire .....	96
Figura 29. Distribución de termopares a lo largo de cada circuito.....	107
Figura 30. Imagen termográfica del intercambiador .....	110
Figura 31. Comportamiento pulsante del refrigerante .....	112

Figura 32. Configuración del sistema de distribución original (izquierda) y del nuevo sistema de distribución propuesto (derecha) ..... 120

# Lista de tablas

---

Tabla 1. Comparativa de las hojas de rutas de la regulación F-gas y la enmienda de Kigali .....	6
Tabla 2. Características principales del compresor TPB306.....	17
Tabla 3. Características del intercambiador de placas de la bomba de calor .....	18
Tabla 4. Características del intercambiador de tubos y aletas de la bomba de calor .....	18
Tabla 5. Características de la válvula de expansión, el acumulador de succión y la válvula de cuatro vías .....	18
Tabla 6. Instrumentación empleada en la caracterización del prototipo original con R290 e incertidumbre de la cadena de medida.....	24
Tabla 7. Condiciones de ensayo de carga parcial en clima medio para la comparativa entre R410A y R290.....	26
Tabla 8. Estimación inicial de velocidades del compresor para alcanzar la capacidad objetivo .....	27
Tabla 9. Comparativa de prestaciones entre R410A y R290 .....	32
Tabla 10. Resultados teóricos para las condiciones nominales de baja temperatura de calefacción	55
Tabla 11. Resultados para las tipologías 1 y 2 .....	56
Tabla 12. Resultados para la tipología 3 para la aplicación de baja temperatura de calefacción .....	57
Tabla 13. Resultados detallados de eficiencia para baja temperatura de calefacción frente al sobrecalentamiento extra para la tipología 6 .....	63
Tabla 14. Resultados teóricos para las condiciones nominales de alta temperatura de calefacción ..	65
Tabla 15. Resultados teóricos para la condición A0(-1)W75.....	66
Tabla 16. Detalle de los resultados de COP entre R290 y R410A.....	67
Tabla 17. Selección de las tipologías candidatas a análisis experimental .....	70
Tabla 18. Modelos de depósitos de refrigerante seleccionados .....	77
Tabla 19. Características de las válvulas de expansión disponibles .....	77
Tabla 20. Necesidades de caída de presión para distintas condiciones de trabajo de la plataforma salmuera-agua.....	78
Tabla 21. Instrumentación empleada en el prototipo de evaluación de tipologías e incertidumbre de la cadena de medida .....	83
Tabla 22. Campaña de ensayos para la plataforma salmuera-agua .....	84
Tabla 23. Detalle de las temperaturas de funcionamiento en las condiciones de ensayo elegidas.....	84
Tabla 24. Regulación del subenfriamiento frente al sobrecalentamiento en B35W18 .....	85
Tabla 25. Regulación del subenfriamiento frente al sobrecalentamiento en B46W7 .....	86
Tabla 26. Resumen de resultados para la plataforma salmuera-agua .....	89
Tabla 27. Campaña de ensayos para la plataforma aire-agua.....	93
Tabla 28. Resumen de resultados para la plataforma aire-agua .....	94
Tabla 29. Capacidad calorífica frente al tiempo entre desescarches .....	97
Tabla 30. Opciones de diseño para la evaluación del intercambiador de tubos y aletas.....	100

Tabla 31. Incertidumbre de medida de a instrumentación utilizada en el análisis del intercambiador de aire .....	108
Tabla 32. Condiciones de ensayo para la caracterización del intercambiador de aire como evaporador .....	109
Tabla 33. Comparativa de la caída de presión producida por los capilares del sistema de distribución y el intercambiador de calor.....	119
Tabla 34. Configuraciones geométricas de diseño de los capilares disponibles .....	120
Tabla 35. Comparativa de las caídas de presión producida por las diversas opciones de capilares disponibles.....	120
Tabla 36. Comparativa de flujo másico y condiciones de entrada del refrigerante al intercambiador de tubos y aletas .....	121
Tabla 37. Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A7(6)W27.....	123
Tabla 38. Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A2(1)W30.....	124
Tabla 39, Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A-7(-8)W34 .....	125

# Lista de gráficos

---

Gráfico 1. Detalle de la demanda de energía final para calefacción y refrigeración. ....	3
Gráfico 2. Participación de cada fuente de energía empleada en satisfacer la demanda de calefacción y refrigeración.....	3
Gráfico 3. Reducción de cuotas de uso de HFCs de acuerdo con la enmienda de Kigali para los miembros pertenecientes al artículo 5 .....	5
Gráfico 4. Reducción de cuotas de uso de HFCs de acuerdo con la enmienda de Kigali para los miembros no pertenecientes al artículo 5.....	6
Gráfico 5. Caracterización del bucle hidráulico de calefacción .....	20
Gráfico 6. Recta de carga parcial para clima medio de acuerdo con la EN 14825 .....	26
Gráfico 7. Comparativa de COP entre R410A y R290.....	33
Gráfico 8. Comparativa de la temperatura de condensación entre R410A y R290 .....	34
Gráfico 9. Comparativa de la temperatura de evaporación entre R410A y R290 .....	34
Gráfico 10. Comparativa de temperaturas de evaporación experimentales frente al modelo de IMST-ART.....	36
Gráfico 11. Comparativa entre temperatura de evaporación del compresor y la temperatura a la salida del evaporador para R290.....	37
Gráfico 12. Comparativa de la temperatura de descarga entre R410A y R290.....	37
Gráfico 13. Definición de los puntos de aproximación a flujo contra-corriente. A) Durante la condensación del refrigerante y el calentamiento del fluido secundario. B) Durante la evaporación del refrigerante y enfriamiento del fluido secundario .....	42
Gráfico 14. Diferentes puntos de aproximación durante el intercambio de calor en un condensador a contra-corriente .....	43
Gráfico 15. Gráfico de nivel de la evolución del COP para las tipologías 1 y 2 en una aplicación de calefacción a baja temperatura.....	57
Gráfico 16. Gráfico de nivel de la evolución del COP en la tipología 3 para la aplicación de baja temperatura de calefacción.....	58
Gráfico 17. Evolución del COP frente al intercambio de calor en el depósito con intercambiador interior en las tipologías 4-4B y 5-5B para baja temperatura de calefacción.....	60
Gráfico 18. Evolución del COP para la tipología 4 ante un incremento en la variable de control (sobrecalentamiento) para un área de intercambio infinita en el depósito de líquido con intercambiador interior para baja temperatura de calefacción.....	61
Gráfico 19. Evolución del COP frente al intercambio de calor en el depósito con intercambiador interior en las tipologías 6 y 7 para baja temperatura de calefacción .....	62
Gráfico 20. Evolución de la temperatura de condensación con el grado de sobrecalentamiento y la temperatura de descarga en la tipología 6 para baja temperatura de calefacción.....	62

Gráfico 21. Gráfico de nivel de la evolución del COP para la tipología 8 para baja temperatura de calefacción.....	64
Gráfico 22. Comparativa de COP entre R290 y R410A para calefacción a baja temperatura .....	67
Gráfico 23. Estudio paramétrico para el dimensionamiento del evaporador V26 .....	74
Gráfico 24. Estudio paramétrico para el dimensionamiento del intercambiador líquido-succión B8T .....	75
Gráfico 25. Pasos de apertura en diferentes condiciones durante los ensayos del reemplazo del R410A por R290 .....	79
Gráfico 26. Caracterización del bucle hidráulico de salmuera.....	81
Gráfico 27. Dinámica de control del sobrecalentamiento en B-20W53 para la tipología 6.....	87
Gráfico 28. Dinámica de control del sobrecalentamiento en B-15W20 para la tipología 7.....	87
Gráfico 29. Comparativa de la temperatura de descarga del compresor para la plataforma salmuera-agua.....	90
Gráfico 30. Comparativa de la temperatura de condensación para la plataforma salmuera-agua .....	91
Gráfico 31. Comparativa de la temperatura de evaporación para la plataforma salmuera-agua .....	91
Gráfico 32. Comparativa del COP/EER para la plataforma salmuera-agua .....	92
Gráfico 33. Comparativa de la temperatura de descarga del compresor para la plataforma aire-agua .....	95
Gráfico 34. Comparativa de la temperatura de condensación para la plataforma aire-agua .....	95
Gráfico 35. Comparativa de la temperatura de evaporación para la plataforma aire-agua .....	96
Gráfico 36. Comparativa del COP/EER para la plataforma salmuera-agua .....	97
Gráfico 37. Limitaciones de control en condiciones de límite de funcionamiento para las tipologías 6 y 7 en la plataforma aire-agua.....	98
Gráfico 38. Masa de cobre frente al COP de la bomba de calor .....	101
Gráfico 39. Demanda de carga de refrigerante del intercambiador frente al COP de la unidad.....	101
Gráfico 40. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A7(6)W27.....	109
Gráfico 41. Representación gráfica del perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire .....	111
Gráfico 42. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A2(1)W30.....	113
Gráfico 43. Perfil de temperaturas del circuito superior en A2(1)W30 a lo largo del ensayo .....	113
Gráfico 44. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A-7(-8)W34 .....	114
Gráfico 45. Perfil de temperaturas del circuito superior en A-7(-8)W34 a lo largo del ensayo .....	115
Gráfico 46. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A35W18 .....	115
Gráfico 47. Potencial de mejora de COP entre los resultados experimentales y los resultados de simulación con distribución perfecta.....	118

Gráfico 48. Comparativa de temperaturas en A7(6)W27 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares .....	122
Gráfico 49. Perfil de temperaturas con los capilares originales en A7(6)W27 .....	122
Gráfico 50. Perfil de temperaturas con los nuevos capilares en A7(6)W27 .....	122
Gráfico 51. Comparativa de temperaturas en A2(1)W30 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares .....	123
Gráfico 52. Perfil de temperaturas con los capilares originales en A2(1)W30 .....	124
Gráfico 53. Perfil de temperaturas con los nuevos capilares en A2(1)W30 .....	124
Gráfico 54. Comparativa de temperaturas en A-7(-8)W34 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares .....	125



## Introducción

---

### 1.1 Estado actual del sector energético Europeo

Durante el siglo XXI, la alta dependencia exterior del sector energético de la Unión Europea ha llevado a la necesidad de plantear políticas estratégicas en materia de energía que aseguren un modelo de suministro seguro, competitivo y sostenible. En el año 2007, el consejo europeo acordó los objetivos energéticos a cumplir para el año 2020: Reducir en un 20% las emisiones de efecto invernadero, incrementar la participación de energías renovables en el sector energético un 20% y mejorar en un 20% la eficiencia energética. Estos objetivos se integraron en 2010 dentro del plan europeo 2020 para un crecimiento sostenible, inclusivo e inteligente [1].

Tras haber fijado una hoja de ruta para el desarrollo del sector energético y pese al impacto de la crisis financiera, los datos disponibles relacionados con el cumplimiento de objetivos muestran en 2016 una evolución favorable de las medidas adoptadas para el alcance de las metas marcadas dentro de la estrategia energética 2020 [2] [3] [4] [5] [6] [7] :

- Las emisiones de gases de efecto invernadero se habían reducido un 22.2% en el año 2016 con respecto a valores del año 1990.
- La participación de energías renovables en el consumo de energía final se había incrementado hasta el 17% en 2016.
- El consumo de energía primaria había alcanzado 1547 Mtep frente al objetivo marcado por la directiva de eficiencia energética en 1483 Mtep.
- El índice de intensidad energética se había reducido alrededor de un 36% entre el periodo comprendido entre 1990 y 2016.
- Entre los años 1990 y 2016, la intensidad de carbono se había reducido en un 44%.

La consecución parcial de los objetivos marcados para el año 2020, y el pronóstico del total cumplimiento de los mismos para la fecha marcada hace necesario poner atención, a su vez, en los objetivos del plan energético 2030. De esta manera, visto el grado de cumplimiento de los propósitos y con la experiencia adquirida durante la segunda década del siglo XXI, la comisión europea ha propuesto unos objetivos aún más ambiciosos en el periodo 2020-2030 para la reducción de los gases de efecto invernadero.

En este sentido, estos nuevos elementos están basados en la aplicación de los logros conseguidos para el año 2020, siguiendo una misma dirección y suponiendo una ampliación de estos tanto en el incremento de los valores objetivo como en los sectores de aplicación [8]:

- **Objetivo de emisiones de efecto invernadero:** Reducir las emisiones de gases domésticas de la UE en un 40% respecto a 1990 para 2030.

- **Objetivo de energías renovables a nivel europeo:** se establece como objetivo el alcanzar una participación de un 27% en el uso de energías renovables, lo que viene potenciado por la reducción de un 40% de emisiones de efecto invernadero.
- **Objetivo de eficiencia energética:** De acuerdo con los objetivos del plan energético para 2030, una reducción del 40% en emisiones de efecto invernadero requiere un incremento en la eficiencia energética de al menos un 27% para ese mismo año. Manteniendo la posibilidad de incrementarlo hasta un 30% según el avance producido. No obstante y de acuerdo con la reducción observada del consumo de energía primaria y final durante el plan energético 2020, la comisión europea ha ido actualizando y adaptado finalmente el objetivo de eficiencia energética hasta el 32.5% para el año 2030 [9] [10].
- **Reforma del sistema de comercio de emisiones:** con la creación de una reserva de derechos de emisión que facilitaría la adaptación del mercado ante repentinos picos de demanda.
- **Garantizar la competencia en mercados integrados:** a través de la desregularización de los mercados y el aumento de la competitividad de los mercados minoristas de gas y electricidad.
- **Energía competitiva y asequible para todos los consumidores:** Tras haberse incrementado el precio de la energía en los últimos años, es necesario mantener las políticas actuales en cuanto a fuga de carbono con la intención de reducir esta diferencia en consideración con el panorama económico general y las negociaciones internacionales sobre el clima.
- **Fomentar la seguridad del abastecimiento energético:** Dada la alta dependencia exterior de suministro energético y de la creciente dependencia de fuentes de energía provenientes de combustibles fósiles, es necesario explorar alternativas energéticas sostenibles que permita reducir esta dependencia, mejorar la competitividad e interconexión de los mercados e incrementar la eficiencia energética en edificios, productos y procesos.

Siguiendo con la herencia dejada del plan estratégico 2020, los principales objetivos están basados en reforzar la limitación del impacto de la evolución del sector energético en el medio ambiente y su influencia en el cambio climático. Cabe pues, estudiar la distribución de la demanda de energía para evaluar en cuales sectores existe un potencial de mejora aprovechable para cumplir los objetivos marcados para el periodo 2020-2030.

## 1.2 Importancia de la demanda de calefacción y refrigeración

De acuerdo con la demanda de energía final del compendio de los 28 países que forman la unión europea, la demanda de calefacción y refrigeración representa el 50% del total del consumo de energía final para todos los sectores de consumo [11]. A su vez, la calefacción y el calor para procesos del sector terciario suponen cerca del 43% del total de la demanda total de energía final. Esto indica el nivel de potencialidad en relación al uso tanto de energías renovables para satisfacer esta clase de consumo como la importancia de incrementar la eficiencia de los equipos empleados en estos ámbitos para provocar una mejora que permitan cumplir los objetivos marcados en el plan energético para el periodo 2020-2030. El Gráfico 1 presenta el detalle de la demanda de energía final para calefacción y refrigeración:

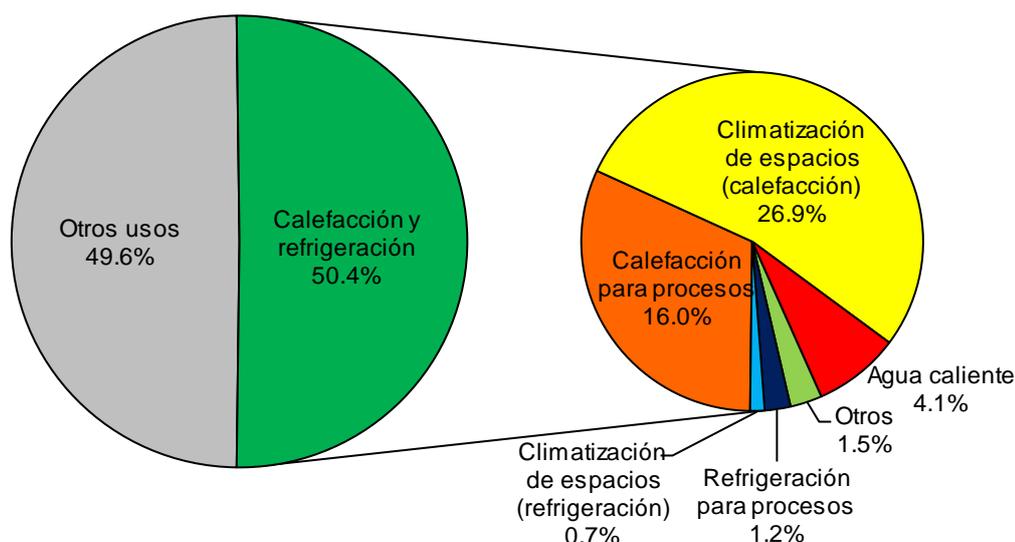


Gráfico 1. Detalle de la demanda de energía final para calefacción y refrigeración.

El Gráfico 2 muestra el peso de la participación de las distintas fuentes de energía empleadas en el año 2015, donde más del 60% de los combustibles destinados para este uso proviene de fuentes de energías no renovables, mientras que tecnologías incipientes como la bomba de calor, significan menos del 1% de la contribución a la demanda. En línea con los objetivos propuestos en los planes estratégicos para los años 2020 y 2030, la directiva europea 2009/28/EC incluye a la bomba de calor como equipo renovable para la producción de calor debido a la interacción con el ambiente en la producción de energía térmica. Aunque el desarrollo de esta tecnología y su uso en el sector de la calefacción y refrigeración es reducido, muestra un alto potencial de uso para el cumplimiento de objetivos hacia el plan energético 2030 [12].

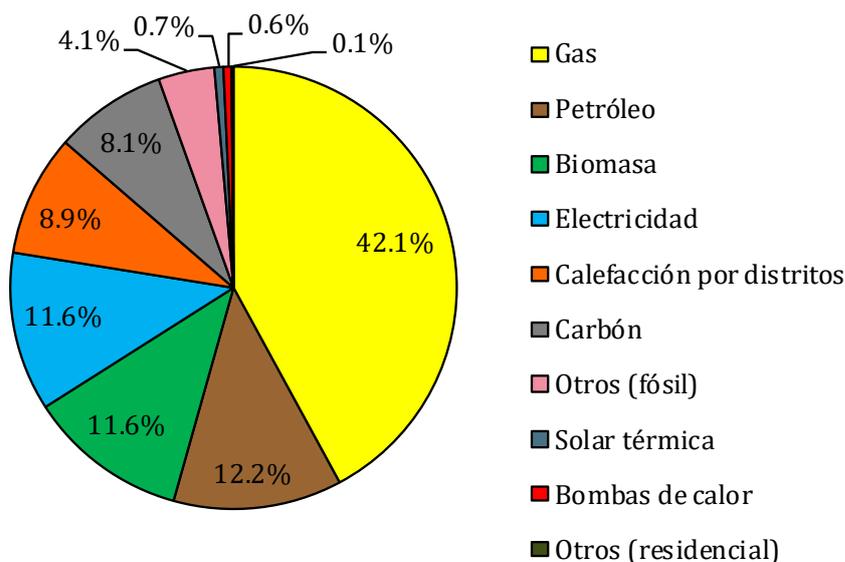


Gráfico 2. Participación de cada fuente de energía empleada en satisfacer la demanda de calefacción y refrigeración

Sin embargo, la directiva considera que no toda la energía que produce esta clase de equipos se puede considerar renovable, sino aquella que exceda significativamente la energía que necesita para su funcionamiento [13]. La mínima fracción considerada como renovable corresponde a aquella generada con unas prestaciones del equipo a partir de un SPF (Seasonal performance factor) de 2.5, a causa del cociente entre la producción bruta de energía eléctrica y el consumo de energía final para esa misma producción [14].

De manera complementaria a las directivas de eficiencia energética, la directiva 2009/125/EC plantea una serie de medidas de ecodiseño para incrementar la eficiencia energética en equipos definidos como 'productos relacionados con la energía' [15] y asegurar el cumplimiento del objetivo marcado en los planes estratégicos 2020 y 2030. Análogamente, esta metodología de diseño que permite mejorar la eficiencia de los equipos, se hace patente a través la directiva 2017/1369 [16] referente al etiquetado de los productos relacionados con la energía. Esta directiva permite la clasificación de estos equipos de acuerdo con un etiquetado energético cuya idea es ofrecer información acerca de la eficiencia y el ahorro en el consumo de energía de estos equipos, al mismo tiempo que hace posible establecer una comparativa con unos criterios iguales para los equipos en los que se aplique. En el caso concreto de la tecnología de bomba de calor para climatización de edificios, los requisitos del etiquetado energético se establecen en la directiva 811/2013 [17].

Además, la regulación que fija los requisitos de ecodiseño para unidades de climatización, restringe el uso de equipos con una mínima eficiencia estacional en función de la potencia de diseño y la clase de equipo. Para unidades de climatización mediante bomba de calor para climatización a baja y alta temperatura, esta regulación impone una eficiencia estacional mínima de los equipos del 100% a partir de 2015, e incrementa este requisito hasta una eficiencia de 110% a partir del 26 de septiembre de 2017 [18].

### 1.3 Regulación del uso de refrigerantes y reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>

Uno de los principales objetivos a cumplir dentro del ámbito del plan energético para el periodo 2020-2030 es la reducción de un 40% de las emisiones de dióxido de carbono sobre valores de 1990, lo que significa doblar el objetivo marcado en el plan energético 2020 vista la tendencia conseguida para ese periodo. En el sector de la refrigeración, la minimización del impacto de fluidos frigorígenos tiene su origen con el protocolo de Montreal de 1987 [19] con la aprobación de restricciones de uso de los llamados clorofluorocarbonos (CFCs) que tienen un impacto negativo en la capa de ozono. La industria no tardó en desarrollar nuevas sustancias que paliaban la influencia negativa de los CFCs en el medio ambiente, en concreto, los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) se presentaron como solución de los CFCs al poseer un bajo Potencial de Agotamiento de la capa de Ozono (PAO). Sin embargo, al igual que los CFCs pero en menor medida, también presentaban un cierto PAO y debido a la preocupación por la influencia de dicha clase de refrigerantes en el medio ambiente, esto provocó en los años posteriores una serie de enmiendas a este acuerdo que resultó en un endurecimiento de las restricciones para limitar el uso de esta clase de sustancias. De esta manera, el objetivo establecido en estas enmiendas ponía el horizonte para eliminar completamente su uso en los años 1996 y 2000 para países desarrollados y en 2010 para

países en vías de desarrollo [20] en el caso de los CFCs y de la misma manera, en los años 2030 para el grupo de sustancias denominadas como hidroclorofluorocarbonos [21].

Tras la disyuntiva presente en el sector de la refrigeración, la industria volvió a desarrollar nuevos gases frigorígenos considerados como soluciones ecológicas que presentaban un PAO nulo al no presentar átomos de cloro en sus moléculas. Estos refrigerantes, llamados hidrofluorocarbonos (HFCs), no obstante también poseían un alto potencial de calentamiento atmosférico (PCA) y por tanto como sus antecesores, también contribuían al fenómeno del calentamiento atmosférico en mucha mayor magnitud que el dióxido de carbono, unidad escogida como base para el cálculo del PCA [22].

En 1997, el protocolo de Kyoto señaló a los HFCs como gases de efecto invernadero y propuso su control y reducción de uso [23]. Alineado con esto y tras la presión ejercida por el protocolo de Kyoto, en Europa la directiva 842/2006 estableció por primera vez prohibiciones de comercialización de los HFCs en distintos equipos y productos [24]. Posteriormente, la directiva 517/2014, también conocida como F-gas, reemplazó la directiva 842/2006 y reforzó la restricción de uso y reducción gradual de la comercialización de los HFCs tomando como referencia el consumo promedio de esta clase de refrigerantes entre los años 2009 y 2012. El objetivo establecido por esta regulación es lograr una reducción del 79% de HFCs para el año 2030, dejando el 21% restante para ámbitos concretos como el uso en equipos militares o en inhaladores farmacéuticos, entre otros [25]. Asimismo, esta regulación también regula el año de prohibición del uso de los HFCs en productos y equipos específicos dependiendo de su nivel de PCA [26]. No obstante, a pesar de que esta regulación impone estas restricciones sobre equipos como frigoríficos domésticos y unidades Split de aire acondicionado, en el caso de las bombas de calor para calefacción doméstica, no existe prohibición expresa de estos equipos.

Análogamente en el ámbito internacional y en línea con el protocolo de Kyoto, la última enmienda del protocolo de Montreal, la enmienda de Kigali de 2016, propuso la reducción progresiva en el uso de los HFCs a través de distintos escenarios para los países desarrollados y los que se encuentran en vías de desarrollo. Si bien es cierto que esta enmienda no resulta tan específica como su homóloga europea, establece el efectuar una reducción en la producción y consumo del 85% en los años 2036 y 2047 en función de nivel de desarrollo de cada parte (excepto para las partes pertenecientes al grupo 1 del artículo 5 del protocolo de Montreal, para los que el objetivo de reducción es del 80% para el 2045) a partir del 1 de enero de 2019 [27], tal y como se puede apreciar en el Gráfico 3 y Gráfico 4:

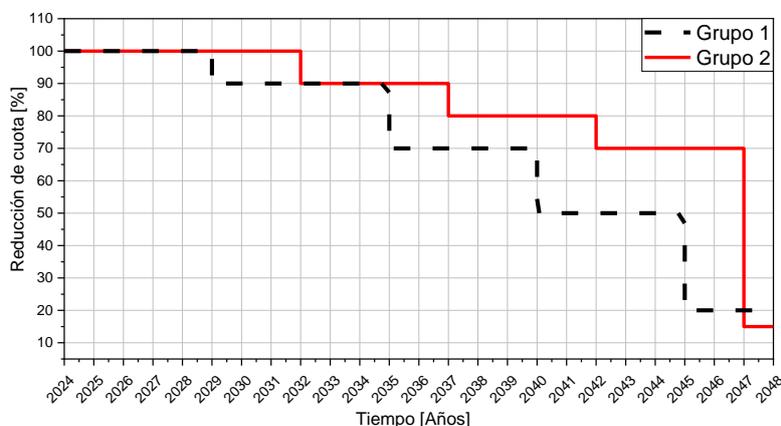


Gráfico 3. Reducción de cuotas de uso de HFCs de acuerdo con la enmienda de Kigali para los miembros pertenecientes al artículo 5

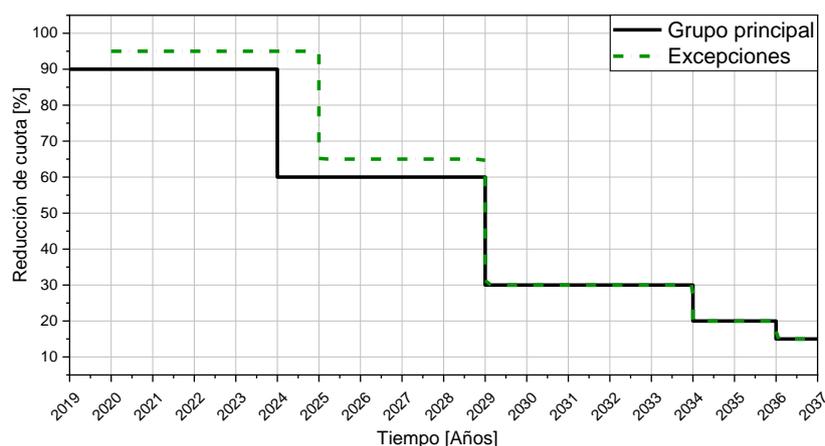


Gráfico 4. Reducción de cuotas de uso de HFCs de acuerdo con la enmienda de Kigali para los miembros no pertenecientes al artículo 5

La referencia para el cálculo de la reducción presente en la enmienda de Kigali está realizada a partir de los promedios de consumo de HFCs de la siguiente forma:

- **Miembros pertenecientes al grupo 1 del artículo 5:** Promedio del consumo de HFCs en los años 2020, 2021 y 2022 más el 65% del consumo de HCFCs de acuerdo con el artículo 2F.
- **Miembros pertenecientes al grupo 2 del artículo 5:** Promedio del consumo de HFCs en los años 2024, 2025 y 2026 más el 65% del consumo de HCFCs de acuerdo con el artículo 2F.
- **Miembros no pertenecientes al artículo 5 (grupo principal):** Promedio del consumo de HFCs en los años 2011, 2012 y 2013 más el 15% del consumo de HCFCs de acuerdo con el artículo 2F.
- **Miembros no pertenecientes al artículo 5 (excepciones):** Promedio del consumo de HFCs en los años 2011, 2012 y 2013 más el 25% del consumo de HCFCs de acuerdo con el artículo 2F.

La comparación de las etapas establecidas por las dos legislaciones, presente en la Tabla 1, no es directamente comparable en el tiempo ya que no existe coincidencia en las cuotas de reducción temporal. Además, la regulación actual presente en la F-gas posee una reducción más acentuada para el año 2030 y ciertas prohibiciones concretas en equipos de refrigeración y bombas de calor:

Tabla 1. Comparativa de las hojas de rutas de la regulación F-gas y la enmienda de Kigali

	Referencia	2017	2018	2019	2021	2024	2029	2030	2034	2036
Regulación 517/2014 F-gas	Media anual en base a la cantidad puesta en mercado entre los años 2009 y 2012	-7%	-37%		-55%	-69%	-76%	-79%		
Enmienda de Kigali (Miembros fuera del artículo 5)	Niveles de consumo de HFC promedio entre 2011 y 2013 +15% del consumo de HCFCs			-10%		-40%	-70%		-80%	-85%

## 1.4 Refrigerantes alternativos de bajo PCA

Dada la tendencia actual de las políticas de regulación energética, el sector de la refrigeración y las bombas de calor está experimentando actualmente un proceso de cambio y adaptación debido a la reducción y prohibición de fluidos frigorigenos con una alta tasa de contribución al fenómeno del calentamiento atmosférico. Durante los últimos años, algunos de los refrigerantes más utilizados como el R134a, R404A o el R410A han sido altamente demandados debido a su seguridad y sus buenas prestaciones en sus respectivos campos de aplicación, pero sin embargo, están condenados a desaparecer debido al hecho de que poseen un PCA que oscila entre 750 y 4000 [28]. En el caso de la refrigeración doméstica, en cambio, el propio sector ha experimentado un cambio natural hacia refrigerante de bajo PCA como el R600a (isobutano) y ha terminado por establecerse como la opción más ampliamente utilizada.

No obstante, dada la reducción impuesta por la regulación F-gas de hasta un 79% para el año 2030, se espera que el precio de dichas sustancias crezca de manera importante debido a la reducción de uso y que incluso se produzcan situaciones de desabastecimiento en el mercado por la limitación de la oferta y por las necesidades de los equipos existentes en el mercado, que suponen un consumo fijo por la reposición y mantenimiento de los propios equipos. Esta situación, por tanto, fuerza al sector a buscar soluciones que permitan funcionar dentro de los límites establecidos por las regulaciones actuales y que supongan una solución competitiva y sostenible para el medio ambiente. Las alternativas actuales que pueden llegar a ser posibles sustitutivos de los refrigerantes actuales se pueden incluir dentro de las siguientes opciones:

- Nuevos refrigerantes HFCs con un PCA mucho más bajo que permitan cumplir las regulaciones actuales.
- Nuevos refrigerantes fuera del grupo de los HFCs con un PCA extremadamente bajo, como los HidroCarburos (HCs) o las HidroFluorOlefinas (HFOs).
- Mezclas de HFCs con HCs o HFOs que permitan reducir su PCA para poder ser utilizados de acuerdo con las imposiciones actuales.
- El dióxido de carbono como refrigerante.

El movimiento de la industria y los fabricantes de bombas de calor para calefacción doméstica se está orientando hacia el uso de alternativas que presentan ciertas dificultades relacionadas con la inflamabilidad, pero que cuyos riesgos asociados son posibles de paliar. Esta situación ha provocado que el diseño de esta clase de unidades esté condicionado por el cumplimiento de los requisitos de seguridad de las normativas aplicables, relacionados con las fuentes de ignición, que garanticen un comportamiento seguro del equipo. Por ejemplo, para el sector de la calefacción y aire acondicionado domésticos, tanto en unidades monoblock como en unidades split, los fabricantes tradicionales de bombas de calor han adoptado el R32 como alternativa para sustituir al R410A [29], aunque también hay otros refrigerantes disponibles con similares prestaciones como el R452B y el R454B que son resultantes de mezclas entre HFCs y HFOs [30]. En el caso de los HFOs, el R1234yf es la opción más utilizada como sustituto del R134a en sistemas de refrigeración y enfriadoras, de hecho, en el sector de la automoción multitud de vehículos ya utilizan este fluido en sus sistemas de aire acondicionado [31]. De manera análoga al R32, el R1234yf posee la misma clasificación A2L que el R32 que los define como refrigerante con un grado de inflamabilidad bajo, y por tanto, presenta los mismos problemas relacionados con la seguridad.

Por último, el grupo de los hidrocarburos también representa una alternativa técnicamente viable para poder sustituir al R410A en bombas de calor exteriores para calefacción doméstica. Sin embargo, su clasificación como refrigerantes pertenecientes al grupo A3 provoca que existan restricciones de carga de refrigerante para unidades interiores por su alta inflamabilidad en caso de fuga de refrigerante que puedan afectar a la capacidad de los equipos en esas situaciones. En este sentido, a pesar del riesgo que supone la producción de una fuga de refrigerante, ya existen estudios experimentales acerca del impacto que tiene una fuga de R290 en equipo de calefacción doméstico y aire acondicionado que proponen medidas para limitar una situación que pueda comprometer la seguridad [32] [33]. A pesar de ello, el R290 (propano) presenta unas características que hacen de él una opción viable para sustituir al R410A en lugar de su homólogo, el R32 [34]. En concreto, el R290 posee un PCA de 3 y unas temperaturas de descarga del compresor más bajas que el R32, teniendo, por ejemplo, un horizonte de producción de agua de calefacción a mayor temperatura.

Es asumible, por tanto, que los candidatos a ser sustitutos de los gases regulados por las distintas normativas presenten diferentes características que impidan o dificulten su adaptación a las nuevas demandas dentro de cada sector de uso. Como se ha comentado anteriormente, las alternativas disponibles se basan en soluciones que en su mayoría proponen el uso de refrigerantes con cierto grado de inflamabilidad o con una tecnología no suficientemente desarrollada detrás que impide que se puedan aplicar como remedios directos manteniendo los mismos requisitos funcionales que su antecesor. La selección de esta nueva generación de refrigerantes para la industria es, por tanto, un proceso complejo que debe de considerar distintas propiedades en cada caso:

- Inflamabilidad
- Toxicidad
- Coste del refrigerante
- Disponibilidad de una tecnología desarrollada
- Grado de adecuación al campo de uso
- Influencia en la eficiencia
- Compatibilidad química

Exceptuando la sostenibilidad ecológica de la sustancia seleccionada, de manera general, las anteriores generaciones de refrigerantes presentan un mejor equilibrio de las características mencionadas anteriormente, ya que, de lo contrario, cada campo de aplicación habría acabado eligiendo este nuevo fluido con mejores prestaciones.

Este periodo de cambio y adaptación ante las regulaciones de gases del alto PCA, ha provocado que el sector se encuentre en una disyuntiva tecnológica ante la elección de la siguiente generación de refrigerantes. El problema se puede visualizar en dos etapas diferenciadas, por un lado, la elección de HFCs o mezclas que posean un PCA moderado entre 100 y 750 supone asumir el riesgo tecnológico a largo plazo de que la situación de prohibición y limitación de uso, que ya ha ocurrido con las anteriores generaciones de refrigerante, vuelva a repetirse y que, en posteriores revisiones del protocolo de Montreal o de la F-gas, el objetivo de reducción de estas sustancias se reduzca aún más dada la tendencia actual de los últimos 15 años. Es razonable plantear que esta situación sea posible y que, de llegarse a efectuar, la industria se vería abocada al uso de refrigerantes que actualmente no representan una solución atractiva por las restricciones normativas existentes, como en el caso de la limitación de carga de refrigerante de clase A3 frente a los de clase A2L [35].

La segunda etapa, por contra, supone utilizar refrigerantes con un PCA mucho más bajo como el R290, que presentan una solución tecnológica viable debido a que no son nuevas soluciones sintéticas como en el caso de los HFOs y que, además, se tiene un conocimiento profundo de los mismos, debido a los trabajos e investigaciones realizadas durante el siglo XX en torno a estos refrigerantes. Esta segunda opción se adaptaría de manera definitiva a las regulaciones ambientales actuales en relación con la contribución al fenómeno del calentamiento global, y eliminaría el riesgo de tener que volver a cambiar el refrigerante en caso de un nuevo endurecimiento de la normativa. No obstante, si finalmente es un refrigerante de categoría A3 como el R290 el que se impone en la aplicación doméstica, tendría que venir acompañado de una adaptación de la normativa aplicable de límites máximos de carga para refrigerantes inflamables en equipos interiores, para permitir el desarrollo de unidades con capacidad suficiente para satisfacer las necesidades de calefacción y climatización en una vivienda.

## 1.5 Bombas de calor para la climatización de edificios

El uso de bombas de calor para la climatización de edificios supone el 26.9% del consumo total de energía final de la unión europea y el 53.3% del consumo de energía final destinado a calefacción y climatización, como se ha comentado previamente. Esta aplicación varía la temperatura del fluido caloportador, normalmente agua, en función de su destino de uso, abarcando desde los 35°C de temperatura para aplicaciones de suelo radiante hasta los 65 °C en radiadores de calefacción. En Europa, la directiva 811/2013 que regula el etiquetado energético para esta clase de equipos, recurre a la norma EN 14825 para el cálculo del coeficiente de operación estacional (SCOP) para cada nivel de temperatura y para cada clase de unidad a distinguir entre: Unidades aire-aire, agua-aire y salmuera-aire, aire-agua, agua-agua y salmuera-agua [36].

Para la aplicación de calefacción de espacios domésticos, se han realizado estudios teóricos y experimentales que hagan posible altas temperaturas de impulsión con R410A como refrigerante en climas nórdicos debido a los problemas encontrados con las altas temperaturas de descarga del compresor y los bajos índices de eficiencia del sistema [37] [38]. Para el caso concreto de Reino Unido también se han estudiado equipos con el mismo refrigerante que aportan cierta novedad mediante el uso de unidades de compresión/expansión en una configuración frigorífica de inyección de vapor con economizador a través de distintas condiciones de funcionamiento [39].

En este sentido, dentro de la literatura también se pueden encontrar equipos capaces de utilizar distintas fuentes o sumideros de energía dentro del mismo diseño frigorífico. Este es el caso de la bomba de calor dual diseñada dentro del proyecto GEOTECH [40], donde es posible funcionar utilizando el aire y el terreno como foco de energía mediante un complejo sistema de válvulas que permite cambiar la configuración de intercambiadores para obtener la mejor eficiencia estacional [41]. Esta bomba de calor funciona con R32 debido principalmente al condicionamiento de la presión regulatoria para el uso de HFCs e incorpora 7 modos de operación para poder satisfacer las demandas de calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y agua fría para climatización. De manera similar, también se ha estudiado el concepto de dualidad a través del uso de colectores solares como sustitución del intercambiador enterrado debido a la reducción de costes del sistema completo y a la ventaja que supone no utilizar un foco de energía que pueda ser saturado con su uso [42].

A nivel industrial, los principales fabricantes de bombas de calor para la climatización de edificios, Daikin y Mitsubishi, se han limitado únicamente a adaptarse estrictamente a las demandas reales regulatorias de cada periodo. Es ejemplo de ello, la situación actual de cambio, donde sus equipos han pasado de utilizar R410A a R32 [43] [44] y se están actualizando las plataformas climatización de edificios con el propósito cumplir las directrices actuales medioambientales. En este caso, el planteamiento adoptado supone una posición conservadora ya que, a pesar de la presión de la regulación de los HFCs, estos fabricantes ya venían apostando por el R32 como solución en máquinas split de aire acondicionado, a la espera de una nueva restricción que limite su uso para equipos de calefacción doméstica. Frente a ello, y anticipándose a la razonable tendencia de una futura regulación que vuelva a provocar un cambio de refrigerante en el futuro, fabricantes europeos como Alfa-innotec, HelioTherm o Wolf [45] [46] [47] ya han lanzado sus productos de bomba de calor exterior para calefacción utilizando R290 como refrigerante. Esta situación de posiciones encontradas pone de manifiesto el desconcierto que hay actualmente en el sector de bomba de calor doméstica y las distintas apuestas que se están haciendo para adquirir cierta ventaja estratégica en el mercado de cara a futuro.

Debido a la alta venta en los últimos años de bombas de calor [48], la reducción de cuotas en torno a los HFCs no sólo ha supuesto un incremento de precios y una falta de abastecimiento, sino que ha propiciado multitud de investigaciones para lograr una solución en forma de sustitución directa que permitan paliar estos riesgos en los equipos ya presentes en el mercado. Este proceso, se conoce tradicionalmente dentro del sector de la refrigeración como “drop-in”, el cual consiste en cambiar el fluido frigorígeno sin realizar cambios significativos en el circuito de refrigerante y con la intención de obtener unas prestaciones similares o un mínimo impacto negativo en las mismas. De este modo, existen diferentes investigaciones al respecto para evaluar cuál es la influencia de estos nuevos fluidos sustitutos en sistemas diseñados originalmente para trabajar con otro refrigerante. En el caso de sistemas con R410A, se pueden encontrar comparativas de prestaciones en condiciones de calefacción de intermedia y media temperatura de dos mezclas de HFOs en un sistema de compresión con inyección de vapor integrado en una plataforma aire-agua [49]. De acuerdo con las conclusiones del trabajo, estas mezclas, R452B y R447B, presentan unos índices de capacidad calorífica menores que el R410A pero mejores resultados en eficiencia, que se incrementa cuanto mayor es la temperatura de impulsión de del fluido secundario y por tanto, son considerados potenciales candidatos para realizar el reemplazo de R410A.

Además de las nuevas mezclas que han surgido durante los últimos años, también se han realizado investigaciones acerca de la influencia en las prestaciones de reemplazos más directos de refrigerantes que ya se utilizan actualmente como el R32 o el R1234yf [50], demostrando que con el uso de R32 existen limitaciones en la temperatura de descarga del compresor frente al R410A que pueden afectar a la vida del compresor y que la baja capacidad volumétrica del R1234yf provoca una reducción de capacidad de un 46%, haciendo a estos difícilmente aplicables en el reemplazo del R410A.

La industria química está intentando buscar remedios que ocupen la demanda de nuevos refrigerantes no sólo mediante mezclas de fluidos que proporcionen unas propiedades que se ajusten a las regulaciones actuales, sino que también propone utilizar soluciones actuales que se emplean en el reemplazo de otros refrigerantes. Esta situación y en paralelo ha propiciado diversas investigaciones relacionadas con el estudio de las posibles alternativas a los refrigerantes de alto PCA. En 2017, Piotr A. Domanski estudió los 27 mejores

refrigerantes alternativos de bajo PCA para sustituir a los refrigerantes más utilizados en equipos de aire acondicionado, calefacción (R410A) y refrigeración (R404A) [51]. Una de las conclusiones extraídas tras el estudio es que los candidatos disponibles que poseen una capacidad volumétrica similar a los que se pretende sustituir son limitados. Las opciones disponibles capaces de ofrecer una buena eficiencia y baja toxicidad, también presentan problemas de inflamabilidad. Sin embargo, las mezclas pueden ayudar a adaptar los refrigerantes alternativos dentro del equilibrio de inflamabilidad, eficiencia, PCA y capacidad volumétrica, como es el caso de los refrigerantes resultantes de mezclas entre HFCs y HFOs. En este sentido, también existen estudios comparativos acerca de las opciones disponibles ya consideradas en otras investigaciones de mezclas entre HFCs y HFOs para sustituir a los refrigerantes tradicionalmente más empleados principalmente en aire acondicionado y refrigeración doméstica y comercial, listando las alternativas válidas a considerar debido a las limitaciones en el uso de fluido de alto PCA [52].

## 1.6 Bombas de calor para la climatización de edificios con R290

A pesar del avance tecnológico del sector de la bomba de calor, actualmente se puede presenciar un nuevo proceso de migración y adaptación de los equipos que funcionan con refrigerantes afectados por las regulaciones medioambientales y que suponen una aportación muy significativa al fenómeno del calentamiento global. Como se ha pretendido mostrar en los apartados anteriores, la definición de los estándares y las enmiendas que se han ido aprobando en las últimas tres décadas incita a pensar que esta regulación aún no está libre de sufrir modificaciones que afecten de nuevo a que restrinjan el uso de fluidos refrigerantes a niveles de PCA que descarten algunas de las soluciones que hoy en día son válidas.

Sin embargo, existen refrigerantes como el R290 que vienen siendo estudiados desde hace décadas que supondrían una solución definitiva ante las limitaciones actuales y futuras relacionadas con la contribución al calentamiento global.

De manera análoga a otros fluidos refrigerantes, el propano también ha sido considerado como candidato a reemplazar algunos refrigerantes de alto PCA como el R410A en equipos de calefacción y aire acondicionado, obteniéndose unos índices de eficiencia estacional (SCOP) con R290 similares para sistemas salmuera-agua y un 6% inferiores para sistemas aire-agua [53] pero con la necesidad de aumentar el desplazamiento del compresor para alcanzar una misma capacidad calorífica debido a la baja capacidad volumétrica del propano [54]. Sin embargo, la alta inflamabilidad del R290 provoca que este refrigerante tenga ciertas limitaciones de carga de refrigerante en los equipos de bomba de calor debido a potenciales problemas con la seguridad [55]. Por este motivo, también existen estudios que evalúan soluciones de compromiso para equipos de aire acondicionado de expansión directa mediante mezclas de R32 y R290 (68%/32%) para bajar la temperatura de descarga y el PCA en ventaja del R32 y subir la capacidad volumétrica en ventaja del R290 y bajar la inflamabilidad de la mezcla de refrigerantes [56].

La literatura disponible relacionada con el diseño de bombas de calor es limitada. Primal Fernando diseñó en 2004 un prototipo de bomba de calor salmuera-agua con intercambiadores de microcanales que permitían obtener unos altos coeficientes de transferencia de calor sin disminuir el COP y capaz de desarrollar una capacidad de 5 kW con

200 gramos de R290 [57]. Sin embargo, en este trabajo también se destaca la posibilidad de una nueva reducción de carga de refrigerante mediante la optimización de la cantidad de refrigerante disuelta en el aceite lubricante del compresor.

Para la aplicación de calefacción y basado en la bomba de calor desarrollado por Primal Fernando, en 2018 Klas Andersson desarrolló un equipo agua-agua con propano como fluido refrigerante capaz de producir de 5 a 10kW de capacidad con únicamente 100 gramos de propano, lo que permitiría utilizar esta bomba de calor en cualquier instalación doméstica interior [58]. El circuito frigorífico integra un intercambiador líquido-succión y una carga muy baja de aceite lubricante que presenta una baja solubilidad del R290. Este equipo, además integra unos intercambiadores de placas especialmente desarrollado para este trabajo y no disponibles comercialmente, que permite trabajar con baja carga y optimizar la transferencia de calor.

Motivado por la tendencia de las regulaciones ambientales, la comisión europea ha impulsado también proyectos de investigación con el objetivo de desarrollar equipos de calefacción y ACS con refrigerantes naturales. Un ejemplo de ello es el proyecto *Next Generation of Heat Pumps working with Natural fluids* (NxtHPG), cuyo objetivo consistió en desarrollar cinco prototipos de bomba de calor con R290 y CO<sub>2</sub> de alta capacidad con el objetivo de incrementar un 10-20% el factor de eficiencia estacional y reducir, además, la huella de carbono de estos equipos en un 20% con unos costes similares o ligeramente mayores [59]. Dentro del alcance de este proyecto, se encuentra diseño de cinco prototipos de bomba de calor de alta capacidad, divididos en tres equipos con R290 como refrigerante, repartidos en plataformas aire-agua, agua-agua y salmuera-agua, y dos equipos con CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno, ambos implementados como equipos aire-agua [60] [61] [62] [63].

Asimismo, Israel O. Martínez, presentó en 2008 el diseño de una bomba de calor agua-agua reversible con R290, donde además caracterizó el comportamiento de distintas tecnologías de compresores y el comportamiento termodinámico del sistema para varios tipos de aceite lubricante [64]. Por último, en la literatura también se pueden encontrar estudio de diseño y optimización sobre bombas de calor con R290. J. Blanco Castro, presentó en 2005 la evaluación de dos modelos de intercambiador de tubos y aletas a lo largo de distintas condiciones de calefacción y refrigeración, donde además comparó los resultados experimentales con un modelo desarrollado en IMST-ART, obteniéndose desviaciones inferiores al 5% [65].

## 1.7 Motivación y contenido de la presente tesis doctoral

De esta manera, y una vez revisado estado del arte actual del sector de bomba de calor, se plantea abordar el desarrollo de una bomba de calor con R290 como refrigerante a partir de un equipo reversible de calefacción para ajustarse y anticiparse a las demandas regulatorias en el uso de fluidos de bajo PCA. El desarrollo está basado en estudiar las prestaciones de capacidad y eficiencia de una bomba de calor aire-agua, que originalmente utiliza R410A como refrigerante, de 8kW de potencia nominal de acuerdo con la normativa EN 14511 y perteneciente a VAILLANT GROUP, con R290 como fluido refrigerante. Para ello, en primer lugar es esencial plantear un estudio teórico para investigar qué tipología de circuito frigorífico funciona mejor con R290 y cumple mejor con los requisitos de funcionamiento impuestos para distintas condiciones de trabajo.

Este estudio se va a realizar sobre 9 tipologías de circuito de refrigerante diferentes a través de la metodología del punto de aproximación que permite obtener el potencial de cada tipología para cualquier refrigerante dado un foco de capacidad térmica finita. Debido a las directivas actuales que establecen un etiquetado energético a través de las condiciones de carga parcial, los estándares actuales imponen una diferencia de temperaturas en el fluido caloportador para calefacción, planteando de esta manera, unos focos de calor de capacidad finita que se desvía del planteamiento tradicional de un ciclo de compresión de vapor, que asume los focos de energía sin variación de temperatura. La metodología del punto de aproximación, por tanto, hace posible emular una demanda finita de la instalación acoplada a la bomba de calor y evaluar las prestaciones de cada tipología de ciclo.

El modelo teórico de estudio consiste en utilizar áreas de intercambio infinitas para evaluar, dadas unas condiciones de trabajo concretas, el máximo coeficiente de operación (COP) y de esta manera, establecer un orden entre las tipologías elegidas para el estudio en base a sus prestaciones. No obstante, el modelo desarrollado permite la evaluación de cualquier tipo de refrigerante disponible a lo largo de cualquier condición de funcionamiento y permite evaluar el potencial COP de cada fluido para una determinada configuración de circuito refrigerante. En el estudio teórico, además, se tendrán en cuenta las limitaciones que se imponen por el uso de componentes adicionales para cada tipología como intercambiadores líquido-succión o depósitos de acumulación de refrigerante, que restringen los grados de libertad disponibles y condicionan las variables del ciclo teórico planteado.

Tras ello, con el objetivo de evaluar el comportamiento y la viabilidad de implementación industrial de las diferentes tipologías, se va a construir un prototipo de bomba de calor que integre las tres tipologías finales elegidas de acuerdo con los requisitos de VAILLANT GROUP. Este prototipo va a integrar distintos componentes que, mediante un sistema de válvulas manuales, van permitir configurar las tipologías candidatas a caracterización experimental. Además, también se incluye un juego de válvulas para poder cambiar entre un intercambiador de placas y un intercambiador de tubos y aletas para permitir el funcionamiento de la bomba de calor como plataforma salmuera-agua y aire-agua.

Finalmente, se realizará un análisis comparativo entre los resultados experimentales y los modelos de IMST-ART para evaluar y cuantificar el potencial de mejora, de cara a una etapa de optimización y estudio más profunda que se llevará a cabo como resultado de este análisis.

Para alcanzar los objetivos marcados, la estructura del documento de tesis doctoral se va a estructurar de la siguiente manera:

En el Capítulo 1 se ha realizado una introducción del sector energético actual y el reparto de la demanda de energía final por su uso final, poniendo en valor y de manifiesto la importancia de la cantidad destinada a calefacción y refrigeración. Dentro de esta proporción, la contribución de la tecnología de bomba de calor representa una parte muy limitada frente al uso de combustibles fósiles, y por tanto, existe un alto potencial de incrementar el uso de este recurso, que además está alineado con las directrices marcadas por los planes europeos estratégicos en materia energética. A continuación, y una vez planteado el contexto energético, se ha realizado una revisión del estado del arte e investigaciones previas dentro del sector de las bombas de calor orientadas a la climatización de edificios, exponiendo la evolución de las mismas durante los últimos años y los esfuerzos realizados de acuerdo al cambio de normativa regulatoria de los refrigerantes. Por último, se han centrado la última parte en el uso de R290 en equipos de

climatización para edificios y se ha realizado una revisión de los distintos trabajos relacionados con el diseño de bomba de calor con propano y sus componentes.

Seguidamente, en el Capítulo 2 se va a proceder a presentar las instalaciones de caracterización de laboratorio y la instrumentación utilizada para llevar a cabo un análisis de prestaciones de la bomba de calor aire-agua de R410A cedida por VAILLANT GROUP mediante un reemplazo con R290 con el objetivo de obtener unos primeros datos de referencia para poder evaluar los posibles puntos de optimización para incrementar las prestaciones de la bomba de calor. Las condiciones de evaluación para efectuar la comparativa van a estar basadas en la normativa de bomba de calor para carga parcial EN 14825, de acuerdo con la metodología de ensayo impuesta en la normativa. Además, para identificar los posibles puntos de mejora, se va a realizar un análisis comparativo de los resultados con los datos del modelo IMST-ART para evaluar el comportamiento del ciclo frigorífico de acuerdo con el comportamiento de los componentes que integran el sistema.

En el Capítulo 3, tras haber evaluado las prestaciones a través de un reemplazo del R410A con R290, se plantea el realizar un estudio teórico mediante la metodología del punto de aproximación para analizar cuál es la tipología de circuito de refrigerante que posee un potencial de eficiencia más elevado con R290 y cumple los requisitos funcionales impuestos por VAILLANT GROUP. Para ello, se pretende realizar una evaluación teórica de 9 tipologías distintas de circuito frigorífico a través de la combinación de distintos elementos a lo largo del circuito de refrigerante, los cuales condicionarán el comportamiento del sistema, las condiciones de funcionamiento y control del mismo. Las condiciones de evaluación teórica abarcan tanto un funcionamiento como plataforma salmuera-agua como condiciones de límite de funcionamiento del compresor, donde no sólo se evaluará la eficiencia del ciclo sino también los límites funcionales del sistema.

A continuación, en el Capítulo 4, se va a diseñar un prototipo que integre las tipologías elegidas en base a los resultados del estudio teórico en un solo circuito frigorífico, las cuales podrán ser seleccionadas mediante el uso de válvulas esféricas para restringir el paso del flujo másico de refrigerante. Para la construcción de este prototipo, se van incorporar los componentes existentes en la bomba de calor original de R410A y se realizará el dimensionamiento de los componentes adicionales en función de los requisitos de desarrollo que se pretendan alcanzar.

En el Capítulo 5 se presentan los resultados de las campañas experimentales para las plataformas salmuera-agua y aire-agua obtenidos tras la caracterización de las tipologías finales elegidas que conducirán a la elección de una tipología para su integración en el diseño comercial de la bomba de calor de VAILLANT GROUP. Junto a ello y de acuerdo con los resultados del análisis del comportamiento de la bomba de calor tras el reemplazo del refrigerante por R290, se va a proceder a realizar una campaña de optimización del sistema de acuerdo con las variables de diseño disponibles y una evaluación acerca del impacto de esta optimización en las prestaciones finales de la bomba de calor.

Finalmente, en el Capítulo 6, se realiza una síntesis de todo el desarrollo del equipo con propano y se exponen las líneas de investigación futuras como consecuencia de lo obtenido dentro del alcance de esa tesis doctoral.

# Análisis del reemplazo directo del R410A con R290

---

El punto de partida de este trabajo se sitúa en la necesidad del cambio de refrigerante de una bomba de calor para la climatización de edificios que utiliza R410A por R290, debido a la regulación y limitación actual en relación al uso de los HFCs. De esta manera, en la primera etapa de diseño es necesaria una evaluación global del comportamiento de la bomba de calor tras un reemplazo directo del refrigerante con el fin de analizar las prestaciones del equipo y detectar potenciales mejoras de diseño con el objetivo de obtener unas prestaciones similares que con R410A.

## 2.1 Unidad experimental

La unidad estudiada en este capítulo está planteada a partir del reemplazo del refrigerante por R290 de una bomba de calor de R410A de 8 kW de capacidad calorífica en condiciones nominales para baja temperatura de acuerdo con la normativa EN 14511 [66]. La tipología de circuito frigorífico de esta unidad, incluye un acumulador de refrigerante en la línea de succión, lo que permite obtener unas condiciones cercanas a la saturación a la entrada del compresor y una protección ante inundaciones de líquido de la cámara de compresión en condiciones transitorias de funcionamiento. Adicionalmente, el sentido de flujo entre el refrigerante y el fluido caloportador en los intercambiadores está diseñado para conseguir un balance de funcionamiento equilibrado tanto para calefacción como para refrigeración.

De acuerdo con la configuración de los intercambiadores en la bomba de calor, en modo calefacción el intercambiador de placas (condensador) funciona a flujo contra-corriente y el intercambiador de aire (evaporador) funciona a flujo equi-corriente si se observa el sentido del aire y de refrigerante en una sección transversal del intercambiador. El motivo de esta configuración es la de que tanto en modo calefacción como en modo refrigeración, el condensador se encuentre trabajando a flujo contra-corriente para no incrementar la temperatura de condensación y disminuir la eficiencia del ciclo, ya que la unidad trabaja con un grado de subenfriamiento. En el caso del evaporador, la disposición equicorriente/contracorriente no tiene demasiada influencia al trabajar con recalentamientos nulos debido a la presencia del acumulador de líquido a la entrada del compresor.

El funcionamiento reversible de la unidad se consigue mediante una válvula de cuatro vías que además permite llevar a cabo el proceso de desescarche por inversión de ciclo, así como la producción de agua fría para climatización en modo refrigeración. En ambos casos, el sentido de circulación del refrigerante es contrario al habitual (modo calefacción), y por

tanto, como se ha comentado previamente, supone una afcción también para los intercambiadores al cambiar el sentido de flujo entre los dos fluidos. En relación al lado hidráulico de la unidad, la bomba de calor también incorpora una bomba de recirculación de agua, lo que permite modular el caudal másico de agua desde el sistema de control de la unidad. La configuración del circuito de refrigerante de la unidad en modo calefacción se puede apreciar en la Figura 1:

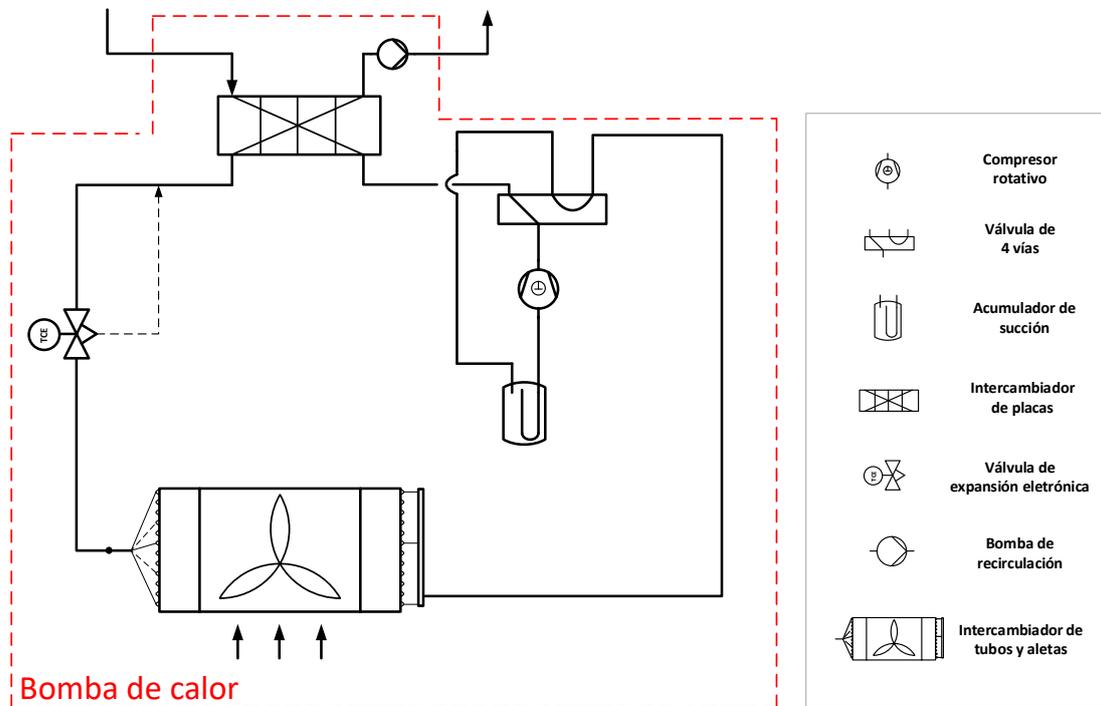


Figura 1. Circuito frigorífico de la bomba de calor

El objetivo del estudio es evaluar la diferencia de prestaciones de la unidad tras un cambio de refrigerante y compresor que permite obtener una capacidad equivalente con propano, dadas las opciones de compresor comercialmente disponibles. Consecuentemente, una aproximación de la cilindrada necesaria para obtener una capacidad similar se puede calcular mediante la ecuación (1):

$$V_1 \cdot q_{vol,1} = V_2 \cdot q_{vol,2} \quad (1)$$

Donde:

$q_{vol,1}$  es la capacidad volumétrica del refrigerante 1

$V_1$  es la cilindrada del compresor del refrigerante 1

$q_{vol,2}$  es la capacidad volumétrica del refrigerante 2

$V_2$  es la cilindrada del compresor del refrigerante 2

De esta manera, dada una cilindrada del compresor para R410A de 17'2 cm<sup>3</sup>, la cilindrada necesaria para obtener una capacidad similar con R290 en condiciones A7(6)W35 (temperatura de aire 7 °C y temperatura de impulsión de agua de 35 °C), suponiendo una temperatura de evaporación de 0 °C y una temperatura de condensación de 36 °C, es de 29'6 cm<sup>3</sup>.

El compresor seleccionado para el estudio de prestaciones de la unidad tras un cambio de refrigerante a R290 es el modelo TPB306 de Mitsubishi. Este compresor, cuyas características principales se pueden observar en la Tabla 2, se encuentra en fase de desarrollo para R290, a partir de la familia de compresores TNB de Mitsubishi empleados para R410A. La Tabla 2 y la Figura 2 presentan los datos técnicos del compresor utilizado y las zonas límites de funcionamiento del compresor respectivamente:

Tabla 2. Características principales del compresor TPB306

Datos del compresor		
Fabricante		Mitsubishi
Modelo		TPB306
Tipo		Émbolo doble rotativo
Cilindrada	cm <sup>3</sup>	30'6
Datos del motor		
Tipo		BLDCM
Velocidad nominal	rpm	3600
Número de pares de polos		2
Rango de frecuencias de alimentación	Hz	30-240
Resistencia de bobinados (20°C)	Ohm	0.45
Refrigerante		
Tipo		R290
Aceite lubricante		
Tipo		PAG
Volumen	l	0'52

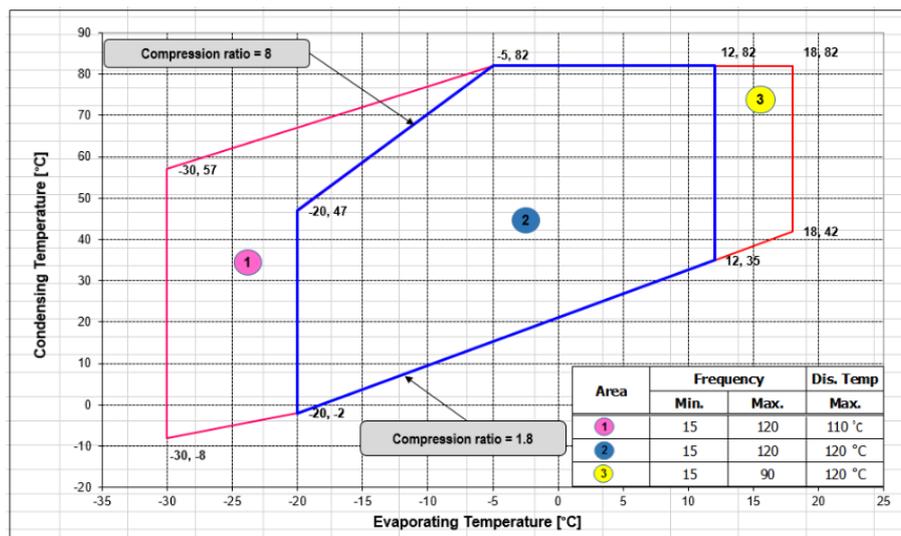


Figura 2. Límites de funcionamiento del compresor TPB306

En relación a los intercambiadores de calor de la bomba de calor, esta plataforma aire-agua incluye dos intercambiadores distintos que permite intercambiar con sendos focos térmicos de energía. El intercambiador empleado como condensador (modo calefacción) es un intercambiador de placas de SWEP con treinta placas térmicas, modelo B26 con un espaciado entre las mismas asimétrico, es decir, la distancia entre las placas por donde circula el refrigerante es ligeramente menor, lo que permite mejorar el coeficiente de transmisión de calor del lado limitante y generar más caída de presión. En cuanto al intercambiador de tubos y aletas encargado de transmitir calor entre el aire y el refrigerante, las dimensiones del mismo están limitadas por la estructura de la unidad en cuanto área frontal, reduciendo así las variables de diseño en una posible optimización. En detalle, la Tabla 3 y la Tabla 4, presentan las características principales de los intercambiadores de placas de la unidad:

Tabla 3. Características del intercambiador de placas de la bomba de calor

<b>Datos del intercambiador de placas</b>			
Fabricante			SWEP
Modelo			B26
Número total de placas			32
Número de canales de refrigerante			15
Número de canales de fluido sec.			16
Área de intercambio de calor	m <sup>2</sup>		1.23
Distancia horizontal entre puertos	mm		72
Distancia vertical entre puertos	mm		329

Tabla 4. Características del intercambiador de tubos y aletas de la bomba de calor

<b>Datos del intercambiador de tubos y aletas</b>			
Fabricante			Sierra
Diámetro de tubo	mm		7
Espesor de tubo	mm		0.43
Tipo de superficie interna del tubo			Corrugado
Espaciado transversal entre tubos	mm		25
Espaciado longitudinal entre tubos	mm		19
Tipo de aleta			Ondulada
Espaciado entre aletas	fpi		12
Espesor de aletas	mm		0.1
Número de filas de tubos			3
Número de circuitos			8
Altura total del intercambiador	mm		800
Profundidad total del intercambiador	mm		57
Anchura total del intercambiador	mm		700
Forma geométrica del intercambiador			Recta

Por último, los componentes restantes que integran el sistema son la válvula electrónica de expansión, el acumulador de succión y la válvula de cuatro vías, encargada de permitir la reversibilidad del ciclo para funciones de desescarche y refrigeración. Las características funcionales de estos componentes se pueden observar en la Tabla 5:

Tabla 5. Características de la válvula de expansión, el acumulador de succión y la válvula de cuatro vías

<b>Datos de la válvula de expansión</b>			
Fabricante			Parker
Modelo			JHEV-18
Apertura máxima	Pasos		480
Apertura mínima	Pasos		70
<b>Datos del acumulador de succión</b>			
Fabricante			Sanhua
Modelo			ACM-P00101-561
Volumen	l		2.37
Diámetro del orificio de retorno de aceite	mm		1
<b>Datos de la válvula de cuatro vías</b>			
Fabricante			Sanhua
Modelo			SHF(L)-7H34U-51
Flujo de fuga interna máxima	ml/min		1500
Presión diferencial operativa máxima	bar		40
Presión diferencial operativa mínima	bar		2.5

## 2.2 Instalación experimental

Debido a la tipología aire-agua de la plataforma, la instalación experimental se compone tanto de sistemas de regulación hidráulicos como de condiciones ambiente para poder realizar la caracterización y ensayo de la unidad. De esta manera, el banco de ensayos está formado por una cámara climática capaz de ensayar unidades que utilizan el aire como foco de energía de hasta 20 kW de potencia, compuesto por los siguientes sistemas:

- Grupo hidráulico que actúa como fuente o sumidero de energía, simulando la demanda del edificio.
- Sistema de compensación térmica de la cámara climática. Formado por un intercambiador de tubos y aletas.
- Sistema de humectación de vapor caliente mediante electrodos.

La bomba de calor está conectada a un circuito hidráulico que simula la demanda del edificio y que permite regular las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de placas durante los ensayos. Este circuito hidráulico, a su vez, intercambia el calor transferido por el intercambiador de placas de la bomba de calor con otro anillo hidráulico conectado a una enfriadora de agua de hasta 40 kW de capacidad que se encarga de disipar la energía al ambiente.

Además, la cámara climática donde se va a ensayar la unidad posee un volumen de 33'75 m<sup>3</sup> distribuidos en unas dimensiones de 4'5 x 3 x 2'5 metros (largo x ancho x alto). Para lograr la regulación de las condiciones ambiente interiores, la cámara está provista de tres sistemas de compensación térmica y humectación para controlar la energía intercambiada con el aire de la bomba de calor.

### 2.2.1 Grupo hidráulico de demanda

El sistema que se encarga de simular la demanda y permite el control de las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de placas de la bomba de calor, consiste en un grupo hidráulico que posee distintos elementos que facilitan el control del sistema y que se pueden evitar a través de diversos juegos de válvulas en caso de necesidad. En concreto, este grupo hidráulico tiene una bomba elevadora para ajustar las pérdidas de carga de la instalación y desplazar caudal másico de agua en caso que la unidad ensayada no lleve integrada bomba de recirculación, además de dos depósitos de inercia que suavizan el control dinámico de temperaturas del fluido caloportador.

En su conjunto, este sistema se compone de un anillo intermedio cuya función es transmitir la energía entre la bomba de calor y el bucle de demanda, tal y como se puede apreciar en la Figura 3. De esta manera, el control de temperaturas se realiza a través del uso de una válvula de 3 vías regulada por un controlador PID, que modula la señal de control para modificar el paso de caudal de agua y modificar la demanda, permitiendo así conseguir la temperatura deseada de entrada al intercambiador de placas de la bomba de calor y, mediante la fijación del caudal, obtener la temperatura de salida de la bomba de calor de acuerdo con la capacidad desarrollada.

El bucle de demanda, a su vez, presenta la posibilidad de poder funcionar con distintas temperaturas y por tanto, alcanzar ciertas condiciones de ensayo o mejorar el control de la temperatura en la bomba de calor.

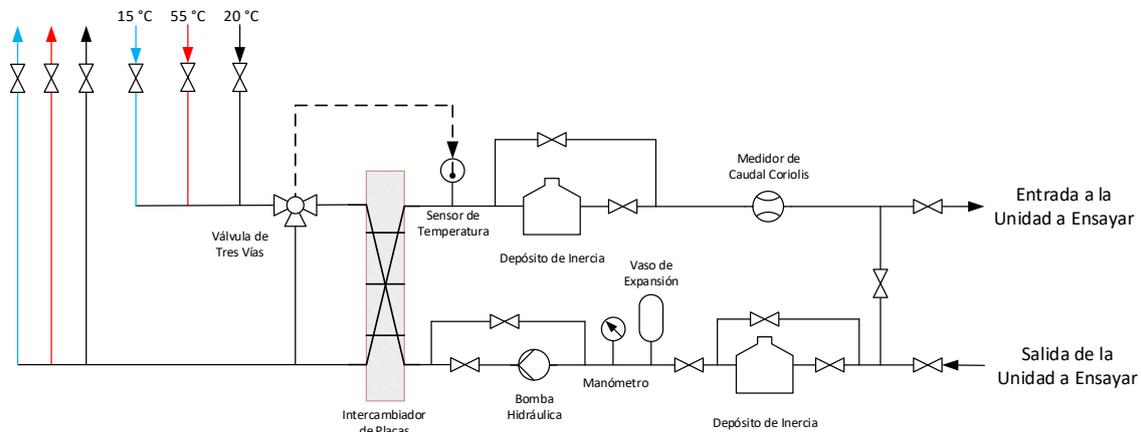


Figura 3. Esquema hidráulico del bucle de demanda del banco de ensayos

Adicionalmente, como consecuencia de la metodología de cálculo de resultados de potencia y COP aplicada en la normativa EN 14511, descrita en el apartado 2.5, la caracterización de la caída de presión del bucle hidráulico se ha llevado a cabo previamente al inicio de la campaña experimental. De esta manera, se han obtenido la correlación caída de presión-caudal para efectuar la corrección de la bomba de recirculación relacionada con la caída de presión de la instalación exterior a la bomba de calor como indica la citada normativa:

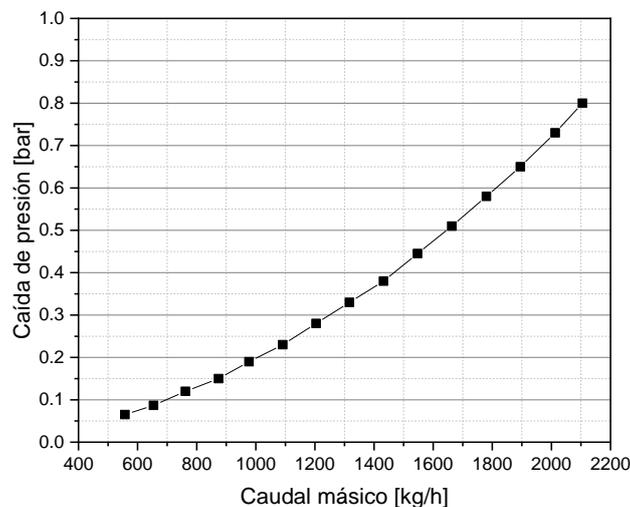


Gráfico 5. Caracterización del bucle hidráulico de calefacción

## 2.2.2 Sistema de regulación térmica de la cámara climática

El primer sistema presente en la cámara climática está formado por un intercambiador de tubos y aletas por el que circula agua proveniente de la enfriadora y un ventilador cuya función es hacer circular el aire de la cámara a través de este intercambiador. El flujo de aire recirculado intercambia calor con éste y es posteriormente humectado y devuelto de nuevo a la cámara climática.

La regulación de la temperatura del aire se consigue mediante la acción de una válvula de 3 vías controlada a través de un PID que está situada fuera de la cámara climática, que modifica su apertura y cierre para desviar más o menos caudal de agua hacia el intercambiador de tubos y aletas en función de la temperatura de consigna del aire. Por tanto, esta regulación actúa sobre la carga térmica que se inyecta en la cámara climática con el objetivo de alcanzar el equilibrio para alcanzar una temperatura de aire estable.

El agua que circula por el intercambiador de calor de la cámara climática puede provenir de dos circuitos hidráulicos independientes en función de la temperatura del aire que se quiera controlar. En la Figura 4 se presenta el esquema de la instalación hidráulica del sistema de compensación y control térmico de la cámara climática.

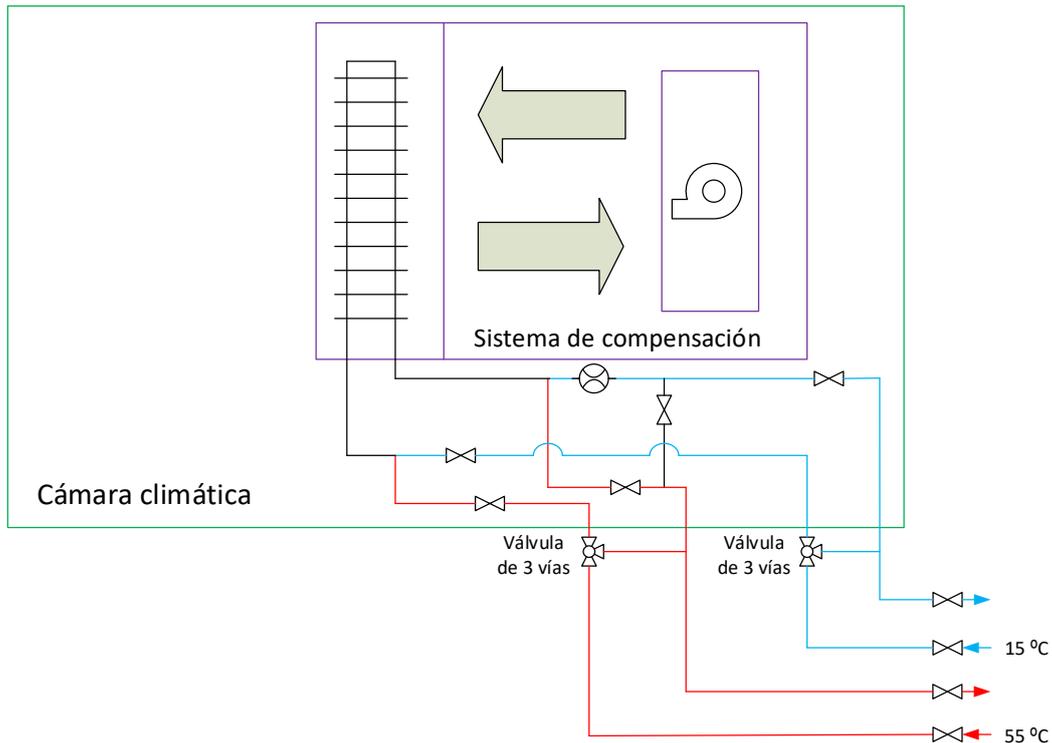


Figura 4. Esquema de la instalación hidráulica del sistema de regulación de la cámara climática

Es fundamental indicar que esta instalación de ensayo no posee equipos de frío auxiliares de apoyo para el control de la temperatura de aire, sino que es la propia unidad aire-agua de calefacción la que, mediante el intercambio de calor en el evaporador, reduce la temperatura ambiente. Esta situación produce una dependencia directa de la bomba de calor para alcanzar ciertas condiciones de ensayo cuando la capacidad frigorífica desarrollada por ésta es insuficiente.

### 2.2.3 Sistema de humectación mediante electrodos

El equipo de humectación permite controlar las condiciones de bulbo húmedo dentro de la cámara climática mediante la producción de vapor caliente. Este vapor se consigue mediante un sistema de electrodos que al calentarse evaporan el agua de red contenida en un depósito interior.

De manera análoga a la regulación de la cámara climática, el control se realiza mediante un controlador PID acoplado al equipo de humectación que controla la inyección de vapor a través de la consigna de humedad relativa del PID. No obstante, dado el bajo aporte de humedad necesario en comparación con la capacidad de la máquina, con una potencia de 12'8 kW y un caudal de vapor máximo de 17 kg/h, la señal de regulación se encuentra limitada por su parte superior, provocando que el máximo caudal de vapor inyectado pueda ser del 20% del valor máximo.

La humectación del aire se realiza en el interior del sistema de compensación térmico de la cámara climática, justo antes de salir por los difusores del mismo para asegurar una mayor uniformidad y así evitar posibles problemas de condensados en el interior del sistema.

## 2.3 Instrumentación de medida y análisis de errores

La instrumentación detallada en este apartado se encuentra tanto en la instalación de ensayos como en la propia bomba de calor.

En primer lugar, con la instrumentación utilizada en el banco de ensayos es posible medir las magnitudes más significativas para la caracterización de la unidad:

- Flujo másico de agua
- Temperatura de entrada/salida del fluido caloportador de la bomba de calor
- Temperatura del aire
- Humedad relativa
- Consumo de potencia eléctrica

Dicho esto, la medida del fluido caloportador consiste en un medidor de flujo másico de efecto Coriolis, magnitud necesaria para el cálculo de la capacidad calorífica o frigorífica generada por la máquina. A su vez, la medida de las temperaturas se adquiere mediante dos termorresistencias PT100 de 4 hilos de clase 1/10, que presentan una incertidumbre máxima de acuerdo con la norma EN60751 [67]. Estas termorresistencias están sumergidas y en contacto con el fluido caloportador y colocadas en las tomas de la bomba de calor para minimizar la incertidumbre debida al método de medida.

En el lado del aire, la medida de la temperatura de bulbo seco se realiza mediante dos termorresistencias juntas y similares a las empleadas para la medida de la temperatura del agua, para obtener una cierta repetitividad de los datos, de acuerdo con la experiencia previa de laboratorio. Asimismo, la medida de la humedad se logra a través de un sensor capacitivo de humedad, que permite controlar la temperatura de bulbo húmedo en la cámara climática. Ambos instrumentos de medida están instalados juntos y delante del intercambiador de tubos y aletas de la bomba de calor, es decir, miden las condiciones del aire de entrada a la unidad.

Por último, la medida de la potencia eléctrica se consigue mediante un analizador de redes que mide la corriente de entrada a la bomba de calor y calcula la potencia absorbida por la misma.

En segundo lugar, en relación a la instrumentación del circuito refrigerante, las variables medidas son aquellas que permite definir el ciclo de compresión de vapor y obtener

suficiente información para evaluar el comportamiento de la bomba de calor en cada condición de funcionamiento:

- Temperaturas a lo largo del circuito de refrigerante.
- Temperaturas de aire en el intercambiador de tubos y aletas.
- Presiones de funcionamiento del sistema

En este caso, la medida de la temperatura del aire de salida de la batería se ha realizado mediante termorresistencias PT100 de clase 1/10, mientras que todo el resto de temperaturas adquiridas del circuito de refrigerante se han obtenido a través de termopares tipo T (cobre-constantán) de clase 2 [68] instalados en la superficie de los tubos del circuito frigorífico, fijados con bridas y recubiertos de cinta de plata y cinta aislante térmica adhesiva para asegurar el buen contacto con el punto de medida. El motivo de uso de esta clase de termopares es su resistencia en atmosferas húmedas y a su adecuación al rango de operación de temperaturas,  $-200\text{ }^{\circ}\text{C} < T < 260\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Para la medida de presión del circuito frigorífico, la instrumentación utilizada consiste en dos transmisores de presión relativa cuyos rangos de medida están adaptados a las presiones de operación durante la caracterización de la unidad. Estos sensores están instalados en las tuberías de succión y descarga del compresor debido a la utilidad de los datos para realizar un análisis del funcionamiento del compresor con los datos del fabricante. La Figura 5 muestra un esquema del circuito de refrigerante de la bomba de calor objeto de estudio junto con la instalación de la instrumentación anteriormente mencionada:

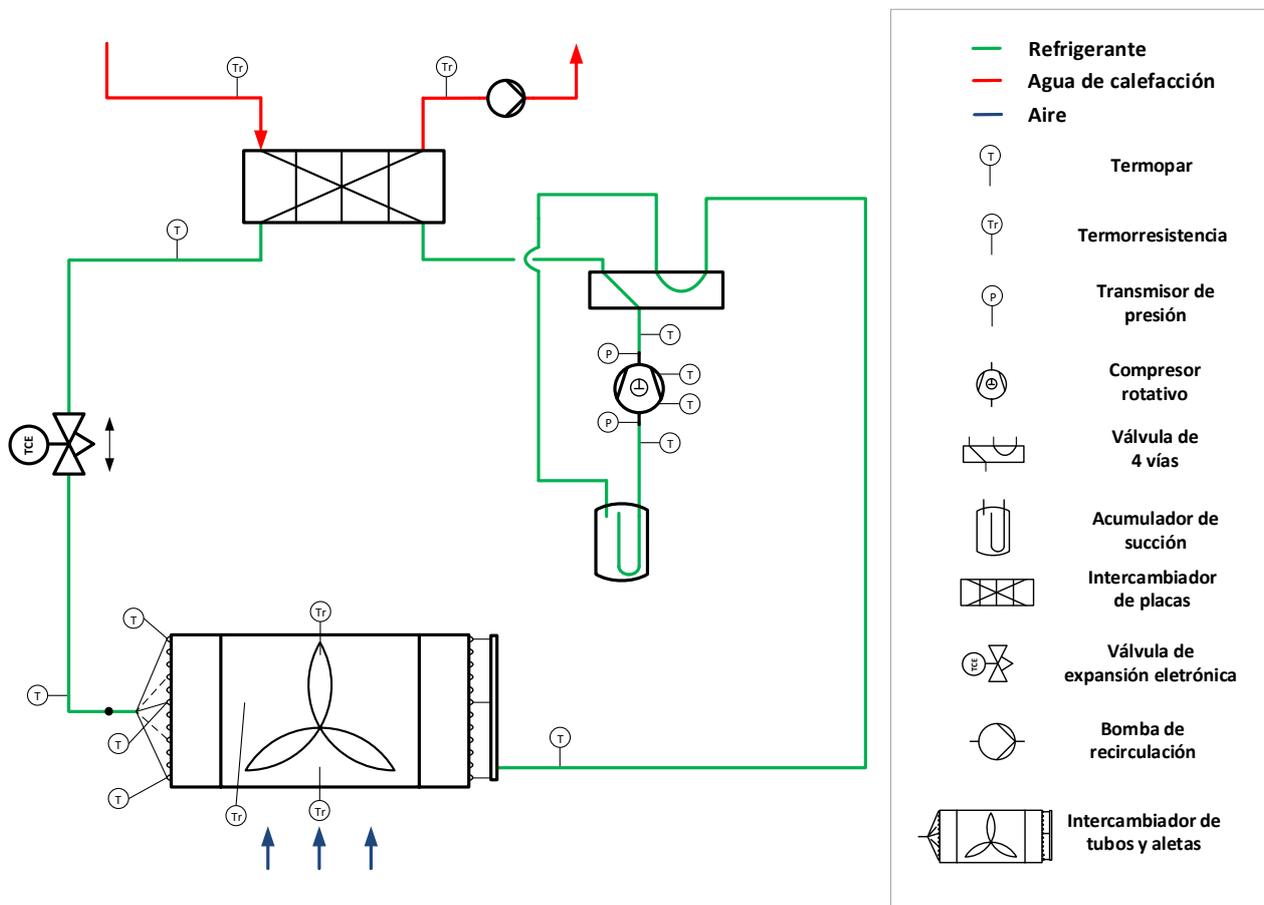


Figura 5. Instrumentación y esquema frigorífico del prototipo original con R290

Toda la información medida por la instrumentación instalada en el banco de ensayos y la unidad es monitorizada y transmitida a una unidad de adquisición de datos Agilent 34972A que registra toda la información en un archivo de datos para su posterior tratamiento y análisis. De esta manera, la Tabla 6 muestra la incertidumbre de medida de toda la cadena de medida, incluyendo el error que aporta el sistema de adquisición de datos, para cada instrumento utilizado:

Tabla 6. Instrumentación empleada en la caracterización del prototipo original con R290 e incertidumbre de la cadena de medida

Instrumentación	Modelo/Tipo	Rango de medida	Incertidumbre máxima absoluta (U95)
Medidor de flujo másico de efecto coriolis	Siemens Sitrans - Mass 2100	0-5500 kg/h	±5.2 kg/h
Termorresistencia	PT100	173-623 K	±0.16 K
Termopar	Tipo T - Clase 2	233-623 K	±1.2 K
Medidor de humedad	Vaisala - HUMICAP 180	0 - 100%	±3 %
Sensor de presión de descarga del compresor	Emerson Climate - PT5-30M	0 - 30 bar(g)	±0.6 bar
Sensor de presión de succión del compresor	Emerson Climate - PT5-07M	-0'8 - 7 bar(g)	±0.16 bar
Analizador de redes	Gossen Metrawatt - A2000	0-10 kW	±0.06 kW

El cálculo de la incertidumbre de la cadena de medida se ha realizado teniendo en cuenta las distintas fuentes de incertidumbre a lo largo de la misma, es decir, incluyendo la incertidumbre propia de la instrumentación junto con la incertidumbre aportada por el sistema de adquisición de datos. De esta manera, la incertidumbre dada sobre cada variable de medida ( $u_x$ ) es en realidad una composición de distintas incertidumbres:

$$u_i = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 \dots}$$

Para las incertidumbres de medida dadas por el fabricante de manera relativa, se ha supuesto que estas siguen un patrón de distribución gaussiana. De esta manera, la incertidumbre total obtenida se muestra con un intervalo de confianza del 95% siguiendo la guía ISO para la expresión de la incertidumbre de medición [69]. Consecuentemente, la incertidumbre de la cadena de medida expresada en la Tabla 6 se ha calculado mediante la expresión:

$$U_{95} = t_{95} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^N u_i^2}$$

Donde:

$t_{95}$  es el factor de la distribución de la incertidumbre que ofrece un intervalo de confianza del 95%

$N$  es el número de incertidumbres acumuladas en la cadena de medida

Asimismo, y una vez enunciadas, el cálculo de incertidumbres para las variables de medida que se van a emplear en la caracterización de la bomba de calor, la propagación del error de estas magnitudes primarias también es necesaria tenerla en cuenta para el análisis de las magnitudes indirectas como la potencia calorífica, el COP, el sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante o el rendimiento volumétrico y energético del compresor. Esta propagación, como se acaba de mencionar, es dependiente de las incertidumbres de medida de las magnitudes primarias (Tabla 6) y se ha considerado a través del método de las series de Taylor de propagación del error:

$$U_{95} = t_{95} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^M \left( \frac{\partial f}{\partial X_i} \right)^2 \cdot u_i^2}$$

Donde:

$f$  es la función para la que se quiere hallar la incertidumbre

$X_i$  son cada una de las variables contenidas dentro de la función  $f$

$M$  es el número total de variables de la función  $f$

Esta metodología se ha aplicado en los análisis realizados de la bomba de calor en las distintas campañas experimentales, permitiendo obtener una valoración ajustada del comportamiento de la unidad.

## 2.4 Condiciones de ensayo de la unidad

Las condiciones de ensayo vienen dadas debido a la aplicación de calefacción para la que está diseñada la unidad. Como se ha comentado anteriormente, la directiva 2009/125/EC indica la necesidad de establecer un etiquetado energético para los productos relacionados con la energía, y en concreto, la directiva 811/2013 especifica los requisitos necesarios para bombas de calor para climatización de edificios. A partir de esta necesidad, y para calcular el etiquetado energético para cada plataforma de bomba de calor y cada aplicación de uso, la normativa EN 14825 presenta las condiciones de ensayo a carga parcial y la metodología de cálculo de la eficiencia estacional para distintas clases de climas, en cada aplicación de uso. A su vez y en un nivel más bajo, una vez establecidas las condiciones de ensayo para cada aplicación, la normativa EN 14511-3 establece la metodología de ensayo, puntos de medición y el cálculo de los principales resultados para calcular la eficiencia estacional a partir de los datos adquiridos durante los ensayos realizados.

En este caso, las aplicaciones de uso de la bomba de calor de VAILLANT GROUP son la calefacción a baja temperatura (35 °C) y a alta temperatura (55 °C) para clima medio. La recta de carga parcial se define a lo largo de distintas temperaturas de aire exterior considerando la temperatura de diseño para cada clima, en particular, la unidad estudiada está enfocada a funcionar en la categoría de clima medio, cuya temperatura de diseño corresponde a -10 °C. Las condiciones de ensayo a carga parcial de acuerdo con la normativa EN 14825 se pueden apreciar en la Tabla 7:

Tabla 7. Condiciones de ensayo de carga parcial en clima medio para la comparativa entre R410A y R290

Condición	Fórmula	Factor de carga parcial [%]	Intercambiador		
			exterior	interior	
			Temperatura de aire seco/húmedo[°C]	Temperaturas de retorno/impulsión para baja temperatura [°C]	Temperaturas de retorno/impulsión para media temperatura [°C]
A	$(-7 - 16)/(T_{\text{diseño}} - 16)$	88	-7/-8	*/34	*/52
B	$(2 - 16)/(T_{\text{diseño}} - 16)$	54	2/1	*/30	*/42
C	$(7 - 16)/(T_{\text{diseño}} - 16)$	35	7/6	*/27	*/36
D	$(12 - 16)/(T_{\text{diseño}} - 16)$	15	12/11	*/24	*/30
E	$(-10 - 16)/(T_{\text{diseño}} - 16)$	100	-10/11	*/35	*/55

\* Temperatura de retorno de acuerdo con el caudal másico de agua obtenido en las condiciones nominales de la norma EN14511-2 para R410A

La temperatura de retorno se obtiene como resultado de fijar el caudal másico de agua que trasiega el intercambiador de placas y la temperatura de impulsión para una capacidad calorífica objetivo en unas condiciones concretas de funcionamiento. De este modo, mientras que la normativa EN 14825 restringe la temperatura de impulsión, el caudal másico de agua empleado se obtiene mediante el ensayo en condiciones nominales para cada aplicación de temperatura, y este se mantiene a lo largo de toda la campaña de ensayo en cada condición de carga parcial.

Para la caracterización de la unidad tras el reemplazo del refrigerante original por R290, los flujos másicos utilizados son aquellos obtenidos para R410A debido a que, de acuerdo con el desplazamiento del compresor, se esperan capacidades similares para R290. El flujo másico empleado por la bomba original de calor de R410A es de 17.8 l/min en condiciones estándar, lo que se significa un flujo másico de 1066 kg/h.

Las condiciones de carga parcial presentes en la Tabla 7 están calculadas a partir de una interpolación entre la temperatura de diseño para los climas frío, medio y cálido de la norma EN 14825, y la temperatura límite del intervalo para todos los climas, que se corresponde con una temperatura de 16 °C. De esta manera, los factores de carga parcial para cada una de las condiciones de ensayos presentes en la Tabla 7 son distintos en función del clima que se considere. El Gráfico 6 muestra la recta de carga parcial obtenida para un clima medio, cuya temperatura de diseño es de -10 °C:

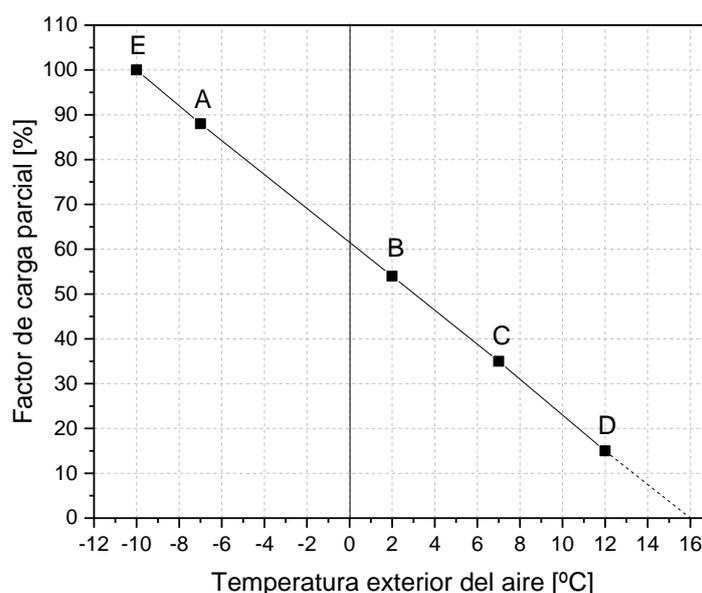


Gráfico 6. Recta de carga parcial para clima medio de acuerdo con la EN 14825

En todas las condiciones presentes en la Tabla 7, el objetivo marcado es el de modular la velocidad del compresor para obtener una capacidad similar al R410A, dentro de un rango del  $\pm 10\%$ , en cada condición de funcionamiento y poder estudiar el comportamiento del sistema en cada condición de carga parcial. La estimación de velocidades marcada por el fabricante de la unidad puede apreciarse en la Tabla 8, no obstante la velocidad del compresor debe ser ajustada para buscar la capacidad objetivo en cada prueba.

*Tabla 8. Estimación inicial de velocidades del compresor para alcanzar la capacidad objetivo*

Aplicación	Denominación	Estimación de velocidad del compresor [rps]	Capacidad objetivo (*) [kW]
Baja temperatura (35 °C)	A-7(-8)W34	95	6.8
	A-10(-11)W35	95	6.6
	A2(1)W30	50	4.4
	A7(6)W27	30	2.7
	A12(11)W24	30	3.4
Alta temperatura (55 °C)	A-7(-8)W52	86	5.9
	A-10(-11)W55	86	5.7
	A2(1)W42	38	3.5
	A7(6)W36	30	2.1
	A12(11)W30	30	3.2
Condiciones genéricas de evaluación	A7(6)W30-35	57	-
	A2(1)W35	57	-

(\*) Capacidad obtenida en un ciclo completo de acuerdo con la norma EN 14511-3 (incluyendo desescarche)

Además de las pruebas de carga parcial mencionadas, existen dos ensayos incluidos dentro de la campaña experimental. Estos se corresponden con unas condiciones de trabajo genéricas de evaluación empleadas tradicionalmente por los fabricantes en el mercado comercial, con el objetivo de ofrecer al cliente un dato comparativo de prestaciones del equipo para una determinada aplicación. Más que la potencia calorífica en estas condiciones, el ensayo se plantea para obtener el mejor COP posible, y por ello, la velocidad del compresor coincide con el punto de su máxima eficiencia.

## 2.5 Metodología de ensayo de la unidad y cálculo de resultados

### 2.5.1 Metodología de ensayo de la unidad

#### 2.5.1.1 Unidades aire-agua

Como se ha comentado previamente, dadas las circunstancias de caracterización de la bomba de calor aire-agua, la normativa EN 14511 detalla la metodología de ensayo de la unidad y establece procedimientos distintos para las dos situaciones posibles en una plataforma aire-agua. En ambos casos, se pueden identificar tres periodos que difieren en el tiempo de duración: un periodo de acondicionamiento previo, un periodo de estabilidad y un periodo de adquisición de datos. En relación con el cálculo de prestaciones de la unidad,

el periodo utilizado es el de adquisición de datos, donde su duración varía de acuerdo con la tipología de ensayo:

- Ensayo en régimen estacionario:

El criterio que es necesario cumplir para lograr un ensayo en régimen estacionario está relacionado con el desarrollo estable de la capacidad durante el periodo de adquisición de datos. La duración del periodo de adquisición de datos es de 70 minutos y se inicia después del periodo de estabilidad, donde se asegura que la unidad se encuentra funcionando dentro de los rangos de desviación de la tabla 4 de la normativa EN 14511-3 [70].

Durante el mismo, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del fluido secundario en el intercambiador interior (intercambiador de placas que actúa como condensador) entre el primer intervalo de 5 minutos del periodo de adquisición de datos y todos los posteriores debe estar comprendida en el rango del  $\pm 2.5\%$ , de acuerdo con la ecuación (2):

$$\% \Delta T = \left[ \frac{\Delta T_i(\tau = 0) - \Delta T_i(\tau)}{\Delta T_i(\tau = 0)} \right] \quad (2)$$

Donde  $\tau$  corresponde a cada uno de los intervalos de 5 minutos en el periodo de adquisición de datos. Si la diferencia de temperaturas en cualquiera de los intervalos está fuera del rango descrito, el ensayo debe considerarse como un ensayo en régimen transitorio. La Figura 6 ilustra la reducción de la diferencia de temperaturas entre los periodos de adquisición de datos:

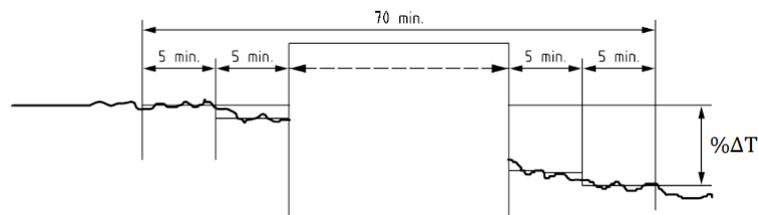


Figura 6. Diferencia de temperaturas en el fluido secundario durante el periodo de adquisición de datos

- Ensayo en régimen transitorio:

Para obtener un ensayo válido en régimen transitorio, las tolerancias especificadas en la tabla 5 de la normativa EN 14511-3 [71] deben alcanzarse durante los periodos de estabilidad y adquisición de datos. Para esta tipología de ensayo, la normativa aplicable diferencia entre dos intervalos: el intervalo H se compone de los datos de funcionamiento de la unidad durante los intervalos de calefacción, con la excepción de los primeros 10 min tras la finalización de un desescarche. El intervalo D consiste en datos recogidos durante cada ciclo de desescarche, considerado como situación transitoria, más los primeros 10 min del siguiente intervalo de calefacción. La evaluación de la conformidad respecto a las desviaciones de las variables medidas se realiza independientemente para cada intervalo.

Durante un ensayo en régimen transitorio, el periodo de adquisición de datos debe extenderse hasta que transcurran 3 h desde el inicio del mismo o hasta que la bomba de calor complete tres ciclos completos, lo que ocurra antes.

Es importante remarcar que un ciclo completo consiste en un periodo de calefacción junto con un periodo de desescarche, tomado como inicio y final del ciclo, el mismo punto con respecto a los demás ciclos.

### 2.5.1.2 Unidades salmuera-agua

Puesto que en unidades salmuera-agua no se contemplan situaciones transitorias de desescarche, el procedimiento de ensayo es más simple. Se considera que un ensayo se ha desarrollado en régimen estacionario cuando se han mantenido las variables medidas dentro de las tolerancias de la tabla 4 de la normativa EN 14511-3 sin realizar cambios en los valores de consigna del ensayo durante al menos 35 minutos.

## 2.5.2 Metodología de cálculo de prestaciones

La metodología aplicada en el cálculo de prestaciones de la bomba de calor para el fluido en un intercambiador de placas es similar para las unidades aire-agua y salmuera-agua. La potencia térmica se calcula de acuerdo con el método directo aplicado al intercambiador de calor de agua. Este cálculo se realiza en base al caudal másico del fluido caloportador multiplicado por su calor específico a la temperatura de trabajo y por la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del intercambiador, tal y como se puede observar en la ecuación (3):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad (3)$$

Donde:

$\dot{m}(kg/s)$  es el caudal másico del fluido caloportador.

$c_p \left( \frac{J}{kgK} \right)$  es el calor específico del fluido caloportador a presión constante.

$T_{salida}(K)$  y  $T_{entrada}(K)$  son las temperaturas de entrada y salida del intercambiador respectivamente.

En el caso concreto del cálculo de la capacidad calorífica de un ensayo transitorio de una plataforma aire-agua, las temperaturas de entrada y salida del fluido secundario al intercambiador se toman como el promedio del valor medido durante un ciclo completo de funcionamiento. Este detalle provoca que se tenga en cuenta una cierta penalización en el valor de potencia debida a la inversión de ciclo durante el periodo de desescarche. Del mismo modo, pero relacionado con el COP durante el ensayo, el valor calculado se corresponde con la eficiencia promedio a lo largo de un ciclo completo, ya que también se considera el consumo eléctrico promedio durante éste.

Una vez calculada la potencia térmica absorbida o cedida en los intercambiadores de placas, la normativa impone una corrección matemática tanto de las potencias térmicas desarrolladas en los intercambiadores de calor como de la potencia eléctrica total absorbida por el equipo.

La potencia calorífica debe corregirse para tener en cuenta el calor inyectado por la bomba de recirculación:

- 1) Si la bomba de recirculación es parte integrante del aparato, la potencia inyectada por la misma, que es excluida del cálculo de la potencia absorbida total, debe restarse también de la potencia calorífica.
- 2) Si la bomba de recirculación no es parte integrante del aparato, la potencia inyectada por la misma, que es incluida en el cálculo de la potencia absorbida útil debe añadirse también a la potencia calorífica.

La potencia frigorífica debe corregirse para tener en cuenta el calor inyectado por la bomba de recirculación:

- 1) Si la bomba de recirculación es parte integrante del aparato, la potencia inyectada por la misma, que es excluida del cálculo de la potencia absorbida total debe añadirse también a la potencia frigorífica.
- 2) Si la bomba de recirculación no es parte integrante del aparato, la potencia inyectada por la misma, que es incluida en el cálculo de la potencia absorbida útil debe restarse también de la potencia frigorífica.

Es necesario remarcar, que para todas las unidades caracterizadas en la presente tesis, la bomba de recirculación forma parte de la unidad de la bomba de calor. Por tanto, sólo una fracción de la potencia eléctrica absorbida por el motor de la bomba de recirculación ha de aplicarse en las correcciones anteriormente mencionadas. En concreto, dicha fracción corresponde a la caída de presión de la instalación exterior acoplada a la unidad, presente en la ecuación (4):

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{ext}}{\eta} \quad (4)$$

Donde:

$\dot{V}$  es el caudal volumétrico de fluido, expresado en metros cúbicos por segundo.

$\Delta p_e$  es la diferencia de presión estática externa medida, expresada en pascales, según se define en el apartado 2.52 de la norma EN 14511-1.

$\eta$  es la eficiencia de la bomba calculada según el anexo H de la norma EN 14511-3.

A su vez, la eficiencia de la bomba de recirculación también viene fijada por la normativa En 14511-2 en su anexo H. Dicha eficiencia corresponde a una bomba utilizada como modelo en el cálculo de la corrección cuya eficiencia está definida de acuerdo con la ecuación (5), que es la expresión utilizada para bombas con una potencia hidráulica menor de 500 W:

$$\eta = 0.0721 \cdot P_{hidráulica}^{0.3183} \quad (5)$$

Donde:

$P_{hidráulica}$  es la potencia hidráulica calculada mediante el producto del caudal volumétrico de fluido por la caída de presión estática externa medida, expresada en Vatios.

En consecuencia, la potencia eléctrica total absorbida por la bomba de calor, dado que, como se ha citado anteriormente, las bombas de recirculación son parte integrante de la bomba de calor en las unidades caracterizadas en esta tesis doctoral, se calcula como se muestra en la ecuación (6):

$$\dot{W}_{EN\ 14511} = \dot{W}_{bomba\ de\ calor} - \dot{W}_{b.\ fluidos\ sec.\ cond} - \dot{W}_{b.\ fluidos\ sec.\ evap} \quad (6)$$

Análogamente, las potencias caloríficas y frigoríficas medidas en los intercambiadores de calor, se corrigen de acuerdo con la ecuación (7) y la ecuación (8):

$$\dot{Q}_{Cal,EN\ 14511} = \dot{Q}_{Cal,bomba\ de\ calor} - \dot{W}_{b.\ fluidos\ sec.\ cond} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{Frig,EN\ 14511} = \dot{Q}_{Frig,bomba\ de\ calor} + \dot{W}_{b.\ fluidos\ sec.\ evap} \quad (8)$$

Con todo ello, el cálculo del COP consiste en efectuar el cociente entre la potencia térmica desarrollada y la potencia eléctrica consumida incluyendo las correcciones anteriormente mencionadas, de acuerdo con la ecuación (9):

$$COP_{EN\ 14511} = \frac{\dot{Q}_{EN\ 14511}}{\dot{W}_{EN\ 14511}} \quad (9)$$

## 2.6 Resultados experimentales y comparativa con R410A

El primer objetivo dentro de la campaña experimental es la de obtener una carga de refrigerante suficiente como para cumplir los requisitos de funcionamiento del sistema. Debido a la tipología de circuito frigorífico, que incluye un acumulador de succión, las condiciones de refrigerante a la entrada al compresor se encuentran fijadas cercanas a la saturación, lo que conlleva a un control del sistema por subenfriamiento a la salida del condensador ya que el control por temperatura de descarga no está implementado en la regulación de la unidad. Este control, regula el grado de subenfriamiento del refrigerante mediante la medida de la presión de condensación y la temperatura del refrigerante a la salida del condensador.

De este modo, la válvula de expansión regula la caída de presión en el sistema para ajustar el nivel de subenfriamiento y produce una redistribución de carga de refrigerante en el sistema debido a la cantidad de refrigerante líquido en el condensador para conseguir dicho objetivo de subenfriamiento, variando consecuentemente el nivel de líquido en el acumulador de succión. Dada esta dinámica del sistema, el nivel de carga mínimo para una condición estacionaria se define como aquella cantidad de refrigerante que permite alcanzar el nivel de subenfriamiento objetivo y a su vez obtener unas condiciones de saturación a la salida del acumulador de succión, lo que significa que existe un equilibrio líquido-gas cuyo nivel se encuentra por encima del orificio de retorno de aceite, es decir, el

depósito se encuentra a su nivel mínimo y un aporte extra de carga al sistema únicamente provocaría un incremento en el nivel de líquido del acumulador.

Una vez expuesta la dinámica del sistema durante el proceso de carga, la unidad caracterizada alcanza esta situación para todas las condiciones durante el funcionamiento estacionario con 675 gramos de R290, sin embargo, dado que la unidad es reversible, se ha incrementado la carga de refrigerante hasta 725 gramos para minimizar el acusado impacto del fenómeno transitorio de baja evaporación que tiene lugar durante el periodo de desescarche en condiciones A2(1)W30, y que provoca la parada de emergencia del sistema ante el riesgo de congelamiento del agua en el intercambiador de placas.

Durante la campaña experimental y según el criterio de capacidad fijado para las distintas pruebas a carga parcial del apartado 2.4, ha sido necesario modificar la velocidad del compresor para ajustarse al requisito de capacidad de R410A. La potencia calorífica desarrollada por la unidad con R290 de acuerdo a la estimación de velocidades de la Tabla 8 era significativamente inferior al objetivo marcado, lo que hace necesario un incremento de la velocidad del compresor para alcanzar un valor de capacidad similar a R410A. A pesar de este incremento, la capacidad objetivo no ha podido ser alcanzada en las pruebas con mayor factor de carga parcial, donde la velocidad del compresor ha limitado hasta su valor máximo (120 rps).

La Tabla 9 presenta los resultados más relevantes extraídos de las pruebas de caracterización de la unidad como el COP, la potencia calorífica, las temperaturas de condensación y evaporación y la temperatura de descarga. En la campaña experimental realizada con R290, los resultados obtenidos están asociados a la incertidumbre de medida de la instrumentación y el equipo de adquisición de datos utilizado para poder efectuar la comparativa con los resultados de R410A de funcionamiento original, los cuales han sido proporcionados por el fabricante de la bomba de calor y carecen de datos de error de medida asociados. A partir de estos datos, es reseñable destacar que mientras que la temperatura de condensación (temperatura de saturación a la presión de descarga) es similar para ambos refrigerantes, la temperatura de evaporación (temperatura de saturación a la presión de succión) es considerablemente menor con R290 que con el fluido frigorígeno de origen. Por tanto, los resultados presentes en la Tabla 9 indican que uno de los factores causantes de esta disminución de la capacidad y eficiencia desarrollada con R290 es la baja temperatura de evaporación a la entrada del compresor:

Tabla 9. Comparativa de prestaciones entre R410A y R290

	COP		Capacidad [kW]		Temperatura de descarga [°C]		Temp. de condensación [°C]		Temp. de evaporación [°C]	
	R290	R410A	R290	R410A	R290	R410A	R290	R410A	R290	R410A
<b>Campaña ErP LT35</b>										
A-7(-8)W34	2.3 ±0.05	2.76	6.23 ±0.13	6.8	50.8 ±1.2	64.4	35.9 ±2	36.4	-22.9 ±2	-17.5
A-10(-11)W35	2.25 ±0.05	2.53	6.35 ±0.13	6.1	51.7 ±1.2	68.7	36.5 ±2	37.4	-24.7 ±2.1	-19.8
A2(1)W30	3.71 ±0.13	4.3	4.23 ±0.13	4.4	34.9 ±1.2	42.7	32.2 ±2.2	32.6	-7.6 ±1.3	-4.7
A7(6)W27	5.25 ±0.31	6.17	2.87 ±0.12	2.7	32.9 ±1.2	39.6	31.1 ±2.2	34	0 ±1.1	1.2
A12(11)W24	7.48 ±0.45	8.61	3.5 ±0.13	3.3	31.2 ±1.2	30.1	29.4 ±2.3	28.4	5.3 ±1	5.3
<b>Campaña ErP HT55</b>										
A-7(-8)W52	1.8 ±0.04	2	6.07 ±0.13	5.8	72.3 ±1.2	89.7	53.1 ±1.5	53.6	-19 ±1.8	-15.2
A-10(-11)W55 (*)	-	1.85	-	5.6	-	97.7	-	56.8	-	-16.6
A2(1)W42	2.9 ±0.11	3.09	3.72 ±0.13	3.8	48.2 ±1.2	62.7	43.1 ±1.8	43.3	-6 ±1.3	-3.3
A7(6)W36	4.09 ±0.24	4.2	2.71 ±0.13	2.5	42 ±1.2	47.1	39.1 ±1.9	38.6	1.2 ±1.1	1.5
A12(11)W30	5.84 ±0.32	5.1	3.32 ±0.13	2.9	37.4 ±1.2	37.6	35 ±2.1	33.5	5.4 ±1	5.6
<b>Condiciones genéricas de evaluación</b>										
A7(6)W30-35	4.38 ±0.16	4.58	3.2 ±0.08	5.7	37.8 ±1.2	44.9	35.9 ±2	38.4	-0.3 ±1.1	0.1
A2(1)W35	3.39 ±0.13	3.7	3.9 ±0.13	4.5	40.4 ±1.2	50.1	36.9 ±2	38.3	-6.2 ±1.3	-4.4

(\*) Test no realizados debido a limitaciones de potencia del inverter

El Gráfico 7 muestra la comparativa de COP entre los datos proporcionados por VAILLANT GROUP con R410A y los resultados obtenidos tras el reemplazo del refrigerante con R290. De acuerdo a los datos experimentales, el COP de la bomba de calor para R290 presenta una reducción de entre 2%-17% a lo largo de todas las condiciones de funcionamiento provocada por una reducción de capacidad debido a la menor temperatura de evaporación frente a R410A en las mismas condiciones:

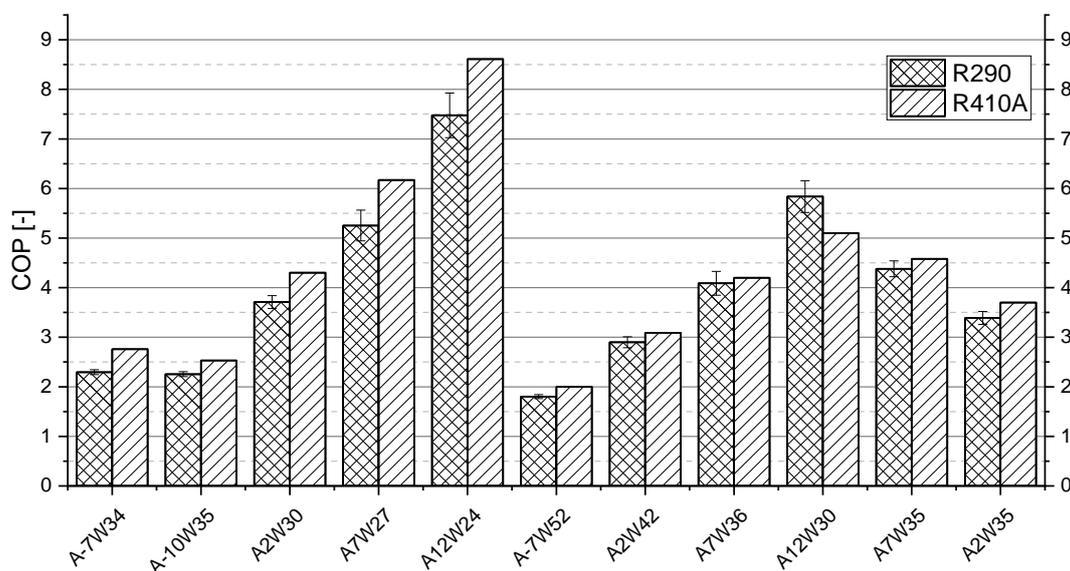


Gráfico 7. Comparativa de COP entre R410A y R290

De acuerdo con el procedimiento de cálculo descrito en la normativa EN 14825 y según lo establecido en la directiva 811/3, los datos de eficiencia con R410A de la bomba de calor permiten obtener una eficiencia estacional de 177.9% para clima medio, equivalente a un etiquetado A+++. Esto marca la referencia de eficiencia de la bomba de calor y permite comparar de manera equitativa las prestaciones entre unidades de calefacción a lo largo de distintas condiciones de trabajo conjuntas, emulando el comportamiento global del sistema a lo largo de un perfil climático concreto. Con R290, los menores índices de eficiencia obtenidos tienen como consecuencia en una reducción de 25.5 puntos en la eficiencia estacional de la bomba de calor, esto es, de un 152.4%. Esa reducción, consecuentemente, conlleva la bajada de categoría en el etiquetado energético a A++ para un nivel de calefacción de baja temperatura. Esto fija el punto de partida con R290 en una distancia considerable con respecto al R410A, y es causada principalmente por una menor eficiencia en las condiciones de A2(1)W30, donde el número de desescarches es mayor debido a una menor temperatura de evaporación con R290.

En relación a la eficiencia conseguida para un nivel de calefacción de alta temperatura (55°C), el descenso de la eficiencia es menor que en el caso anterior. El funcionamiento de la unidad con R290 permite alcanzar una eficiencia estacional de 118.4%, frente al 124.6% de R410A, ambos casos para clima medio. Con estos resultados, el etiquetado energético para este nivel de temperatura, es similar para ambos refrigerantes, y equivalente a A++. Cabe destacar que los datos para R290 en condiciones de A-10(-11)W55 han sido obtenidos mediante la aplicación de la tendencia observada con R410A, debido a la imposibilidad de obtención de los datos de manera experimental a causa de limitaciones de potencia del driver.

El Gráfico 8 y el Gráfico 9 muestran la comparativa de temperaturas de condensación y evaporación del compresor respectivamente:

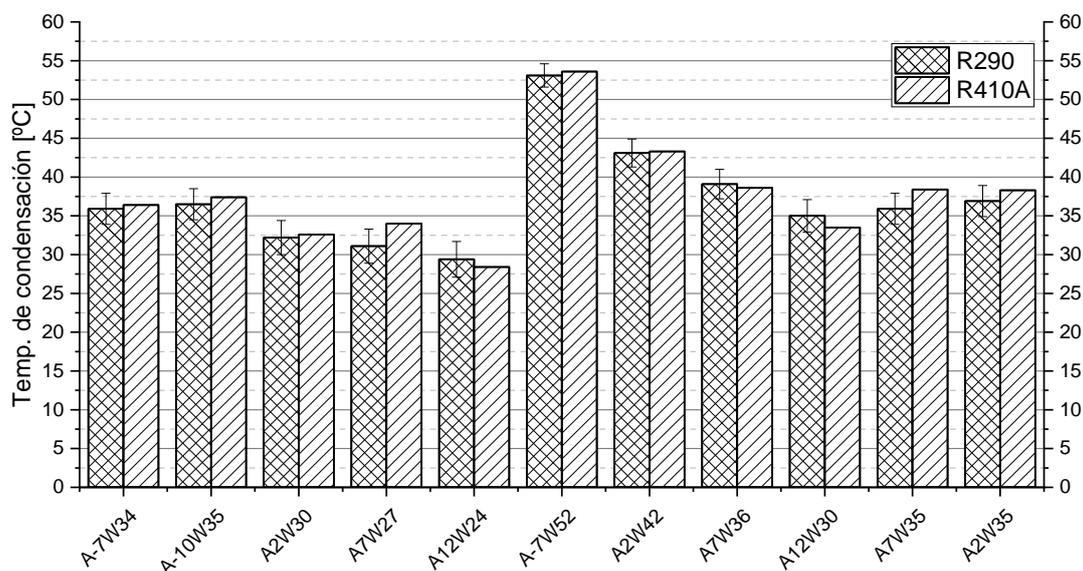


Gráfico 8. Comparativa de la temperatura de condensación entre R410A y R290

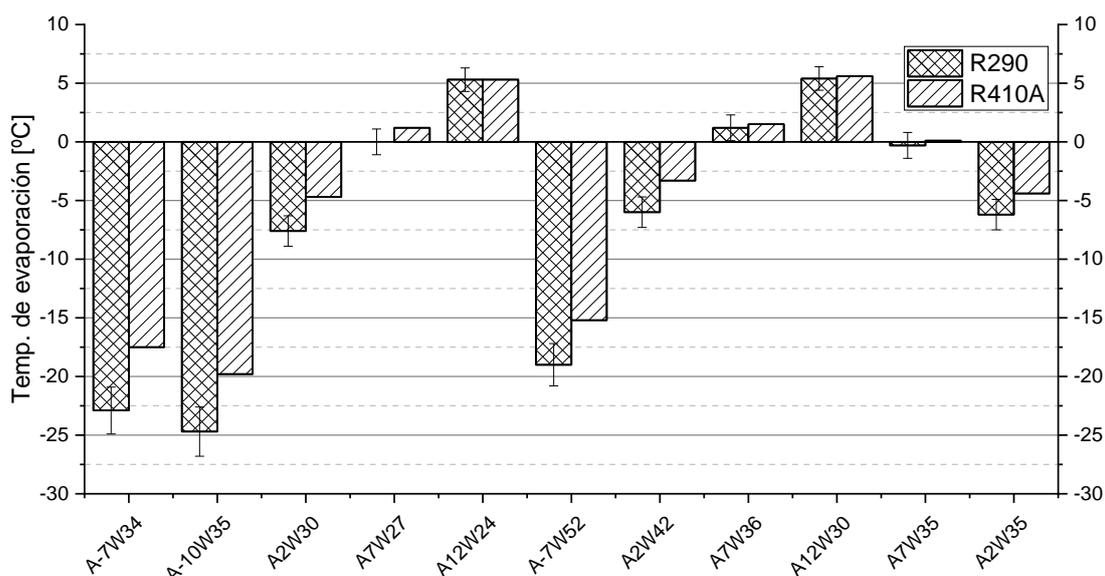


Gráfico 9. Comparativa de la temperatura de evaporación entre R410A y R290

Es evidente que las temperaturas de condensación son muy similares para ambos refrigerantes, y que por tanto, el comportamiento del intercambiador de placas con R290 no presenta diferencias significativas en su funcionamiento con respecto a R410A. Sin embargo, en el lado de baja presión existe una reducción de la temperatura de evaporación con R290, lo que reduce la potencia desarrollada por la bomba de calor debido al aumento de la relación de compresión y pendiente negativa la curva de rendimiento volumétrico del compresor. Esta reducción es mayor entre ambos refrigerantes cuanto mayor es la capacidad desarrollada y por tanto, las hipótesis barajadas incluyen varios fenómenos distintos:

- Aumento en la caída de presión con R290: Se observa que la diferencia de temperaturas entre ambos refrigerantes aumenta con el flujo másico desplazado, lo que puede indicar una necesidad de redimensionamiento de las tuberías para propano.
- Dimensionamiento incorrecto del intercambiador de tubos y aletas para R290: Esta diferencia de temperaturas puede ser debida a que el intercambiador de aire está diseñado para R410A y, por tanto, su funcionamiento con R290 presente una reducción de prestaciones. En este caso, es necesario un rediseño del componente para optimizar su funcionamiento para R290.
- Mala distribución de refrigerante en el intercambiador: En cuyo caso, se estaría desviando más flujo másico de refrigerante por un determinado circuito en el intercambiador, produciéndose una diferencia de capacidades de intercambio para los diferentes circuitos y por consiguiente una reducción de la temperatura de evaporación.

Para obtener un análisis en detalle del fenómeno que produce la reducción de la temperatura de evaporación en R290, se ha construido un modelo de IMST-ART [72] de acuerdo con los datos experimentales obtenidos. IMST-ART es una herramienta de simulación de ciclos de compresión de vapor que permite diseñar, optimizar y analizar el funcionamiento de sistemas frigoríficos. Esta herramienta de simulación, permite configurar los distintos componentes del circuito de refrigerante independientemente mediante sus características geométricas (intercambiadores de calor) o curvas de funcionamiento (compresor). Para la resolución de los intercambiadores de calor, IMST-ART discretiza los circuitos de refrigerante y fluido secundario para calcular en cada una de las celdas los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión, mediante correlaciones empíricas y a través de las propiedades termofísicas de ambos fluidos. Para alcanzar una solución global del sistema, IMST-ART emplea una metodología de cálculo denominada SEWTLE [73], que utiliza la temperatura de la pared que separa ambos fluidos térmicos como nexos.

En primer lugar, con el objetivo de establecer un modelo de referencia del comportamiento experimental de la unidad, se ha configurado la geometría de los componentes anteriormente descritos en el apartado 2.1 y se han incluido las curvas del compresor de acuerdo con los datos de funcionamiento por velocidades del fabricante. A partir de estos modelos de simulación, se han obtenido las prestaciones de la bomba de calor asumiendo una distribución perfecta de refrigerante en los intercambiadores y sin considerar las caídas de presión en las tuberías.

Tras esto, se ha simulado el modelo de la bomba de calor para cada condición de funcionamiento de la campaña de caracterización, ajustando el parámetro de la velocidad del compresor al valor experimental aplicado en cada ensayo y modificando los parámetros de ajuste de los coeficientes de transmisión de calor del intercambiador de tubos y aletas (evaporador en modo calefacción), hasta obtener una temperatura de salida del intercambiador similar a la medida mediante termopar en la misma posición, de acuerdo con la Figura 5, lo que como resultado final ofrece la capacidad obtenida experimentalmente.

Es necesario remarcar, además, que debido a la tipología de circuito frigorífico, las condiciones de salida del refrigerante en el evaporador corresponden con un estado bifásico

debido a la condición de saturación impuesta por el acumulador de succión y por consiguiente, la temperatura medida a la salida del intercambiador se corresponde con la temperatura de cambio de fase del refrigerante durante la evaporación.

Como resultado del ajuste de estos modelos con los resultados experimentales, el flujo másico de refrigerante por el circuito es la variable principal a tener en cuenta para realizar la evaluación del intercambiador de aire, ya que impone la temperatura de evaporación del refrigerante en función de la propia capacidad de intercambio del componente. Finalmente, para estudiar la diferencia en prestaciones entre el funcionamiento real del intercambiador y los resultados del modelo con R290, se han eliminado los factores de ajuste de los coeficientes de intercambio de calor, manteniendo el resto de condiciones de contorno el intercambiador sin variación.

De esta manera, el Gráfico 10 muestra la comparativa de temperaturas de evaporación para evaluar la diferencia de prestaciones entre el funcionamiento real y asumiendo una distribución de refrigerante perfecta con R290. En éste, es posible observar que esta diferencia llega a ser de hasta de hasta 3 K:

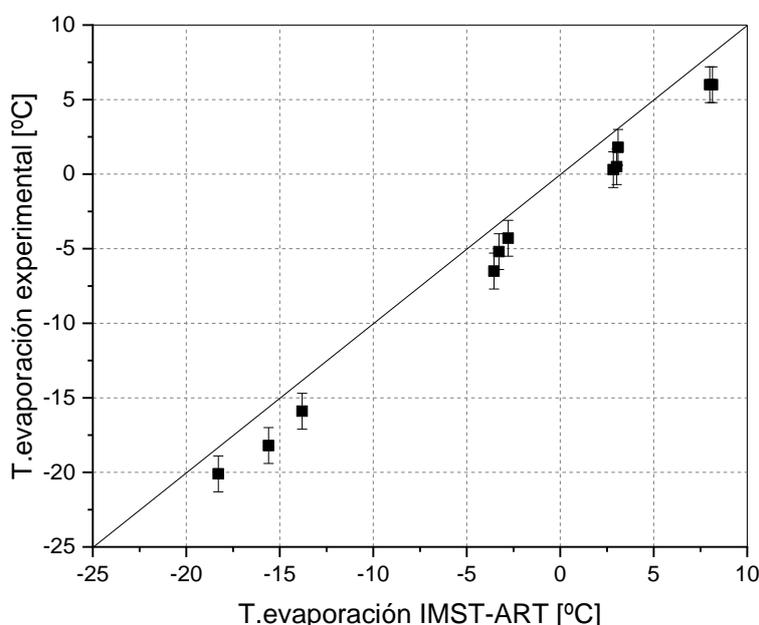


Gráfico 10. Comparativa de temperaturas de evaporación experimentales frente al modelo de IMST-ART

A pesar del fenómeno de baja evaporación presente en el comportamiento del intercambiador de tubos y aletas para R290, es importante destacar que aún existe una diferencia significativa entre esta temperatura y la temperatura de evaporación. Esta diferencia, presente en el Gráfico 11, puede ser debida a la caída de presión en el tramo comprendido entre la salida del intercambiador de tubos y aletas y la succión del compresor, donde además de las tuberías por donde circula el refrigerante, se pueden encontrar la válvula de cuatro vías y el acumulador de succión.

Esta caída de presión, no obstante, queda fuera de la etapa de optimización planteada en el alcance de la presente tesis debido a que en el diseño de las tuberías también se incluyen requisitos de vibraciones que podrían afectar a la resistencia mecánica del circuito de refrigerante y que habría que validar de manera conjunta con la caída de presión del refrigerante.

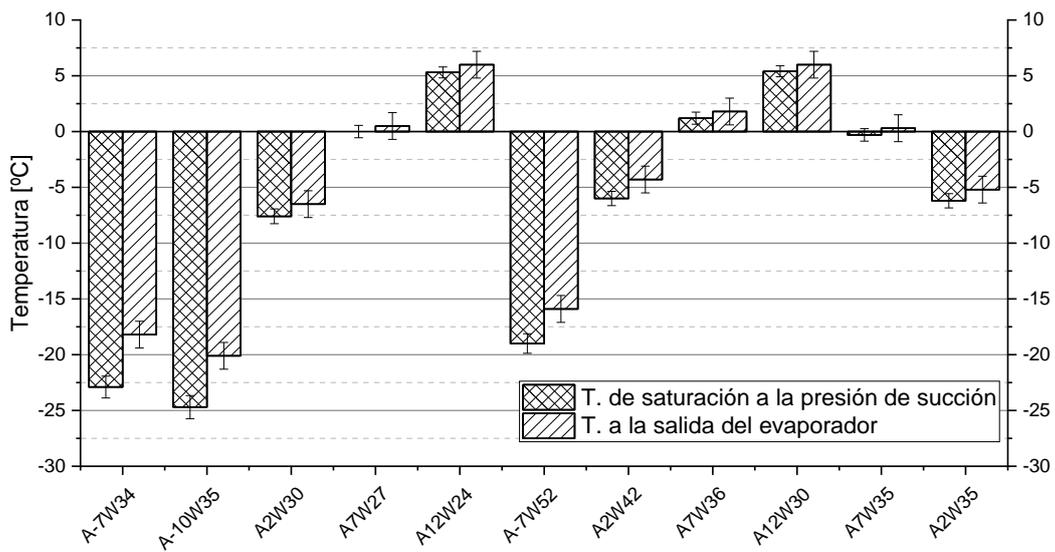


Gráfico 11. Comparativa entre temperatura de evaporación del compresor y la temperatura a la salida del evaporador para R290

Por último, el Gráfico 12 muestra la comparativa de temperaturas en la tubería de descarga del compresor. Debido a las propiedades termodinámicas de ambos refrigerantes, las temperaturas de descarga para R410A son mayores que para R290 en unas mismas condiciones de trabajo a pesar del fenómeno de baja evaporación con R290.

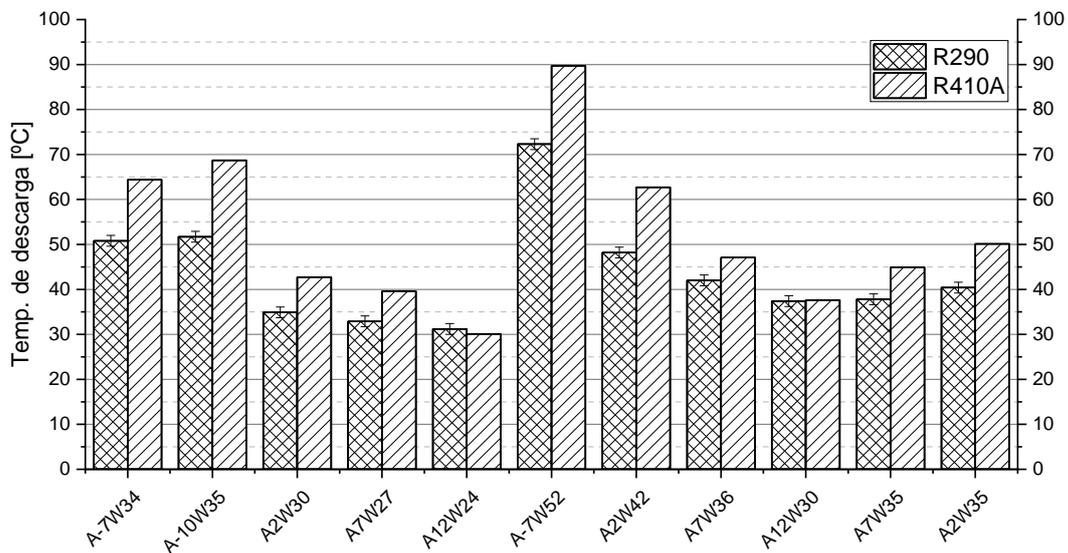


Gráfico 12. Comparativa de la temperatura de descarga entre R410A y R290

## 2.7 Conclusión

Tras haber realizado el reemplazo directo del refrigerante de origen con R290, los resultados obtenidos han permitido analizar las diferencias en prestaciones entre ambos refrigerantes tras un reemplazo directo del refrigerante original por R290 y han permitido establecer el punto de partida para el desarrollo de una nueva plataforma con este nuevo refrigerante. Como cabía esperar, dado que la unidad y sus componentes han sido

optimizados para R410A, el funcionamiento del sistema en su conjunto con R290 muestra unos menores índices de eficiencia a lo largo de un amplio rango de trabajo, lo cual ha permitido identificar qué puntos de mejora acometer en la optimización del sistema al R290 con el objetivo de alcanzar unas prestaciones al menos similares a la bomba de calor con su refrigerante de origen.

Dentro del marco regulatorio aplicable, el etiquetado energético de la bomba de calor con R290 para un nivel de calefacción a baja temperatura (35°C) se encuentra en un nivel por debajo al obtenido con R410A. En el caso de reemplazo directo del R410A con R290 sin efectuar un rediseño del sistema y sus componentes, los peores resultados de prestaciones obtenidos permiten concluir que la eficiencia de la bomba de calor se traduce en un etiquetado energético de A++. En cambio, para un ámbito de calefacción de alta temperatura (55°C), el descenso de la eficiencia con R290 no provoca la reducción del etiquetado energético desde A++, y por tanto en un cómputo global, sería aceptable considerar que las prestaciones del sistema son similares con ambos refrigerantes.

El detalle de los datos experimentales, sí que permite observar diferencias de funcionamiento significativas de la unidad entre ambos refrigerantes. Como se ha comentado anteriormente, de acuerdo con los resultados obtenidos a lo largo de las distintas condiciones de carga parcial, el COP de la bomba de calor con R290 presenta una reducción de entre 2%-17% frente a los datos con R410A, lo que conlleva un descenso en el valor del cálculo de la eficiencia estacional para baja temperatura de calefacción de 25.5 puntos. Alineada con esta tendencia, pero en mejor medida, el descenso de la eficiencia estacional para alta temperatura de calefacción es de 6.2 puntos con R290 frente al R410A.

En relación a las principales variables de funcionamiento analizadas, la diferencia entre la temperatura del fluido y la temperatura de condensación en el intercambiador de placas se sitúa en valores similares con ambos refrigerantes, lo que indica el correcto dimensionamiento del componente. Adicionalmente, sí que es destacable la diferencia entre las temperaturas de descarga del compresor de ambos refrigerantes para una misma temperatura de impulsión de agua, llegando a haber una diferencia hasta 17.4 K entre R290 y R410A. Esto es debido a la diferencia que existe en las propiedades termofísicas de ambos fluidos frigorígenos, y amplía el horizonte de producción de agua caliente para calefacción con R290, permitiendo alcanzar un nivel más alto de temperatura con una misma temperatura de descarga del compresor.

No obstante, sí que se han encontrado diferencias en las temperaturas de evaporación entre ambos refrigerantes, lo que ha motivado la diferencia de resultados anteriormente comentada. De acuerdo con los datos obtenidos, el sistema presenta una temperatura de evaporación anormalmente baja R290, alcanzando valores de hasta 5.4 K menores que con R410A, reduciendo la eficiencia del sistema en los órdenes mencionados. Atendiendo a este efecto, parte de la causa del mismo parece ser provocado por la pérdida de carga en la tubería de succión de la unidad, haciendo necesaria una especial revisión del dimensionamiento de este tramo del circuito durante la etapa de industrialización de la unidad.

# Evaluación y análisis de diferentes tipologías de circuito frigorífico para R290

---

Tras el análisis de prestaciones como consecuencia del reemplazo directo del R410A con R290 en la bomba de calor cedida por VAILLANT GROUP, el siguiente objetivo consiste en realizar una evaluación de diferentes tipologías de circuito frigorífico para analizar el potencial de cada una de ellas y las prestaciones que ofrece cada configuración. Tras esto, y de acuerdo con los requisitos funcionales impuestos por VAILLANT GROUP, se decidirán las tres tipologías que mejor reúnan las características para satisfacerlos y de esta manera, realizar la selección de la tipología candidata de circuito frigorígeno para la próxima generación de bombas de calor de VAILLANT GROUP con R290.

Esta evaluación de tipologías se va a realizar mediante la metodología del punto de aproximación, que se aleja significativamente de los procedimientos de análisis tradicionales que se pueden encontrar en la bibliografía científica. La aplicación de esta metodología de cálculo se debe a su adaptación al ámbito de funcionamiento para el que se va a implementar la bomba de calor: Calefacción doméstica a baja y alta temperatura.

### 3.1 Estado del arte

En la literatura disponible, originalmente el planteamiento del punto de aproximación se puede encontrar en la industria química para desarrollar sistemas térmicos que reducen la demanda de energía frente a los sistemas tradicionales, lo que permite reducir el número de unidades de intercambio de energía en el proceso [74] [75]. El planteamiento del punto de aproximación se aplica a un sistema térmico en el que intervienen varios flujos de energía, permitiendo obtener un diseño de unidades de intercambio que minimicen la energía requerida para completar el proceso químico y a su vez, maximicen la recuperación de energía dentro del mismo [76].

Sin embargo, el uso de la metodología del punto de aproximación no se encuentra de manera extendida en el sector de la refrigeración y bombas de calor. El primer trabajo disponible estudia teóricamente el fenómeno del punto de aproximación en mezclas zeotrópicas, que permite obtener la máxima y la mínima diferencia de temperaturas entre dos corrientes durante el proceso de transferencia de calor. De acuerdo con el contenido que se expone, el fenómeno del mínimo punto de aproximación dependerá de la relación del cambio de entalpía con respecto a la temperatura entre las regiones de cambio de fase y las regiones de sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante. El análisis llevado a cabo en este trabajo permite predecir la ocurrencia del punto de aproximación sin calcular la distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador y concluye que para que pueda

existir una coincidencia entre el deslizamiento de la mezcla zeotrópica y el fluido secundario, la única posibilidad es que la entalpía del refrigerante varíe linealmente con su temperatura cuando la variación de ésta a lo largo del intercambiador, coincida con la del fluido secundario [77]. Este trabajo se complementa con otro artículo del mismo autor que estudia la influencia del efecto de la concentración del fluido más volátil en una mezcla binaria en la ocurrencia del punto de aproximación [78].

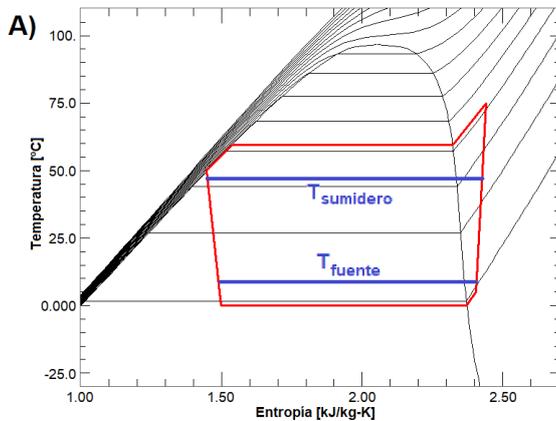
De manera experimental, Li Zhao se apoya en el estudio realizado por Venkatarathnam y verifica su teoría con una bomba de calor de alta temperatura que funciona con una mezcla de propano y butano (R290/R600) [79]. En él, se estudia el efecto que tiene la variación del flujo másico del fluido secundario en la ocurrencia de la máxima y mínima diferencia de temperaturas tanto para el condensador como para el evaporador respectivamente. Debido a la variación del calor específico del CO<sub>2</sub>, Yun-Guang Chen analiza en un artículo de 2016 el comportamiento de un enfriador de gas aplicando el concepto del punto de aproximación. Este artículo evalúa la influencia de la relación entre el caudal másico de agua y el refrigerante en la ocurrencia del punto de aproximación en el intercambiador [80]. Además, también se estudia el efecto que produce la variación de la presión del refrigerante para distintas proporciones de flujos másicos de agua y refrigerante, demostrando para ambos casos que para una baja relación entre el caudal másico de agua y el de refrigerante, el punto de aproximación se produce al inicio del intercambiador, mientras que conforme se aumenta esta proporción, este punto se desplaza hasta la mitad del mismo hasta alcanzar un cierto valor crítico que provoca que el punto de aproximación se produzca en el extremo del intercambiador. Finalmente, este trabajo también evalúa el impacto que tiene la variación del área de transferencia de calor en el punto de aproximación, concluyendo que existe una influencia significativa al menos que ya se esté produciendo una aproximación baja en el intercambiador.

En relación a la evaluación de la eficiencia para distintos refrigerantes, Miquel Pitarch evaluó en 2017 el subenfriamiento óptimo utilizando el enfoque del punto de aproximación. Este estudio incluye a distintos refrigerantes como CO<sub>2</sub> (ciclo transcrito), R290, R134a, R1234yf y R32, y se muestran las diferencias existentes al considerar un área de transferencia de calor infinita y finita en el condensador [81]. La principal conclusión de este trabajo consiste en establecer bajo qué condiciones se obtiene el COP máximo, es decir, cuando se producen dos puntos mínimos de aproximación dentro del intercambiador, en la salida del condensador y en el punto de rocío del refrigerante.

## 3.2 Metodología del punto de aproximación

Clásicamente, el planteamiento termodinámico de un ciclo de compresión de vapor comienza fundamentalmente al imponer las temperaturas de los focos de energía que van a caracterizar las condiciones de funcionamiento del ciclo, que además se asumen como constantes, es decir, la temperatura de éstos permanecen imperturbables a lo largo del intercambio de calor, lo que es equivalente a considerar unos focos de capacidad infinita. De acuerdo con estas singularidades, las temperaturas de cambio de fase del fluido refrigerante se plantean con una cierta diferencia con respecto a la máxima o mínima temperatura de los focos, distinguiendo entre los procesos de condensación y evaporación respectivamente. Sin embargo, en una aplicación real de calefacción doméstica, los estándares actuales de caracterización de bombas de calor desarrollados a partir de las directivas de ecodiseño que se mencionan en la introducción de la presente tesis imponen una diferencia de

temperaturas en el fluido caloportador simulando una demanda de calefacción y consecuentemente, el planteamiento de un foco de capacidad infinita no se ajusta al planteamiento impuesto por la normativa actual, ya que ese foco de calor sensible cambia de temperatura.

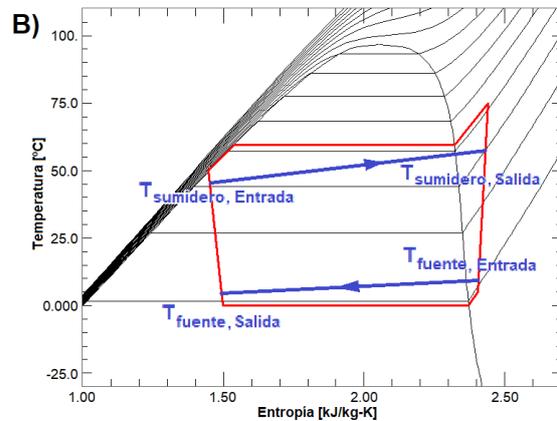


**Datos de entrada**

- Temperaturas de fuente y sumidero de calor
- Diferencia de temperaturas entre foco y refrigerante
- Capacidad objetivo
- Subenfriamiento, sobrecalentamiento y refrigerante
- Rendimientos del compresor

**Datos de salida**

- Cilindrada del compresor
- COP del ciclo



**Datos de entrada**

- Temperaturas de fuente y sumidero de calor
- Temperatura de entrada y salida del fluido secundario
- Diferencia de temperaturas entre foco y refrigerante
- Capacidad objetivo
- Subenfriamiento, sobrecalentamiento y refrigerante
- Rendimientos del compresor

**Datos de salida**

- Cilindrada del compresor
- COP del ciclo

Figura 7. Planteamiento de un ciclo de compresión de vapor considerando: a) Focos de capacidad infinita. b) Planteamiento del punto de aproximación

La Figura 7 muestra la comparativa entre ambos planteamientos. El planteamiento de un foco de capacidad infinita implica unas temperaturas de foco constantes, o de manera análoga, que el flujo másico del fluido secundario es infinito. En este caso, la diferencia de temperaturas entre el foco y la temperatura de cambio de fase de un refrigerante puro es constante a lo largo del intercambiador de calor.

Análogamente, la Figura 7 muestra el planteamiento del punto de aproximación, el cual se ajusta a los requisitos presentes en la norma EN 14825, que considera una diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de los fluidos secundarios, simulando la demanda del edificio y por tanto, un foco de capacidad finita.

En relación al intercambio de energía que se produce entre el fluido frigorígeno y el fluido caloportador, en la situación particular en la que durante el fenómeno de intercambio de calor alguno de los fluidos cambie de fase, el concepto del calor específico no es aplicable debido a que, durante el cambio de fase, la temperatura de dicho fluido se mantiene constante, y por tanto, la variación del calor con respecto a la temperatura (calor específico) resulta matemáticamente infinita.

Esto conduce a que el análisis del intercambiador de calor mediante el método de la LMTD o  $\epsilon$ -NTU no sea directamente aplicable para situaciones de cambio de fase, ya que éstos asumen que las propiedades termofísicas y el coeficiente de convección de los fluidos

permanecen invariantes a lo largo del intercambiador, y por tanto, provocan desviaciones importantes para flujo bifásico [80].

En cambio, el análisis del proceso de intercambio de calor mediante planteamiento del punto de aproximación permite obtener una mejor aproximación del proceso frente al análisis mediante la metodología de la LMTD o  $\epsilon$ -NTU. Esta metodología está basada en la obtención de las temperaturas de ambos fluidos para cada potencia intercambiada a lo largo del intercambiador. Es necesario destacar que este planteamiento permite conocer el perfil de temperaturas de ambos fluidos con respecto a la potencia intercambiada y no frente al área de intercambio, es decir, no permite conocer la posición geométrica a la que se dan estas temperaturas en el intercambiador.

De acuerdo con lo explicado, la metodología del punto de aproximación permite plantear distintas situaciones para diferentes condiciones de funcionamiento. El Gráfico 13.A muestra tres planteamientos diferentes durante el proceso de producción de agua de calefacción mediante la condensación de un refrigerante a flujo contra-corriente, donde es posible identificar dos regiones donde se producen los puntos de aproximación. Respecto del flujo refrigerante, el primero de ellos se encuentra al final del enfriamiento sensible del gas sobrecalentado y es identificado como punto de aproximación interno, ya que se produce en algún punto intermedio del intercambiador. El segundo ellos, se encuentra localizado al final del intercambiador, en la zona de subenfriamiento del refrigerante y entrada del fluido caloportador.

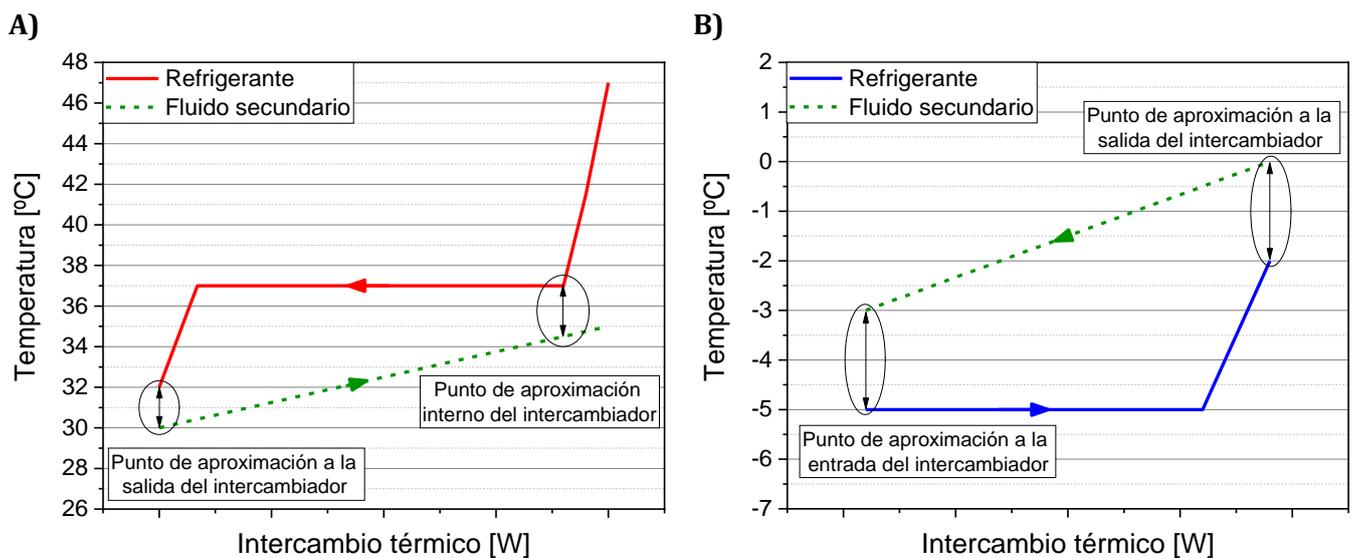


Gráfico 13. Definición de los puntos de aproximación a flujo contra-corriente. A) Durante la condensación del refrigerante y el calentamiento del fluido secundario. B) Durante la evaporación del refrigerante y enfriamiento del fluido secundario

Análogamente, la metodología del punto de aproximación también puede aplicarse para el intercambio de calor durante la evaporación de refrigerante (Gráfico 13.B). Para ese caso, la situación resulta más simple debido a que los puntos de aproximación entre el refrigerante y el fluido secundario se encuentran al inicio y final del intercambiador de calor. La razón de esto es que el refrigerante entra al intercambiador como flujo bifásico tras su paso por la válvula de expansión, limitando la temperatura de evaporación hasta la temperatura de salida fluido secundario.

Una vez identificados los puntos de aproximación, es imprescindible indicar que no todas las combinaciones de subenfriamiento a la salida del condensador y temperatura de

condensación del refrigerante son posibles para una diferencia de temperaturas en el fluido caloportador, ya que es posible encontrar situaciones a lo largo del intercambio de calor en las que exista un cruce de temperaturas, es decir, en las que la temperatura del fluido caliente esté por debajo del fluido frío, las cuales no cumplen con la segunda ley de la termodinámica y por tanto no son válidas.

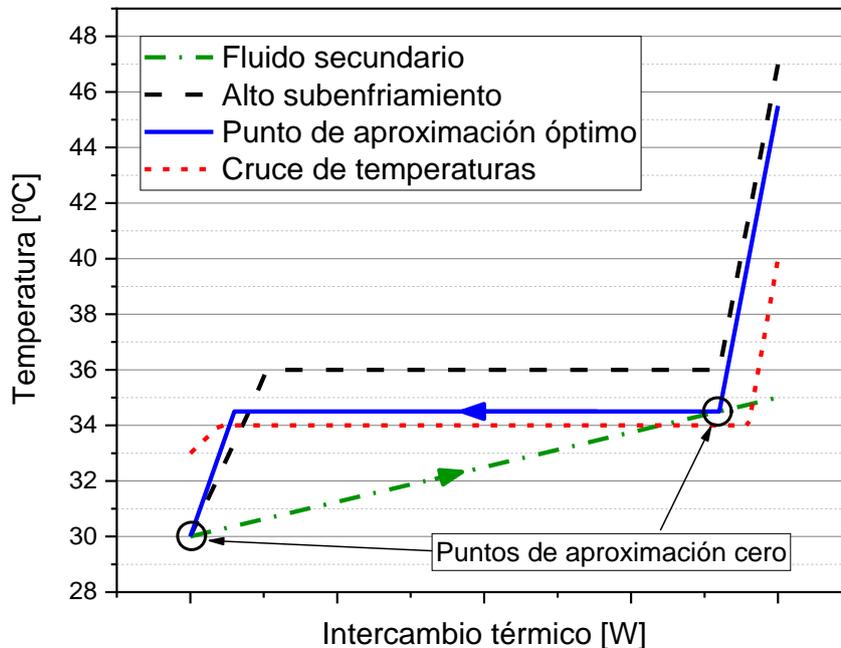


Gráfico 14. Diferentes puntos de aproximación durante el intercambio de calor en un condensador a contra-corriente

En el Gráfico 14 se pueden apreciar tres procesos diferentes de condensación de un refrigerante puro y consecuentemente, el calentamiento del fluido secundario. La serie *Fluido secundario* muestra el incremento de temperatura del fluido secundario desde 30 °C a 35 °C (aplicación de calefacción a baja temperatura de acuerdo con la normativa EN 14825), mientras que el resto de series representadas muestran el proceso de condensación del refrigerante puro durante el intercambio de calor con flujo a contra-corriente. No obstante, y como se ha comentado antes, existe la posibilidad de plantear una situación mediante la metodología del punto de aproximación en la que el intercambio de calor no cumpla la segunda ley de la termodinámica, como es el caso representado por la serie *Cruce de temperaturas*, donde se puede observar que la temperatura del fluido caliente (refrigerante) es menor que la temperatura del fluido secundario en la zona del punto de aproximación interno del intercambiador.

Por contra, las series *Alto subenfriamiento* y *Punto de aproximación óptimo* sí que muestran situaciones que cumplen la segunda ley de la termodinámica, en detalle, para una situación de alto subenfriamiento donde la temperatura de condensación se incrementa debido a la limitación del punto de aproximación al final del intercambiador y para la situación óptima de subenfriamiento descrita por Miquel Pitarch para ciclos subcríticos [81].

De este modo, para poder establecer las bases de la aplicación de la metodología del punto de aproximación, es necesario tener en cuenta ciertos requisitos:

- El análisis se basa en la variación de temperaturas para ambos fluidos frente al calor intercambiado y no frente a la posición geométrica a lo largo del intercambiador.
- Para un cierto calor de intercambio, la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el fluido secundario debe ser siempre mayor o igual que cero para el proceso de condensación de refrigerante y menor o igual que cero en el proceso de evaporación del mismo.
- El análisis del punto de aproximación se realiza a través de la resolución de balances energéticos a lo largo del intercambiador con flujo a contracorriente.
- Se ha asumido que no existe caída de presión a lo largo de los intercambiadores.

En el caso concreto que ocupa el desarrollo de esta tesis, la evaluación de tipologías se lleva a cabo en las condiciones nominales de calefacción para baja y alta temperatura para una plataforma salmuera-agua, de acuerdo con la normativa EN 14511-2, donde la metodología del punto de aproximación permite estudiar la aproximación de temperaturas para ambos fluidos caloportadores. Además, también se van a incluir condiciones de extremo de funcionamiento para estudiar qué limitaciones presentan todas las opciones estudiadas.

Los flujos de entrada de datos al planteamiento teórico del punto de aproximación que considera unos focos de capacidad finita son los siguientes:

- Temperatura de los focos de calor: por ejemplo, la temperatura del agua de calefacción, del aire o el terreno.
- Temperaturas de entrada y salida de los fluidos secundarios, simulando la demanda térmica del edificio, de acuerdo con los estándares normativos actuales.
- Diferencia de temperaturas entre la temperatura de cambio de fase del refrigerante y el fluido secundario: si el área del intercambiador de calor es finita, es necesario suponer una diferencia de temperaturas entre ambas magnitudes cuyo valor estará relacionado con la conductancia del intercambiador.
- Capacidad objetivo: relacionada con el desplazamiento del compresor para cada refrigerante.
- Subenfriamiento, sobrecalentamiento y refrigerante: variables necesarias para definir el ciclo de compresión de vapor.
- Rendimientos de funcionamiento del compresor y pérdidas de calor del mismo.

A partir de estos, la aplicación de la metodología del punto de aproximación en un escenario de agua de calefacción, permite obtener el COP correspondiente a una cierta aproximación entre las corrientes de ambos fluidos para cualquier configuración de circuito frigorífico y cualquier refrigerante, y obtener de esta manera, un resultado que permita comparar el potencial de eficiencia entre las tipologías elegidas.

### 3.3 Definición de tipologías de circuito refrigerante

Un ciclo simple de compresión de vapor se compone de cuatro elementos básicos presentes en cualquier tipología: unidad de compresión, dos intercambiadores de calor para permitir el intercambio de energía entre el refrigerante y la fuente y sumidero de calor y un dispositivo que provoque una caída de presión brusca en el fluido frigorígeno entre el lado de alta presión y baja presión, donde se produce la cesión y absorción de calor por parte del mismo respectivamente. Sin embargo, mediante el uso de diferentes componentes a lo largo del circuito frigorífico es posible llegar a diseñar diferentes configuraciones de circuito de refrigerante e imponer condiciones de contorno que afecten al comportamiento del ciclo frigorífico. Un ejemplo de ello son los intercambiadores líquido-succión y los acumuladores de refrigerante, cuya inclusión en el circuito supone considerar unas condiciones de funcionamiento concretas en función de su localización en el circuito de refrigeración.

Además, el uso de los distintos componentes mostrados en la Figura 8, no sólo tienen efecto en las condiciones de funcionamiento del ciclo, sino que también pueden restringir el tipo de estrategia de control que se aplica en la válvula de expansión.

Consecuentemente, es importante destacar que en aquellas tipologías que poseen un recalentador, se ha diferenciado entre aquellas que controlan el sobrecalentamiento a la salida del evaporador y a la entrada del compresor, indicando con una "B" en aquellas que el control está aplicado justo en la entrada del compresor.

El motivo de esta diferenciación tiene su origen en el plano experimental. Mientras que si el control se aplica justo después del evaporador se puede tener un control activo sobre la evaporación mediante la regulación del sobrecalentamiento, si el control se aplica a la salida del recalentador, se puede dar el caso en el que, para altos valores de sobrecalentamiento,

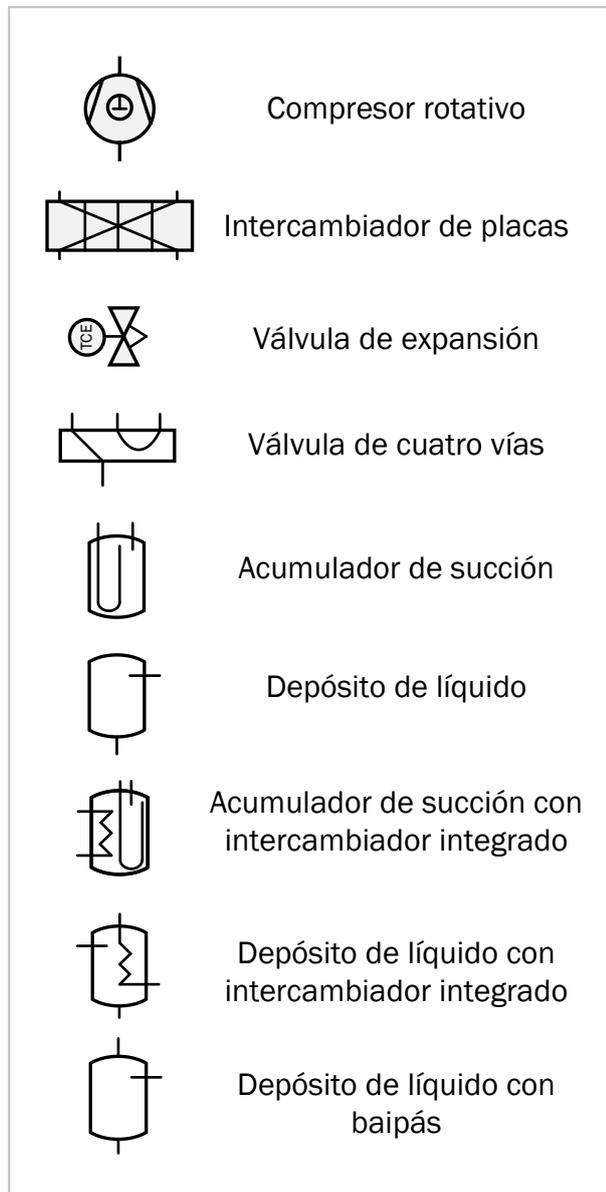


Figura 8. Definición de símbolos de componentes frigoríficos

parte del sobrecalentamiento demandado se genere en el evaporador y reduzca la temperatura de evaporación. En este último caso, se perdería control activo de la evaporación, que podría ver afectada por la capacidad de intercambio del recalentador.

De esta manera, la Figura 8 muestra todos los elementos que se han utilizado para la formación de 9 tipologías de circuito de refrigerante distintas que se van a evaluar mediante el principio del punto de aproximación para estudiar qué características poseen y cuál es el potencial de eficiencia que pueden desarrollar.

La Figura 9 muestra el circuito refrigerante para la tipología 1. Esta configuración de circuito frigorífico es la configuración original de la bomba de calor de R410A estudiada en el capítulo anterior. En detalle, la tipología 1 se caracteriza por tener un acumulador en la línea de succión, lo que idealmente impone unas condiciones de saturación en la succión del compresor durante un funcionamiento estacionario. Otra función destacable de este elemento es la regulación de carga de refrigerante que permite almacenar toda la que no es demandada por el sistema, es decir, otra de las funciones de este componente consiste en almacenar un exceso de carga en situaciones donde ésta sea menor que la total del sistema. De este modo, el nivel del depósito variará en función de la demanda de refrigerante del circuito frigorífico, estando con un nivel mínimo de líquido en las condiciones de máxima demanda y lleno de líquido en las condiciones donde el sistema requiera la menor cantidad de carga.

Puesto que este componente impone unas condiciones de entrada al compresor de gas saturado, el dispositivo de expansión controla el subenfriamiento a la salida del condensador, variando el valor de éste para regular el sistema. Por último, otra función pasiva de este elemento es la de ofrecer una protección ante golpes de líquido ya que, independientemente del modo de funcionamiento (refrigeración o calefacción) siempre se encuentra en la parte de baja presión antes del compresor.

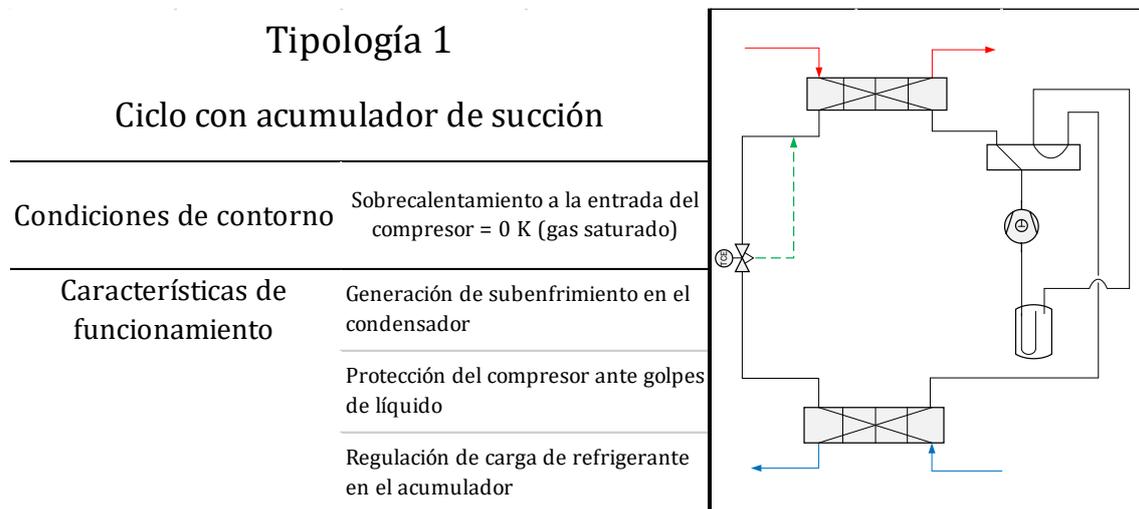


Figura 9. Ciclo con acumulador de succión

La tipología 2, presente en la Figura 10, se caracteriza por tener un acumulador de succión con un serpentín interior cuya función consiste en intercambiar energía entre el refrigerante líquido proveniente del condensador y el refrigerante almacenado en el acumulador. Como consecuencia de este intercambio de calor, se produce un subenfriamiento extra en la línea de líquido y una reducción las entalpías de entrada y salida del evaporador en cada condición de trabajo. De la misma manera que en la tipología 1, este elemento impone idealmente que las condiciones de entrada al compresor se encuentran

en la saturación de vapor y también realizar la función de protección ante golpes de líquido durante fenómenos transitorios de funcionamiento.

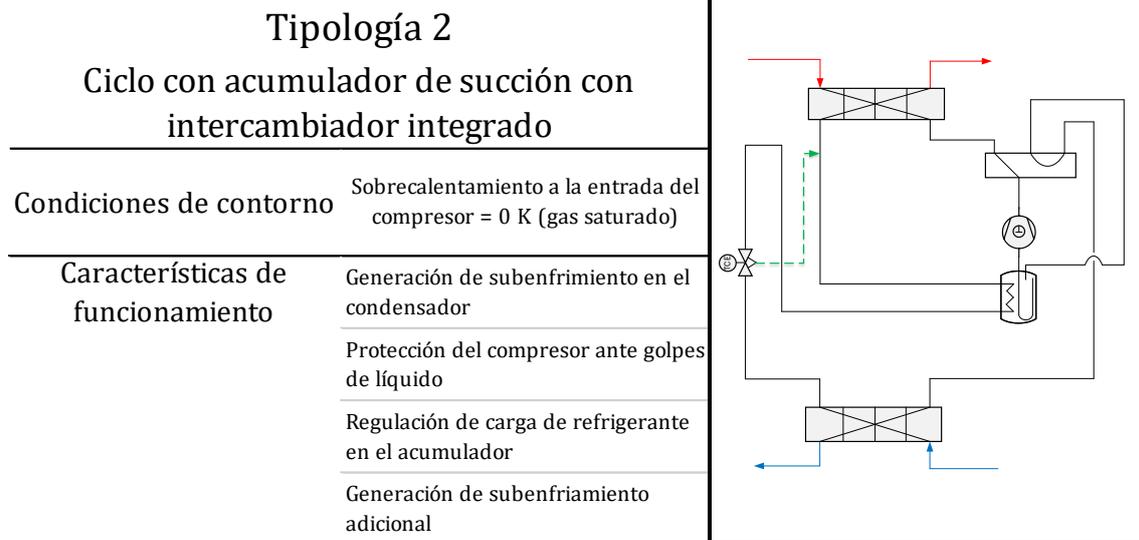


Figura 10. Ciclo con acumulador de succión con intercambiador integrado

La Figura 11 se corresponde con la tipología 3, la cual incluye un depósito de líquido a la salida del condensador e impone unas condiciones ideales a la salida del condensador de líquido saturado, es decir, no es posible generar un subenfriamiento en el condensador mientras que el acumulador disponga de volumen de almacenamiento. Al contrario que en las tipologías 1 y 2, el compresor no se encuentra protegido ante golpes de líquido por el acumulador de succión, sino por el control del dispositivo de expansión que controla el sobrecalentamiento del refrigerante a la entrada del mismo.

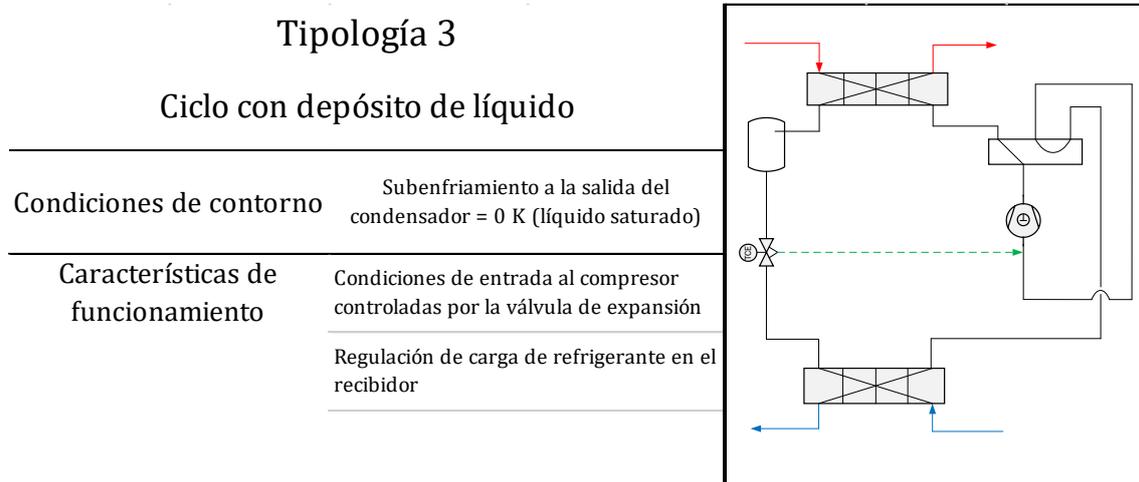


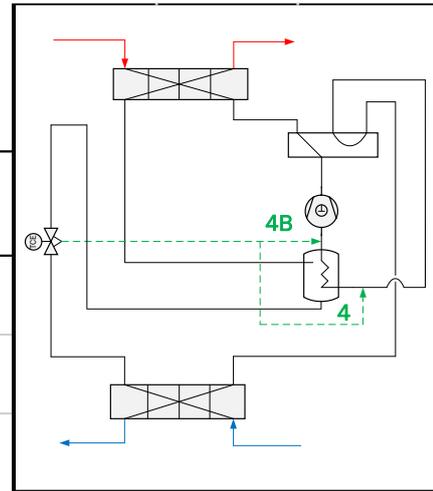
Figura 11. Ciclo con depósito de líquido

La Figura 12 muestra la tipología 4, la cual tiene un depósito de líquido con un serpentín que incrementa el sobrecalentamiento a la entrada del compresor a cambio de reducir la capacidad intercambiada en el intercambiador de placas que actúa como condensador (ver Figura 14). De similar a la tipología 3, en este caso la regulación de la válvula de expansión se realiza mediante el control del sobrecalentamiento del sistema.

## Tipología 4-4B

### Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado

Condiciones de contorno	Subenfriamiento a la salida del condensador = 0 K (líquido saturado)
Características de funcionamiento	Condiciones de entrada al compresor controladas por la válvula de expansión
	Regulación de carga de refrigerante en el recibidor
	Generación de sobrecalentamiento adicional



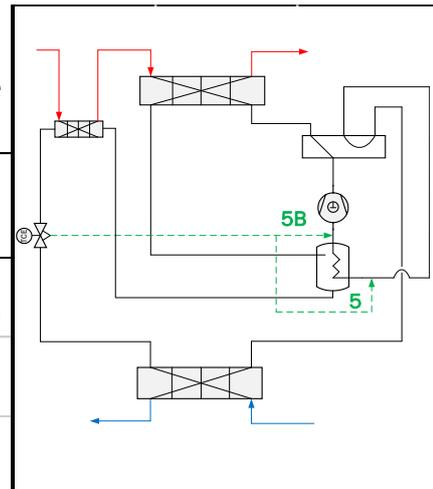
*Figura 12. Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado*

La configuración de la tipología 5 se presenta en la Figura 13. Esta tipología tiene una configuración similar a la tipología 4 pero incluye un intercambiador de calor adicional que funciona como subenfriador de la línea de líquido. El refrigerante, tras su paso por el depósito de líquido, entra a este intercambiador en condiciones de líquido saturado e incrementa la capacidad calorífica a través del precalentamiento del fluido de trabajo.

## Tipología 5-5B

### Ciclo con subenfriador después del depósito de líquido con intercambiador integrado

Condiciones de contorno	Subenfriamiento a la salida del condensador = 0 K (líquido saturado)
Características de funcionamiento	Condiciones de entrada al compresor controladas por la válvula de expansión
	Generación de subenfriamiento en el condensador
	Generación de subenfriamiento útil adicional en el subenfriador



*Figura 13. Ciclo con subenfriador después del depósito de líquido con intercambiador integrado*

El depósito de líquido con el serpentín a modo de sobrecalentador, permite obtener un mayor sobrecalentamiento del refrigerante a la entrada del compresor sin reducir para ello la temperatura de evaporación. El planteamiento termodinámico de este componente y su efecto en el ciclo de compresión de vapor, puede observarse en la Figura 14 y la Figura 15, de esta manera, la capacidad calorífica total se divide en dos partes, la que se cede al fluido caloportador en el condensador y la necesaria para generar el sobrecalentamiento a la entrada del compresor. De esta manera, conforme se incrementa el intercambio de calor en el componente, también se reduce la capacidad cedida al fluido secundario en el condensador.

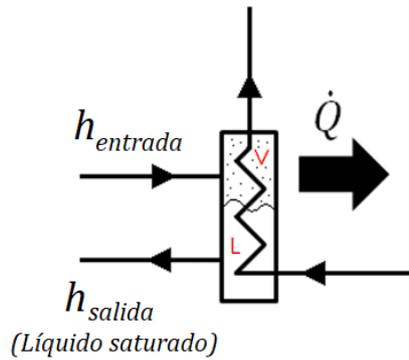


Figura 14. Planteamiento del depósito de líquido con intercambiador interior

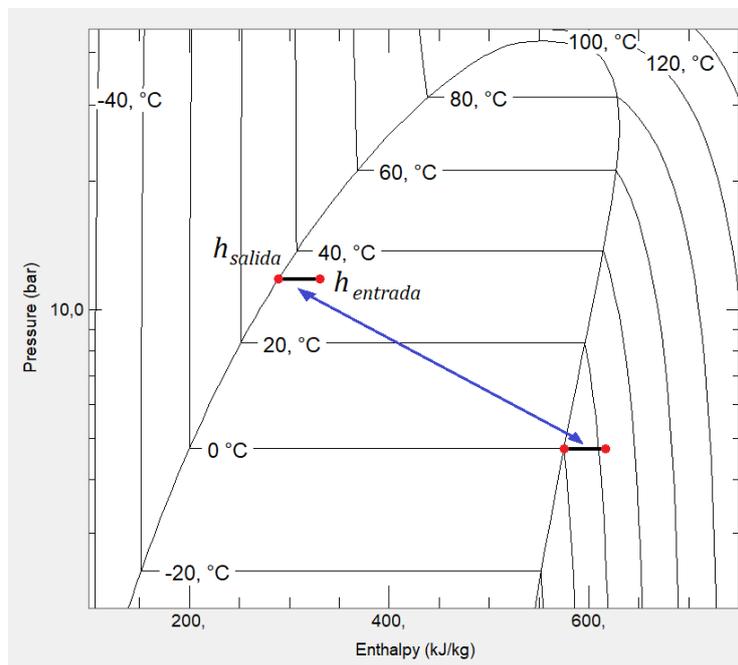


Figura 15. Efecto del depósito de líquido con intercambiador interior en el diagrama P-h

Las tipologías 6 y 7 se muestran en la Figura 16 y la Figura 17 respectivamente. Estas tipologías, poseen un intercambiador de placas líquido-succión que permite obtener subenfriamiento y sobrecalentamiento extra en el ciclo. La diferencia entre las tipologías 6 y 7 es el depósito de líquido después del condensador que incorpora la tipología 7, lo que restringe la generación de subenfriamiento en el condensador, pero permite la regulación de carga de refrigerante en el sistema. La tipología 6, por tanto, no dispone de la posibilidad de regulación de carga en un acumulador, lo que significa que esta variación de carga tendrá lugar experimentalmente en la zona de subenfriamiento del condensador.

### Tipología 6-6B

#### Ciclo con intercambiador de placas líquido-succión

Condiciones de contorno	-
Características de funcionamiento	Condiciones de entrada al compresor controladas por la válvula de expansión
	Regulación de carga de refrigerante en el acumulador
	Generación de subenfriamiento útil adicional en el subenfriador
	Generación de subenfriamiento y sobrecalentamiento adicional

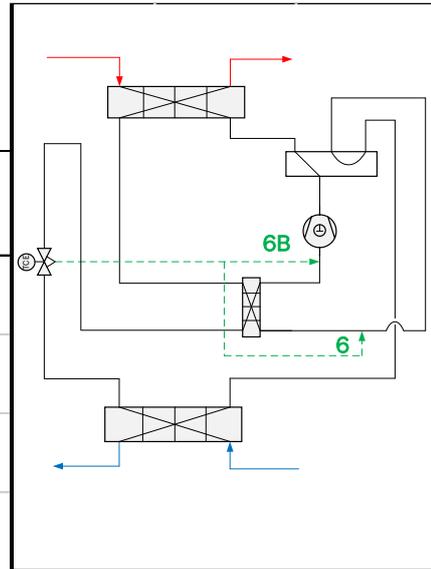


Figura 16. Ciclo con intercambiador de placas líquido-succión

### Tipología 7-7B

#### Ciclo con depósito de líquido e intercambiador de placas líquido-succión

Condiciones de contorno	Subenfriamiento a la salida del condensador = 0 K (líquido saturado)
Características de funcionamiento	Condiciones de entrada al compresor controladas por la válvula de expansión
	Regulación de carga de refrigerante en el acumulador
	Generación de subenfriamiento útil adicional en el subenfriador
	Generación de subenfriamiento y sobrecalentamiento adicional

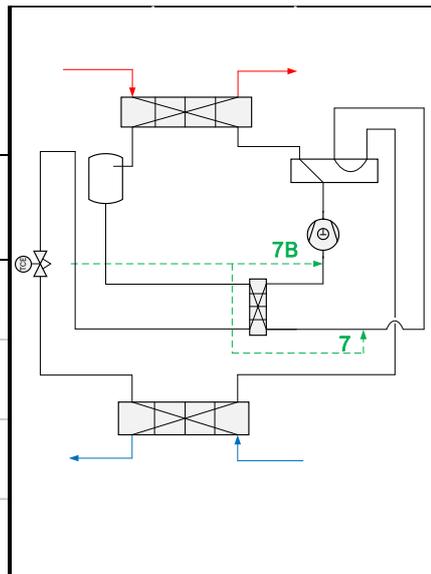


Figura 17. Ciclo con depósito de líquido e intercambiador de placas líquido-succión

La Figura 18 presenta la configuración de circuito de refrigerante para la tipología 8. Esta tipología es similar a la tipología 4 pero incluye un segundo dispositivo de expansión adicional que permite generar subenfriamiento en el condensador en cada condición de trabajo. Esta expansión en dos etapas, hace posible el intercambio de calor en el depósito de refrigerante a presión intermedia, sin reducir la capacidad calorífica en el condensador (tipologías 4 y 5).

## Tipología 8-8B

### Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia

Condiciones de contorno -

Características de funcionamiento

- Generación de subenfriamiento en el condensador
- Condiciones de entrada al compresor controladas por la válvula de expansión
- Regulación de carga de refrigerante en el acumulador
- Generación de sobrecalentamiento adicional

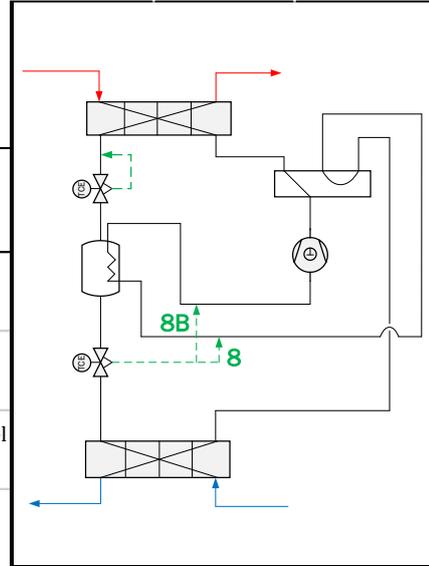


Figura 18. Ciclo con depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia

Como se ha comentado anteriormente, el depósito de líquido con intercambiador se mantiene entre la presión de condensación y la presión de evaporación, de esta manera, la caída de presión total desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación se reparte entre ambos dispositivos de expansión. La Figura 19 muestra la presión intermedia del depósito de líquido donde se produce el intercambio de calor con la línea de succión. La energía disponible para generar sobrecalentamiento en el intercambiador del acumulador se corresponde con la diferencia de entalpías entre las condiciones de salida de la primera expansión y la línea de saturación de líquido a la presión del acumulador.

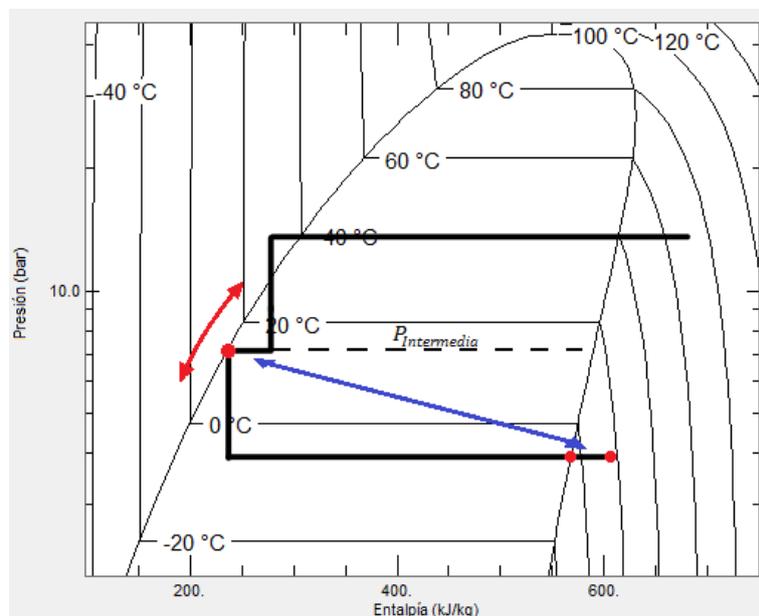


Figura 19. Efecto del depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia en el diagrama P-h

Las condiciones de entrada del refrigerante al segundo dispositivo de expansión se han considerado como líquido saturado (punto rojo en la Figura 19), de esta manera ese punto del ciclo se mueve a lo largo de la línea de saturación en el diagrama presión-entalpía dependiendo de la presión intermedia del depósito.

Finalmente, la Figura 20 presenta la configuración de circuito refrigerante para la tipología 9. Esta configuración posee una novedad con respecto a las anteriores que consiste en que se mejora la distribución de refrigerante en el evaporador, ya que la distribución se lleva a cabo introduciendo líquido saturado al intercambiador a través del acumulador marcado en rojo en la Figura 20. Además, para guardar el nivel de acumulación de refrigerante en el componente, el refrigerante en estado vapor se conduce hasta la succión del compresor y se mezcla con el refrigerante que viene del evaporador.

La válvula de paso del refrigerante en estado gas (EEV 2 en la Figura 20) no tiene como objetivo de control ninguna temperatura del circuito, sino que controla que la caída de presión por esa línea sea igual a la caída de presión en el evaporador con el objetivo de mantener el nivel de líquido en el acumulador.

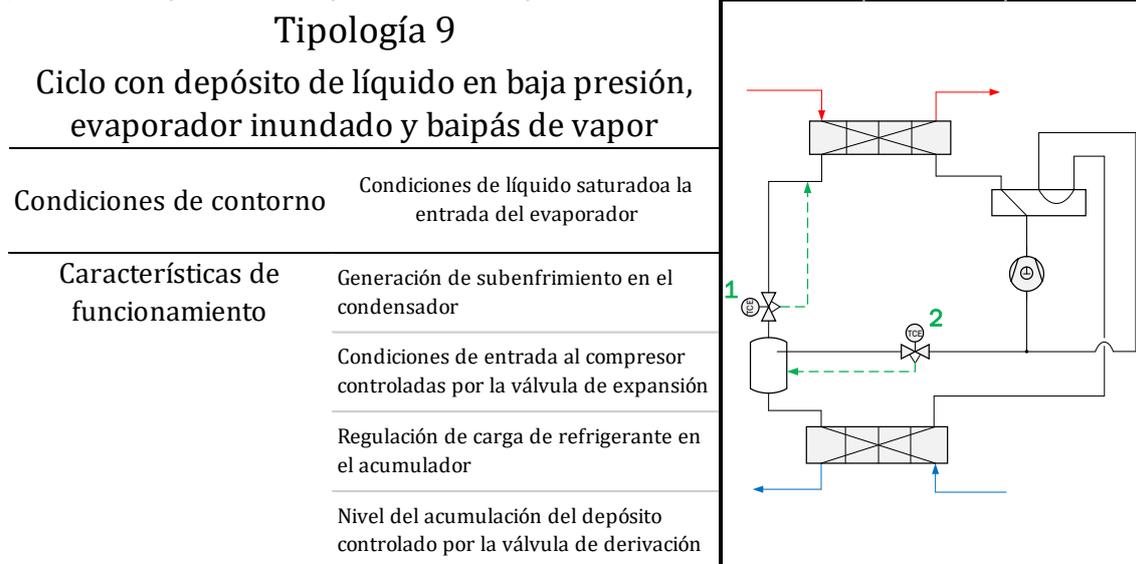


Figura 20. Ciclo con depósito de líquido en baja presión, evaporador inundado y derivación de vapor

El funcionamiento del acumulador con el baipás se muestra en la Figura 21. En esta tipología, la EEV 1 controla el subenfriamiento a la salida del condensador, mientras que la EEV 2 asegura que el nivel de líquido se mantiene en el acumulador. Debido a la derivación del acumulador, el flujo másico de refrigerante en la derivación no es el flujo másico total del sistema, sino que se ha considerado como la parte proporcional correspondiente al título de vapor del refrigerante después de la EEV 1.

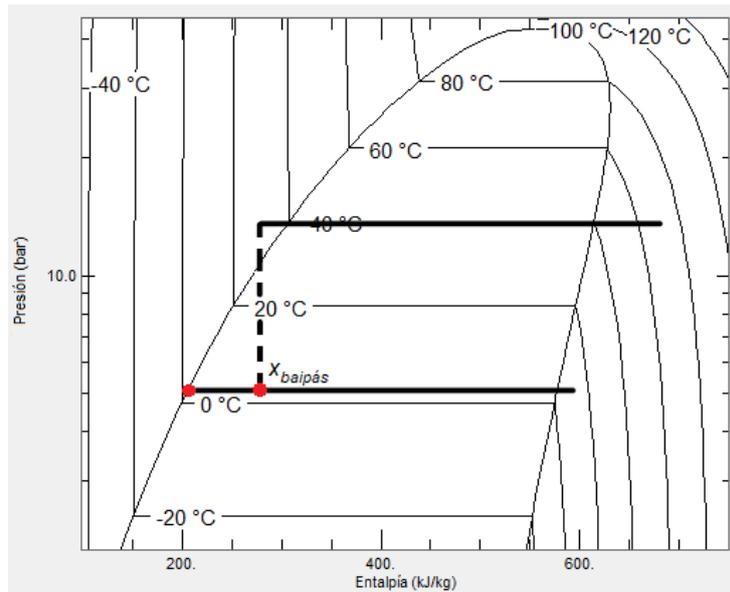


Figura 21. Efecto del depósito de líquido en baja presión, evaporador inundado y derivación de vapor en el diagrama P-h

### 3.4 Resultados de la evaluación de tipologías mediante la metodología del punto de aproximación

Este capítulo contiene los resultados de la evaluación de tipologías de tras la aplicación de la metodología del punto de aproximación a los planteamientos presentados en el subcapítulo 3.3. Las dos variables relevantes para evaluarlos son el coeficiente de operación (COP), calculado como se muestra en el subcapítulo 3.4.1, y la temperatura de descarga del compresor, que está relacionada con el límite de funcionamiento del compresor.

#### 3.4.1 Condiciones de contorno empleadas en el cálculo teórico de prestaciones mediante la metodología del punto de aproximación

Para completar el problema de cálculo teórico que supone la aplicación de la metodología del punto de aproximación es necesario fijar las condiciones de contorno y supuestos bajo las cuales se va a desarrollar el mismo y que se mantendrán constantes a lo largo de la aplicación en las diferentes tipologías:

- Áreas de intercambio de calor infinitas en ambos intercambiadores del sistema.
- Condiciones nominales de funcionamiento para baja y alta temperatura para una plataforma salmuera-agua de acuerdo con la normativa EN 14511-2. Condición de extremo de sobre de funcionamiento A0(-1)W75.
- Eficiencia del compresor: 65%
- Eficiencia volumétrica: 90%
- Pérdidas de calor del compresor: 0 W

Para estas condiciones de evaluación, es relevante destacar la diferencia de temperaturas considerada en el fluido secundario. En el caso de baja y alta temperatura de calefacción, las diferencias obedecen a los saltos típicos de funcionamiento en instalaciones convencionales, siendo de cinco y ocho grados de temperatura respectivamente. Por su parte, para la condición de extremo de funcionamiento, se ha considerado una diferencia de temperatura de cinco grados, similar a la de la aplicación a baja temperatura.

Además, también se van a fijar la cilindrada del compresor ( $V$ ) en  $30.6 \text{ cm}^3$  y la velocidad del compresor ( $n_s$ ) en 60 revoluciones por segundo. Estas últimas variables únicamente se establecen para completar el cálculo y no intervendrán en el resultado de COP, sino únicamente en el resultado de capacidad calorífica desarrollada.

La evaluación de tipología se va a desarrollar sobre una plataforma salmuera-agua debido a la facilidad de ensayo y control de la bomba de calor, no obstante, el prototipo de bomba de calor que se desarrollará posteriormente para caracterizar el comportamiento experimental de las tipologías elegidas, podrá adoptar la configuración de plataforma salmuera-agua o aire-agua mediante un juego de válvulas que permitirá cambiar entre el intercambiador de salmuera y el de aire.

Como se ha mencionado anteriormente, la variable que va a permitir valorar el potencial de eficiencia de cada tipología es el coeficiente de operación. El cálculo del COP implica en un primer paso, el cálculo del flujo másico de refrigerante mediante la fórmula del rendimiento volumétrico del compresor (10):

$$\eta_{\text{volumétrico}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\rho_{\text{comp,entr}} \cdot V \cdot n_s} \quad (10)$$

Donde:

$\dot{m}_{\text{ref}}$  es el caudal másico de refrigerante, expresado en kilogramos por segundo.

$\rho_{\text{comp,entr}}$  es la densidad del refrigerante a la entrada del compresor, expresada en kilogramos por metro cúbico.

Juntamente con el flujo másico de refrigerante, el consumo eléctrico del compresor es la otra variable relacionada directamente con el cálculo del COP, hallada a través de la fórmula de la eficiencia del compresor (11):

$$\eta_{\text{compresor}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot (\Delta h_{\text{isen}})}{\dot{E}_{\text{compresor}}} \quad (11)$$

Donde:

$\Delta h_{\text{isen}}$  es la diferencia de entalpía isoentrópica entre la descarga y la succión, expresado en kilojulios por kilogramo.

$\dot{E}_{\text{compresor}}$  es la potencia eléctrica absorbida por el compresor, expresada en kilovatios.

Finalmente, en relación con el cálculo concreto del COP para cada tipología que permita establecer una evaluación comparativa para concluir cuál es la que posee el potencial de eficiencia más alto, éste calcula mediante la capacidad calorífica y el consumo eléctrico del compresor (12):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{calorífica}}}{\dot{E}_{\text{comp}}} \quad (12)$$

### 3.4.2 Resumen de resultados para baja temperatura

Como se muestra en la Tabla 10, la tipología 6 presenta los resultados más altos de COP de entre todas las tipologías propuestas. En esta tipología, el control de la válvula de expansión está aplicado entre la salida del evaporador y la entrada al intercambiador de placas líquido succión. De esta manera, se fija el sobrecalentamiento a la salida del evaporador que permita obtener la máxima temperatura de evaporación y el resto del sobrecalentamiento se genera en el intercambiador líquido succión. El motivo de este resultado de COP es el alto sobrecalentamiento del refrigerante en la succión del compresor, que además de provocar un incremento en la temperatura de descarga, también incrementa el calor sensible cedido al fluido caloportador en el condensador. Este fenómeno no solo incrementa la capacidad calorífica del ciclo, sino que permite realizar la condensación del refrigerante a una menor temperatura.

Tabla 10. Resultados teóricos para las condiciones nominales de baja temperatura de calefacción

	COP	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación[°C]	Temperatura de descarga [°C]
Tipología 1	4.968	34.52	-3	50.9
Tipología 2	4.968	34.52	-3	50.9
Tipología 3	4.815	34.42	-3	53.9
Tipología 4	4.815	34.42	-3	53.9
Tipología 4B	4.815	34.42	-3	53.9
Tipología 5	4.980	34.44	-3	53.9
Tipología 5B	4.980	34.44	-3	53.9
Tipología 6	5.124	33.79	-3	83.8
Tipología 6B	4.980	34.44	-3	53.9
Tipología 7	5.027	33.69	-3	87.4
Tipología 7B	4.815	34.42	-3	53.9
Tipología 8	5.062	34.02	-3	72.1
Tipología 8B	4.980	34.44	-3	53.9
Tipología 9	4.977	34.45	-3	53.2

Las tipologías 6, 7 y 8 poseen los datos de COP más elevados debido al sobrecalentamiento a la entrada del compresor que incrementa la capacidad calorífica, mientras que las tipologías 3, 4, 4B y 7B obtienen los resultados más bajos debido a la imposibilidad de generar subenfriamiento a la salida del condensador a causa del depósito de líquido que incluyen en el circuito frigorífico.

Los resultados presentes para cada tipología están calculados hasta obtener el máximo COP en cada caso. Para ello, el intercambio de calor en los distintos elementos adicionales del sistema como intercambiadores de placas líquido-succión o acumuladores con intercambiador interior se ha llevado hasta el límite termodinámico donde la aproximación de temperaturas es cero.

#### 3.4.2.1 Resultados detallados para la tipología 1 y 2

Las tipologías 1 y 2 se caracterizan por tener ambas un acumulador de refrigerante en la tubería de succión justo antes del compresor y por tanto, unas condiciones de vapor saturado a la entrada del compresor. Además, la tipología 2 no sólo tiene un depósito de refrigerante, sino que además éste incluye un serpentín interior que permite el intercambio

de calor entre la línea de líquido y la línea de baja presión. El efecto de este intercambiador interior no tiene efecto teórico en el COP ya que no aporta subenfriamiento útil que pueda incrementar la potencia calorífica cedida al agua. Las restricciones termodinámicas presentes en el planteamiento de estas tipologías pueden observarse en la ecuaciones (13) y (14), que imponen que la temperatura del refrigerante tiene que ser siempre mayor o igual que la del fluido secundario para un mismo punto del intercambiador y que la temperatura de condensación junto con el subenfriamiento ha de ser igual o mayor que la temperatura de entrada del fluido caloportador, respectivamente:

$$T_r(x) \geq T_f(x) \quad (13)$$

$$T_{r,condensación} + \text{Subenfriamiento} \geq T_{f,entrada} \quad (14)$$

Donde:

$T_r(x)$  es la temperatura del refrigerante en el punto x del intercambiador.

$T_f(x)$  es la temperatura del fluido secundario en el punto x del intercambiador.

$T_{r,condensación}$  es la temperatura de condensación del refrigerante.

$T_{f,entrada}$  es la temperatura de entrada al intercambiador del fluido secundario.

A partir de estas restricciones, los resultados obtenidos para baja temperatura en una plataforma salmuera-agua que se presentan en la Tabla 11 están obtenidos mediante la variación del subenfriamiento a la salida del condensador y son válidos para ambas tipologías:

Tabla 11. Resultados para las tipologías 1 y 2

Subenfriamiento [K]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	COP	Temperatura de descarga [°C]
0.1	34.5	-3	4.80	51.0
0.5	34.5	-3	4.82	51.0
1	34.5	-3	4.84	51.0
1.5	34.5	-3	4.86	51.0
2	34.5	-3	4.87	51.0
2.5	34.5	-3	4.89	51.0
3	34.5	-3	4.91	51.0
3.5	34.5	-3	4.93	51.0
4	34.5	-3	4.95	51.0
4.5	34.5	-3	4.97	51.0
5	35.0	-3	4.92	51.7
5.5	35.5	-3	4.88	52.3
6	36.0	-3	4.84	53.0
6.5	36.5	-3	4.79	53.6
7	37.0	-3	4.75	54.2

Los resultados de máximo COP se encuentran a una temperatura de condensación de 34.5 °C y un subenfriamiento de 4.5 K, es decir, donde se produce la aproximación cero de temperaturas entre el refrigerante y el fluido secundario simultáneamente en el interior del intercambiador y al final del mismo. A partir de esta situación óptima, un incremento en el subenfriamiento produce un incremento de la temperatura de condensación para no producir un cruce de temperaturas. El Gráfico 15 muestra el mapa de nivel de COP en función de la dupla formada por temperatura de condensación y el subenfriamiento.

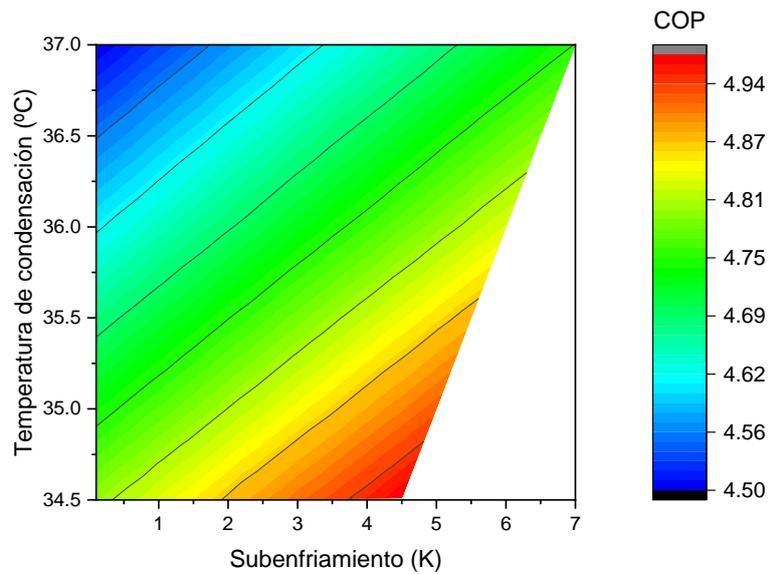


Gráfico 15. Gráfico de nivel de la evolución del COP para las tipologías 1 y 2 en una aplicación de calefacción a baja temperatura

Estos resultados están en línea con los resultados mostrados por Miquel Pitarch [81] y muestran el comportamiento del COP del ciclo teórico en relación a la temperatura de condensación y el subenfriamiento generado para R290, lo que permite concluir que la situación óptima de máxima eficiencia en el proceso de condensación a flujo contracorriente ocurre cuando se producen ambos puntos de aproximación.

### 3.4.2.2 Resultados detallados para la tipología 3

A diferencia de las tipologías 1 y 2, la tipología 3 tiene el depósito de refrigerante a la salida del condensador, lo que limita la generación de subenfriamiento en éste, y, por tanto, el parámetro que controla el dispositivo de expansión es el sobrecalentamiento a la entrada del compresor. Es reseñable destacar que este punto es equivalente a la salida del evaporador en esta tipología dadas las consideraciones previas a la aplicación de esta metodología.

Tabla 12. Resultados para la tipología 3 para la aplicación de baja temperatura de calefacción

Sobrecalentamiento [K]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	COP	Temperatura de descarga [°C]
0.1	34.5	-3	4.80	51.0
0.45	34.5	-3	4.80	51.4
0.8	34.5	-3	4.81	51.7
1.15	34.5	-3	4.81	52.1
1.5	34.5	-3	4.81	52.4
1.85	34.5	-3	4.81	52.8
2.2	34.5	-3	4.81	53.1
2.55	34.4	-3	4.82	53.5
2.9	34.4	-3	4.82	53.8
3.25	34.4	-3.25	4.79	54.3
3.6	34.4	-3.6	4.74	54.8
3.95	34.4	-3.95	4.70	55.4
4.3	34.4	-4.3	4.66	55.9
4.65	34.4	-4.65	4.62	56.5
5	34.4	-5	4.58	57.0

De acuerdo con esta configuración de circuito frigorífico, la Tabla 12 muestra la evolución del COP a través de la variación del grado de sobrecalentamiento. El comportamiento del COP obedece a las ecuaciones enunciadas en (15) y (16), es decir, la temperatura de evaporación viene determinada por la ocurrencia de los puntos de aproximación al inicio y al final del intercambiador a flujo contra-corriente.

$$T_{f,entrada} - \Delta T_f \geq T_{r.evaporación} \quad (15)$$

$$T_{f,entrada} \geq T_{r.evaporación} + \text{Sobrecalentamiento} \quad (16)$$

Donde:

$T_{f,entrada}$  es la temperatura del fluido caloportador a la entrada del intercambiador. Cuyo valor es 0 para la condición elegida en una aplicación salmuera-agua.

$\Delta T_f$  es la diferencia de temperaturas del fluido caloportador entre la entrada y la salida del intercambiador de calor. Cuyo valor es 3 para la condición elegida en una aplicación salmuera-agua.

De acuerdo con el Gráfico 16, el punto óptimo de COP para R290, análogamente al proceso de condensación, ocurre cuando se dan ambos puntos de aproximación, condición que se cumple cuando el sobrecalentamiento es igual a la diferencia de temperaturas del fluido caloportador.

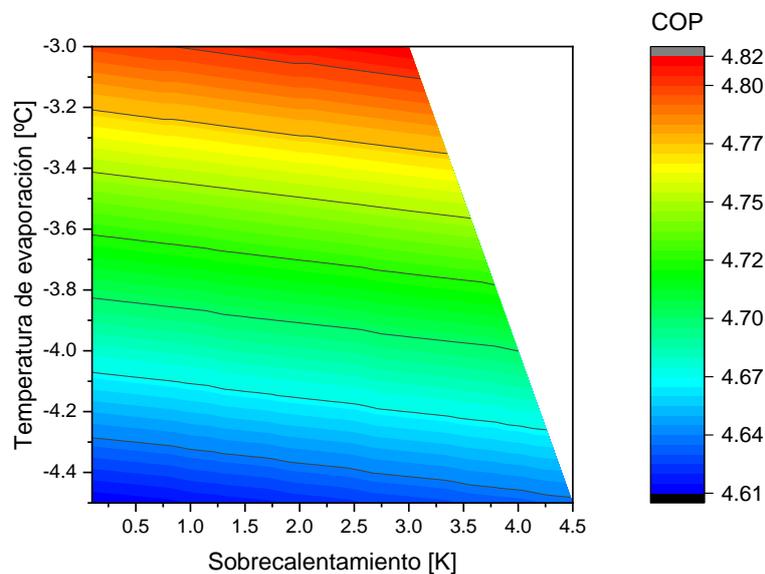


Gráfico 16. Gráfico de nivel de la evolución del COP en la tipología 3 para la aplicación de baja temperatura de calefacción

De esta manera, un incremento en el valor de sobrecalentamiento en estas condiciones provoca una reducción en la temperatura de evaporación para evitar el cruce de temperaturas y la violación de la segunda ley de la termodinámica (véase Gráfico 13B). Estos resultados muestran el comportamiento del COP del ciclo teórico en relación a la temperatura de evaporación y el sobrecalentamiento generado para R290 y confirman la situación óptima de máxima eficiencia en el lado del evaporador.

### 3.4.2.3 Resultados detallados para las tipologías 4 y 5

La evolución del COP en relación a las tipologías 4-4B y 5-5B puede apreciarse en el Gráfico 17, donde de acuerdo con el planteamiento del depósito de refrigerante con intercambiador interior que estas tipologías incluyen, presente en la Figura 14, un mayor sobrecalentamiento y un mayor intercambio térmico en el componente provoca un desplazamiento hacia la derecha de la entalpía de salida del condensador. La diferencia de COP entre ambas tipologías se debe al aprovechamiento del calor de la línea de líquido en el intercambiador adicional que se utiliza para precalentar el fluido caloportador en las tipologías 5-5B, lo que produce un incremento de la capacidad total cedida a éste.

El efecto de un incremento en el sobrecalentamiento a la entrada del compresor en las tipologías 4 y 5, se traduce directamente en un aumento de la temperatura de entrada al compresor y a una ganancia en la diferencia de entalpías en el condensador debido a que las líneas isoentrópicas se van separando paulatinamente conforme se alejan de la campana de saturación. Además, este incremento en el sobrecalentamiento se efectúa mediante la reducción de la entalpía a la salida del condensador, tal y como ilustra la Figura 22, desplazando el salto entálpico en el mismo hacia la derecha en el diagrama Presión-Entalpía. La condición límite se establece a través de la ecuación (17), que define la restricción termodinámica presente en el componente para evitar el cruce de temperaturas:

$$T_{1,entrada} \geq T_{2,salida} \quad (17)$$

Donde:

$T_{1,entrada}$  es la temperatura de saturación a la presión del condensador.

$T_{2,salida}$  es la temperatura del gas sobrecalentado a la entrada del compresor.

No obstante, ante este mismo incremento de la temperatura de entrada al compresor, la variación de densidad del vapor sobrecalentado provoca que el flujo másico de refrigerante disminuya debido a que el rendimiento volumétrico del compresor se mantiene constante. Mediante la combinación de estos dos fenómenos, el resultado obtenido es un descenso en la capacidad calorífica cedida al fluido y de esta manera, una reducción del COP.

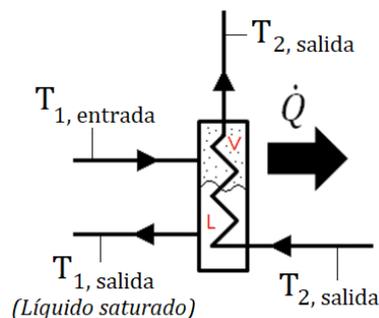


Figura 22. Representación del funcionamiento del depósito de líquido con serpentín interior

En referencia a las tipologías 4B y 5B, el control del sobrecalentamiento se establece justo a la entrada al compresor y por tanto, un incremento en el intercambio de calor del componente, no produce un incremento del sobrecalentamiento, sino que provoca que el título de vapor que llega desde el evaporador sea cada vez más bajo, provocando una caída más significativa del COP.

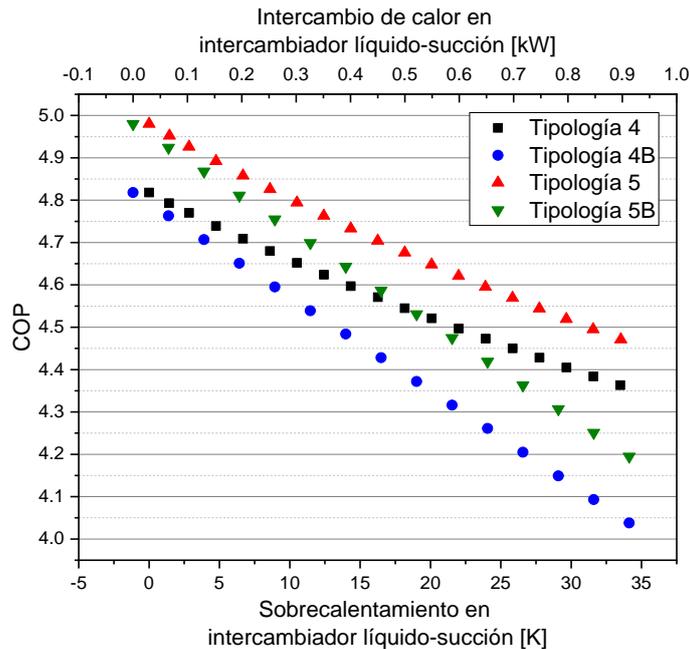


Gráfico 17. Evolución del COP frente al intercambio de calor en el depósito con intercambiador interior en las tipologías 4-4B y 5-5B para baja temperatura de calefacción

Si se considera que el serpentín interior tiene un área de intercambio infinita, el intercambio de calor viene limitado por la aproximación de temperaturas entre la corriente fría de salida hacia el compresor y la corriente caliente de entrada proveniente del intercambiador. Mediante este supuesto, el Gráfico 18 muestra la evolución del COP y la temperatura de evaporación ante una variación del objetivo de control (sobrecalentamiento en el evaporador). En detalle, se puede observar que la temperatura de evaporación se mantiene constante hasta que el valor del sobrecalentamiento coincide con la diferencia de temperaturas del fluido secundario, a partir del cual disminuye para evitar un cruce de temperaturas. Este comportamiento se debe a que debido que el área de intercambio interior del depósito de líquido se ha considerado como infinita, el sobrecalentamiento total del ciclo siempre se calcula como su valor máximo y se compone a su vez del sobrecalentamiento en el evaporador y el generado en el serpentín hasta obtenerse una aproximación nula de temperaturas con el fluido caliente del depósito. Durante el incremento del sobrecalentamiento del evaporador de 0 a 3 K, la temperatura de evaporación es igual a su máximo valor (igual a la temperatura de salida de fluido secundario), y tras esta condición, un nuevo incremento de este sobrecalentamiento provoca una disminución de la temperatura de evaporación, en concordancia con las ecuaciones (14) (15). El punto de máximo COP coincide con la condición óptima citada en el subcapítulo 3.4.2.2, donde se producen ambos puntos de aproximación dentro del intercambiador.

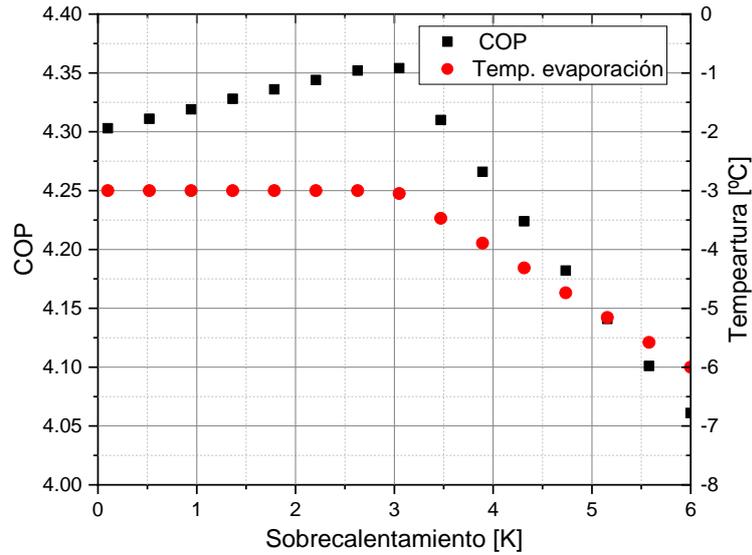


Gráfico 18. Evolución del COP para la tipología 4 ante un incremento en la variable de control (sobrecalentamiento) para un área de intercambio infinita en el depósito de líquido con intercambiador interior para baja temperatura de calefacción

#### 3.4.2.4 Resultados detallados para las tipologías 6 y 7

Las tipologías 6 y 7 se caracterizan por incluir en su circuito frigorífico un intercambiador de placas líquido-succión, además, por su parte la tipología 7 también incluye un depósito de líquido a la salida del condensador, lo que restringe la generación de subenfriamiento en éste. En el Gráfico 19 se pueden apreciar las diferencias de COP debido a la diferencia de capacidad a causa de la restricción en el subenfriamiento en la tipología 7. Adicionalmente, el punto de control en las tipologías 6 y 7 se encuentra a la salida del evaporador y por consiguiente antes del intercambiador de placas líquido-succión, esto implica que el sobrecalentamiento generado se produce en el intercambiador líquido-succión, que se traduce directamente en un incremento de la temperatura de descarga. Este aumento en el sobrecalentamiento, y por consiguiente en la temperatura de descarga, permite la reducción de la temperatura de condensación del refrigerante, tal y como se muestra en el Gráfico 20 ya que el punto de aproximación interno del intercambiador se desplaza a lo largo de la línea de temperatura del fluido secundario hacia un valor más bajo.

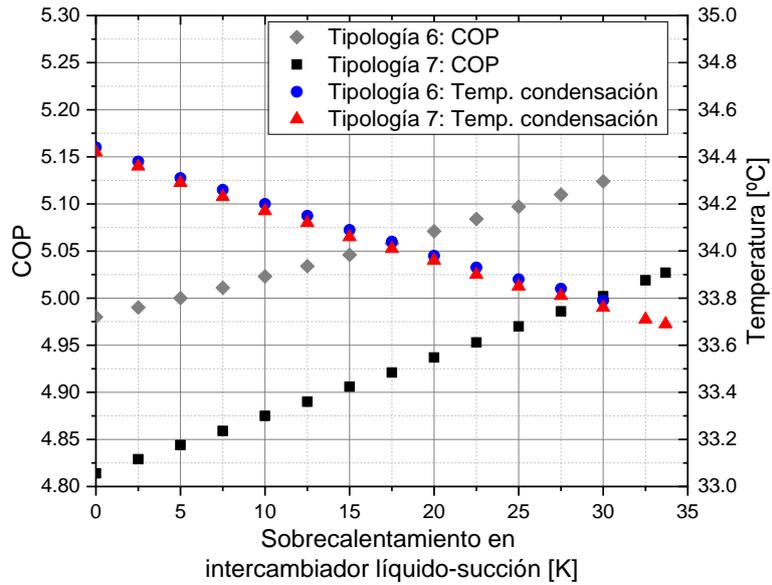


Gráfico 19. Evolución del COP frente al intercambio de calor en el depósito con intercambiador interior en las tipologías 6 y 7 para baja temperatura de calefacción

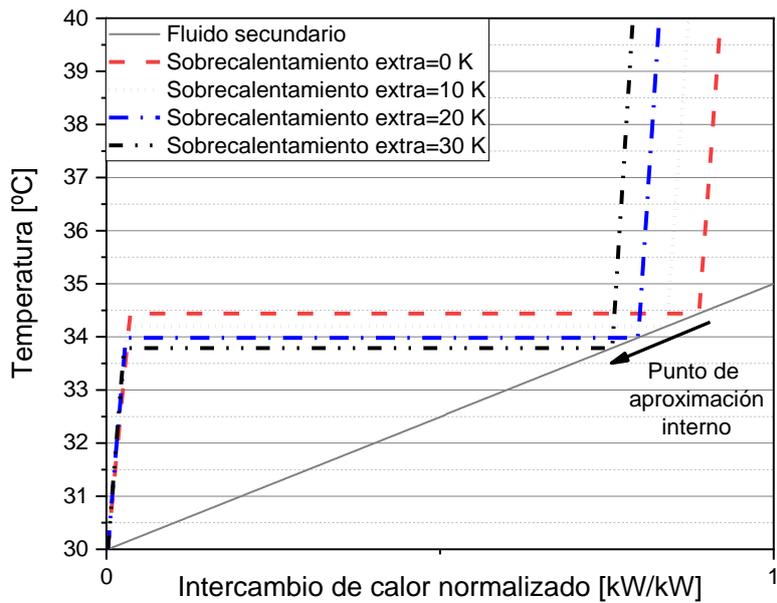


Gráfico 20. Evolución de la temperatura de condensación con el grado de sobrecalentamiento y la temperatura de descarga en la tipología 6 para baja temperatura de calefacción

La Tabla 13 muestra en detalle la evolución del COP ante un incremento en la temperatura de descarga, provocado por un mayor sobrecalentamiento en la entrada del compresor y por tanto un incremento entálpico que permite reducir la temperatura de condensación.

Tabla 13. Resultados detallados de eficiencia para baja temperatura de calefacción frente al sobrecalentamiento extra para la tipología 6

Sobrecalentamiento extra en el intercambiador líquido-succión [K]	Temperatura de condensación [°C]	Subenfriamiento en el condensador [K]	COP	Temperatura de descarga [°C]
0	34.4	4.44	4.98	53.9
2.5	34.4	4.38	4.99	56.4
5	34.3	4.32	5.00	58.9
7.5	34.3	4.26	5.01	61.4
10	34.2	4.20	5.02	63.9
12.5	34.2	4.15	5.03	66.4
15	34.1	4.09	5.05	68.9
17.5	34.0	4.04	5.06	71.4
20	34.0	3.98	5.07	73.8
22.5	33.9	3.93	5.08	76.3
25	33.9	3.88	5.10	78.8
27.5	33.8	3.84	5.11	81.3
30	33.8	3.79	5.12	83.8

Por su parte, el valor de COP de las tipologías 6B y 7B se mantiene constante como consecuencia de que, al contrario de lo que ocurre en las tipologías 4B y 5B, el intercambio con la línea de baja presión no roba energía del condensador y por tanto no disminuye la potencia cedida al fluido secundario. En detalle, la tipología 6B permite la generación de subenfriamiento en el condensador, para posteriormente subenfriar aún más el refrigerante de la línea de líquido en el intercambiador líquido-succión sin afectar a la potencia del condensador. Análogamente, la potencia intercambiada en el condensador de la tipología 7B tampoco se ve influenciada por la transferencia de calor en el intercambiador líquido-succión, no obstante, esta tipología no permite generar subenfriamiento en el condensador debido al depósito de refrigerante que incluye.

#### 3.4.2.5 Resultados detallados para las tipologías 8-8B

La tipología 8 integra en su circuito frigorífico un depósito de líquido con serpentín interior a presión intermedia debido a que la expansión se realiza en dos etapas, lo que permite controlar simultáneamente el subenfriamiento y el sobrecalentamiento del ciclo con sendos dispositivos de expansión. Debido a esta singularidad, es posible realizar un intercambio de calor entre el refrigerante a presión intermedia y la línea de succión a causa de la expansión del refrigerante en el depósito (véase Figura 19). Las restricciones termodinámicas aplicadas son las mismas que las enunciadas en la ecuación (17), ya que se trata del mismo componente.

Si se considera un área de intercambio infinita en el componente, los resultados presentes en el Gráfico 21 muestran que el COP máximo se corresponde con aquella situación que produce ambos puntos de aproximación en el condensador y que, además, obtiene el mayor sobrecalentamiento a la entrada del compresor. La presión intermedia óptima se fija mediante el equilibrio entre la temperatura de saturación a esta presión intermedia y el sobrecalentamiento disponible hasta producir la aproximación cero de temperaturas en el componente.

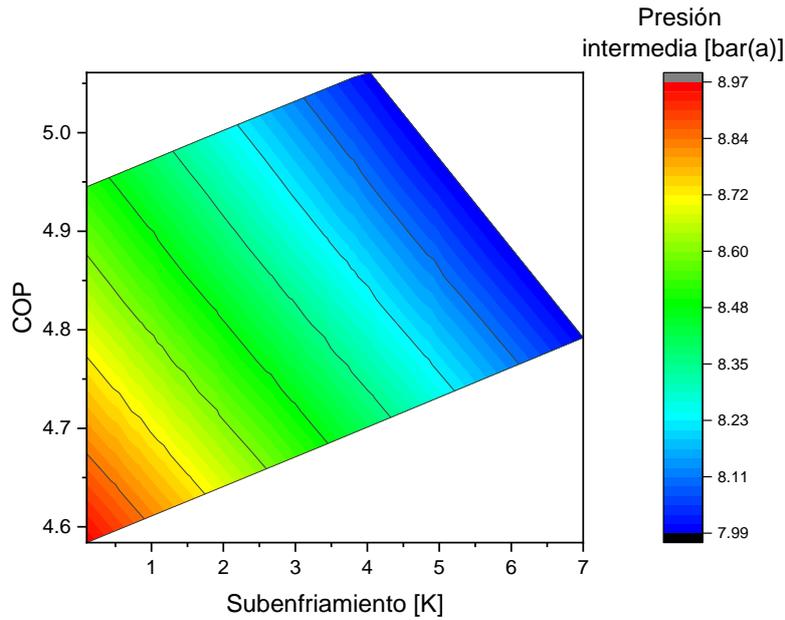


Gráfico 21. Gráfico de nivel de la evolución del COP para la tipología 8 para baja temperatura de calefacción

### 3.4.2.6 Resultados detallados para la tipología 9

Por último, los resultados de la tipología 9 son similares a los mostrados para la tipología 1 y 2 debido a que el objetivo de control de la válvula principal del sistema regula el subenfriamiento en el condensador, mientras que la válvula de baipás, se encargaría experimentalmente de generar una caída de presión tal que permita mantener el nivel de líquido en el depósito, es decir, provocando que el flujo másico de vapor y líquido sean iguales a la entrada que a la salida.

De esta manera, el subenfriamiento del ciclo junto con la temperatura de evaporación determinan el título de vapor a la entrada del depósito (véase Figura 21) y, consecuentemente, la entalpía de la mezcla en la succión del compresor (24).

$$h_{compresor,entrada} = h_{evaporador.salida} \cdot (1 - x_{depósito}) + h_{baipás} \cdot x_{depósito} \quad (18)$$

Donde:

$h_{compresor,entrada}$  es la entalpía a la entrada del compresor

$h_{evaporador.salida}$  es la entalpía a la salida del evaporador

$h_{baipás}$  es la entalpía de vapor saturado a la presión de evaporación

$x_{depósito}$  es el título de vapor a la entrada del depósito

### 3.4.3 Resumen de resultados para alta temperatura

Análogamente, para la aplicación de calefacción a alta temperatura, las condiciones de simulación se corresponden con las nominales para una plataforma salmuera-agua de acuerdo con la normativa EN 14511-2. La Tabla 14 presenta los resultados obtenidos tras la aplicación de la metodología del punto de aproximación:

Tabla 14. Resultados teóricos para las condiciones nominales de alta temperatura de calefacción

	COP	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación[°C]	Temperatura de descarga [°C]
Tipología 1	3.318	53.81	-3	74.9
Tipología 2	3.318	53.81	-3	74.9
Tipología 3	3.142	53.59	-3	77.7
Tipología 4	3.142	53.59	-3	77.7
Tipología 4B	3.142	53.59	-3	77.7
Tipología 5	3.332	53.67	-3	77.8
Tipología 5B	3.332	53.67	-3	77.8
Tipología 6	3.544	52.21	-3	120.0
Tipología 6B	3.332	53.67	-3	77.8
Tipología 7	3.425	52.11	-3	120.0
Tipología 7B	3.142	53.59	-3	77.7
Tipología 8	3.471	52.61	-3	106.2
Tipología 8B	3.332	53.67	-3	77.8
Tipología 9	3.327	53.72	-3	76.8

Siguiendo la tendencia de los resultados para baja temperatura, las tipologías que presenta un COP más alto también tienen presentadas las temperaturas de descarga del compresor más altas. Esta situación provoca, además, que estas mismas tipologías posean las temperaturas de condensación más bajas debido al incremento de calor sensible en la zona de sobrecalentamiento, que provoca un efecto similar al ya presentado en el Gráfico 20.

En el caso concreto de las tipologías 6 y 7, la temperatura de descarga está en el límite funcional impuesto por el fabricante en la especificación del compresor, ya que, a partir de 120 °C de temperatura de descarga, no se asegura la funcionalidad del compresor a causa del sobrecalentamiento del motor eléctrico.

De nuevo, las tipologías 6, 7 y 8 ofrecen un COP mayor debido al sobrecalentamiento a la entrada del compresor, destacando a la tipología 6 (circuito frigorífico con intercambiador de placas líquido-succión), en la además es posible generar subenfriamiento en el condensador. En la tipología 7, por el contrario, no es posible tener líquido subenfriado al tener el depósito de líquido a la salida del condensador. Por último, la tipología 8 está limitada por el intercambio que se produce en el depósito de líquido con intercambiador integrado a presión intermedia y el subenfriamiento a la salida del condensador donde se produce en punto de aproximación.

En contraposición, las tipologías 3, 4, 4B y 7B poseen el dato más bajo de COP de entre todas las tipologías ya que no es posible generar subenfriamiento a la salida del condensador a causa del planteamiento de éstas, y además se limita el sobrecalentamiento a la entrada al compresor.

### 3.4.3.1 Resumen de resultados en A0(-1)W75

Para entender la inclusión de esta condición dentro del estudio de tipologías mediante el punto de aproximación, es necesario destacar que la variable de interés resulta ser la temperatura de descarga del compresor.

Esta condición se encuentra en el extremo de sobre de aplicación que se corresponde con la mínima temperatura de aire (0 °C) para la máxima temperatura de impulsión de agua (75 °C), y consecuentemente, donde se encuentra la máxima temperatura de descarga del compresor.

De igual manera que para los resultados de alta temperatura, la Tabla 15 presenta las tipologías que presentan mejores resultados son aquellas que son capaces de tener un sobrecalentamiento a la entrada del compresor:

Tabla 15. Resultados teóricos para la condición A0(-1)W75

	COP	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación[°C]	Temperatura de descarga [°C]
Tipología 1	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 2	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 3	2.258	73.78	0	97.0
Tipología 4	2.258	73.78	0	97.0
Tipología 4B	2.258	73.78	0	97.0
Tipología 5	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 5B	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 6	2.504	73.20	0	120.0
Tipología 6B	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 7	2.422	73.14	0	120.0
Tipología 7B	2.258	73.78	0	97.0
Tipología 8	2.504	73.20	0	120.0
Tipología 8B	2.371	73.84	0	97.0
Tipología 9	2.371	73.84	0	97.0

Como ya se ha comentado previamente, la temperatura de descarga está limitada a 120 °C debido a la pérdida de funcionalidad asociada de acuerdo con los datos ofrecidos por el fabricante.

## 3.5 Comparativa de prestaciones entre R290 y R410A

El modelo del punto de aproximación también permite establecer la comparativa entre distintos refrigerantes. Dado que la unidad original sobre la que se realiza el diseño de la bomba de calor utiliza R410A como refrigerante, es interesante evaluar las diferencias de prestaciones entre ambos refrigerantes para todas las tipologías propuestas. En el Gráfico 22 se muestran evidencias de que el R290 presenta mayores potenciales de COP que el R410A para las condiciones nominales de baja temperatura en una plataforma salmuera-agua. Esto indica que, para esta aplicación, el R290 es mejor fluido frigorífico en términos de eficiencia que el R410A.

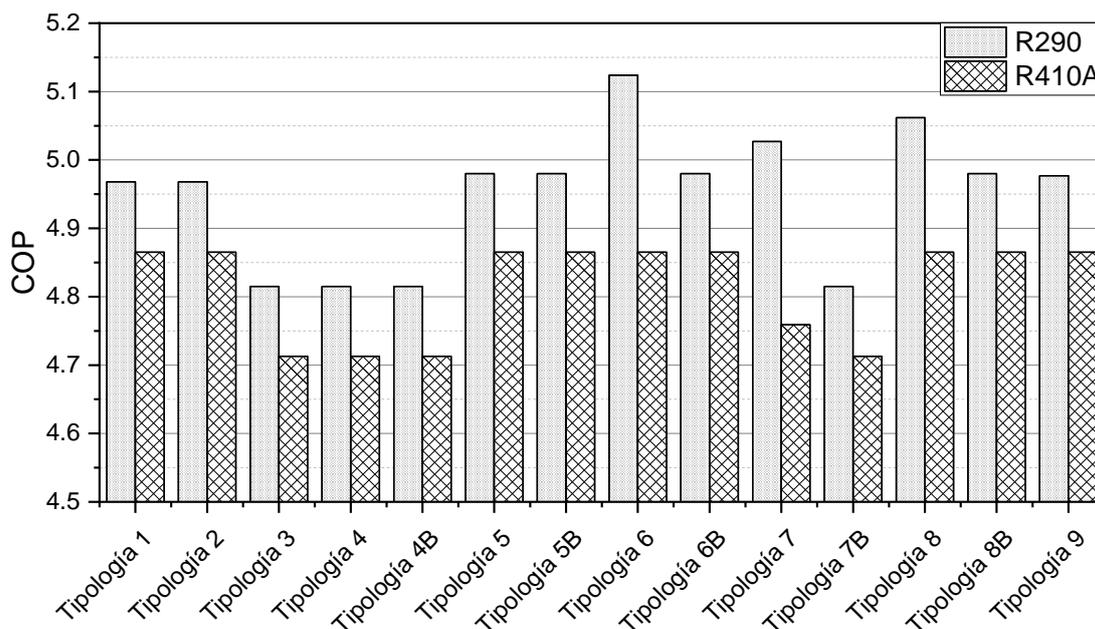


Gráfico 22. Comparativa de COP entre R290 y R410A para calefacción a baja temperatura

Esta diferencia es especialmente notable en aquellas tipologías en las que existe la posibilidad de generar un alto grado de sobrecalentamiento, donde la diferencia es de hasta un 5% debido a las propiedades termofísicas de éstos. La Tabla 16 presenta la comparativa numérica por tipologías en relación al COP.

Tabla 16. Detalle de los resultados de COP entre R290 y R410A

COP	R290	R410A
Tipología 1	4.968	4.87
Tipología 2	4.968	4.87
Tipología 3	4.815	4.71
Tipología 4	4.815	4.71
Tipología 4B	4.815	4.71
Tipología 5	4.980	4.87
Tipología 5B	4.980	4.87
Tipología 6	5.124	4.87
Tipología 6B	4.980	4.87
Tipología 7	5.027	4.76
Tipología 7B	4.815	4.71
Tipología 8	5.062	4.87
Tipología 8B	4.980	4.87
Tipología 9	4.977	4.87



# Diseño y caracterización de un prototipo para la evaluación experimental de tipologías con R290

---

Tras los resultados obtenidos en el estudio teórico para evaluar el potencial de COP de las tipologías propuestas presentado en el capítulo 3, es necesario realizar una revisión de las opciones más interesantes para integrarlas en un prototipo de bomba de calor que permita llevar a cabo un análisis experimental de las mismas a lo largo de diferentes condiciones de funcionamiento.

Esta revisión tiene principalmente dos criterios de selección, en primer lugar, la viabilidad de implementación industrial de cada tipología y cuestiones no incluidas dentro del alcance del modelo teórico del punto de aproximación, como son el comportamiento de control dinámico del sistema o la adaptabilidad con respecto a la plataforma comercial de R410A. En relación a esto, uno de los objetivos marcados durante la etapa experimental es el análisis de la estabilidad del sistema para cada una de las configuraciones de circuito frigorífico elegidas, debido a que, dado el planteamiento y las limitaciones del modelo teórico de evaluación de tipologías no es posible llevarlo a cabo más que de forma experimental. En segundo lugar, la planificación temporal y recursos planteados para el desarrollo de la campaña experimental debido al tiempo necesario para la construcción y ensayo del prototipo de tipologías y a la posterior etapa de optimización del sistema.

Por tanto, este primer filtro para llevar a cabo la caracterización experimental y la posterior selección de la tipología final que se integre en un modelo comercial de bomba de calor con R290, va a estar determinada por una evaluación desde un punto de vista industrial que incluya requisitos adicionales solamente obtenibles mediante procedimientos empíricos más allá de emplear puramente un criterio de potencial de COP. Tras esto, la carga de refrigerante requerida por el sistema para su correcto funcionamiento también formará parte del proceso de selección final de la tipología, a pesar de que aun siendo un prototipo a partir del cual puede ser arriesgado sacar conclusiones cuantitativas en este sentido, sí que permite conocer cualitativamente qué tipología va a requerir más cantidad de refrigerante.

Tabla 17. Selección de las tipologías candidatas a análisis experimental

Tipología	Resultado	Comentarios
1	Aprobada	Diseño actual de la plataforma de R410A
2	No aprobada	El acumulador de succión con intercambiador integrado no resulta interesante debido a la carga adicional que aporta en la línea de líquido y al poco valor añadido que aporta en términos de eficiencia.
3	No aprobada	Baja carga de refrigerante en comparación con otras tipologías frente a la pérdida de eficiencia debido a que no es posible generar subenfriamiento en el condensador. La tipología 6B puede ofrecer resultados similares si el control se aplica correctamente.
4	No aprobada	El control del dispositivo de expansión antes del intercambiador líquido-succión puede provocar poca flexibilidad en la regulación del sistema en condiciones extremas de funcionamiento. Además, el sobrecalentamiento ganado en el intercambiador líquido-succión provoca una reducción de la capacidad en el condensador (a pesar de que la capacidad en la zona de descarga del compresor aumenta)
4B	No aprobada	El sobrecalentamiento ganado en el intercambiador líquido-succión provoca una reducción de la capacidad en el condensador (a pesar de que la capacidad en la zona de descarga del compresor aumenta). En el caso de que la evaporación termine en el intercambiador líquido-succión, la situación es aun peor, ya que la capacidad en la zona de descarga no aumenta.
5	No aprobada	Los productos de VAILLANT GROUP no están preparados para trabajar con un precalentamiento de agua.
5B	No aprobada	Los productos de VAILLANT GROUP no están preparados para trabajar con un precalentamiento de agua.
6	No aprobada	El control del dispositivo de expansión antes del intercambiador líquido-succión puede provocar poca flexibilidad en la regulación del sistema en condiciones extremas de funcionamiento.
6B	Aprobada	Solución simple. Potencial de COP más alto y flexibilidad de regulación del sistema. Por el contrario, no admite acumulación de refrigerante.
7	No aprobada	El control del dispositivo de expansión antes del intercambiador líquido-succión puede provocar poca flexibilidad en la regulación del sistema en condiciones extremas de funcionamiento.
7B	Aprobada	Solución más compleja y con menos potencial de COP que la tipología 5B, sin embargo si que admite acumulación de refrigerante.
8	No aprobada	El control del dispositivo de expansión antes del intercambiador líquido-succión puede provocar poca flexibilidad en la regulación del sistema en condiciones extremas de funcionamiento.
8B	No aprobada	Alto potencial de COP y acumulación de refrigerante. Podría funcionar de manera similar en calefacción y refrigeración, aunque existe mayor complejidad de regulación debido a la doble expansión y al diseño del depósito.
9	No aprobada	Solución que representa un reto debido al dimensionamiento de la válvula de baipás, además no existe experiencia con configuraciones similares. Por contra, presenta un alto potencial de COP.

La Tabla 17 presenta los resultados de la selección de las tipologías propuestas tras la evaluación del equipo de desarrollo de VAILLANT GROUP. El resultado final arroja la posibilidad de integrar tres de los planteamientos de circuito frigorífico de los catorce propuestos, debido a limitaciones en la planificación temporal y los recursos disponibles para llevar a cabo la campaña experimental, ya que como se ha comentado previamente, el prototipo desarrollado para la evaluación experimental de tipologías va a permitir ensayar la bomba de calor tanto como una plataforma salmuera-agua como una plataforma aire-agua. Esta particularidad es posible a causa de que los intercambiadores responsables de intercambiar calor con la fuente de energía se encuentran instalados en paralelo, no obstante, y a pesar de esta característica en el diseño del prototipo, no se plantea la operación simultánea de ambos intercambiadores, permitiendo la circulación del refrigerante sólo hacia uno de los intercambiadores en cada condición de trabajo.

## 4.1 Prototipo experimental

Una vez descartadas las tipologías menos interesantes, el siguiente objetivo es el diseño de un prototipo que incluya todas las tipologías seleccionadas en un mismo circuito frigorífico y permita restringir el paso del refrigerante mediante la apertura o cierre de válvulas esféricas. Las válvulas antirretorno han sido descartadas como dispositivo de restricción de paso del refrigerante debido a la caída de presión adicional que provocan y que puede producir ciertas incertidumbres durante el análisis de los datos de prestaciones por este motivo.

Adicionalmente, el diseño propuesto debe permitir la reversibilidad del ciclo para permitir un funcionamiento efectivo tanto en modo calefacción como en modo refrigeración. De este modo, además del compresor y los intercambiadores, se va a incluir una válvula de cuatro vías similar a la que se puede encontrar en la unidad original de R410A para permitir la circulación del refrigerante en sentido contrario por el circuito. En consecuencia, el diseño de los componentes o del propio circuito frigorífico debe permitir la circulación de refrigerante en ambos sentidos, requisito que es especialmente crítico en los depósitos de acumulación refrigerante.

Una vez establecidas las configuraciones candidatas y las directrices generales de diseño, la Figura 23 presenta el esquema de circuito frigorífico propuesto para la construcción del prototipo de evaluación de tipologías junto con la circulación del refrigerante en modo calefacción para todas las tipologías seleccionadas. Mediante el accionamiento manual de las 20 válvulas esféricas instaladas en el prototipo, es posible seleccionar la tipología deseada y conducir el refrigerante hacia los componentes correspondientes.

Análogamente para modo refrigeración, la Figura 24 presenta la circulación del refrigerante en sentido inverso a lo largo del circuito. Para lograr esto, además de la inclusión de la válvula de cuatro vías, se ha tenido que implementar una variación en el diseño para conseguir un funcionamiento correcto de la tipología 7B debido a la imposibilidad de sacar líquido hacia el evaporador del depósito con intercambiador interior por su diseño. Esta funcionalidad se logra mediante un juego de válvulas que permite cambiar el sentido del refrigerante manualmente. Adicionalmente, también se han tenido que incluir dos depósitos, con una capacidad de acumulación total similar al instalado para modo calefacción, para permitir el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador durante el transitorio que tiene lugar durante el desescarche de la plataforma aire-agua, ya que el depósito de refrigerante tras el condensador en modo calefacción no es reversible.

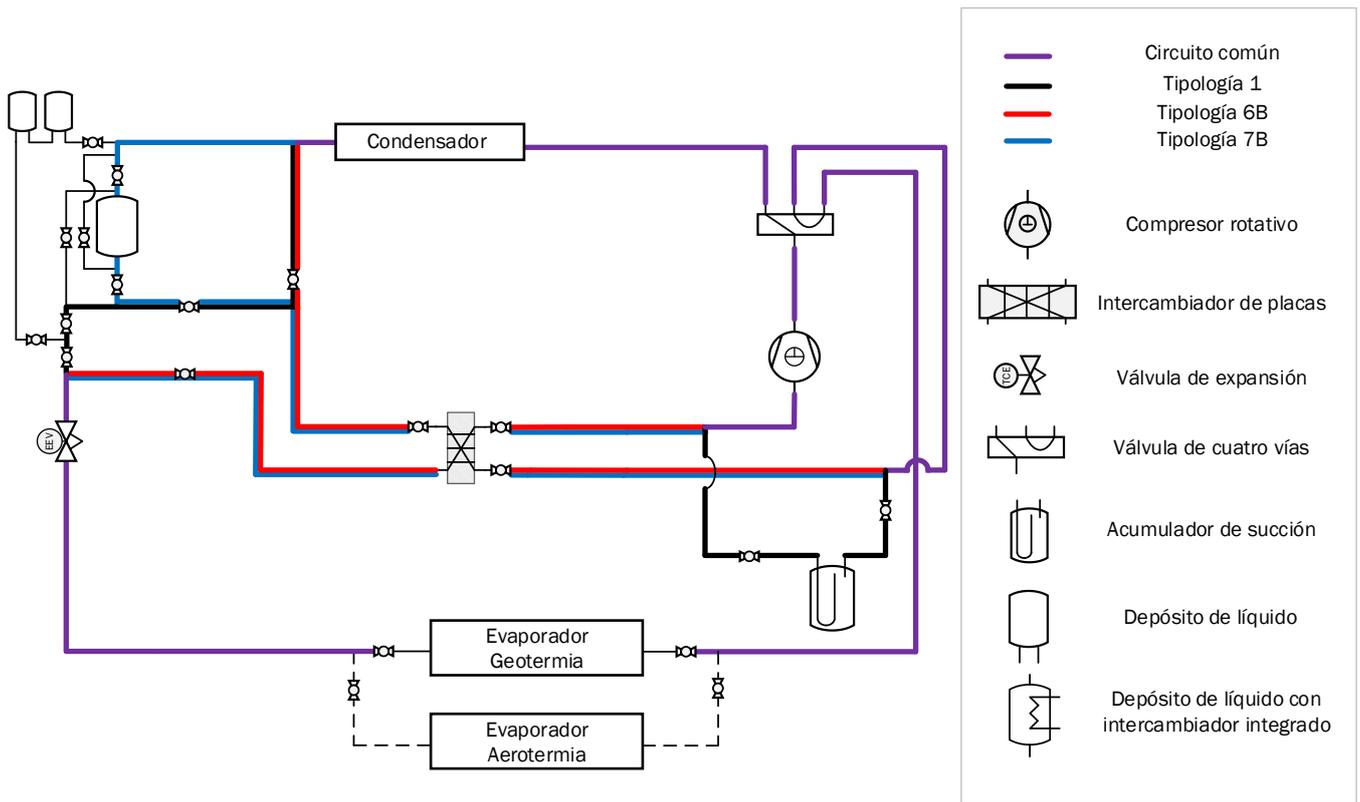


Figura 23. Circuito refrigerante del prototipo de evaluación de tipologías. Modo calefacción

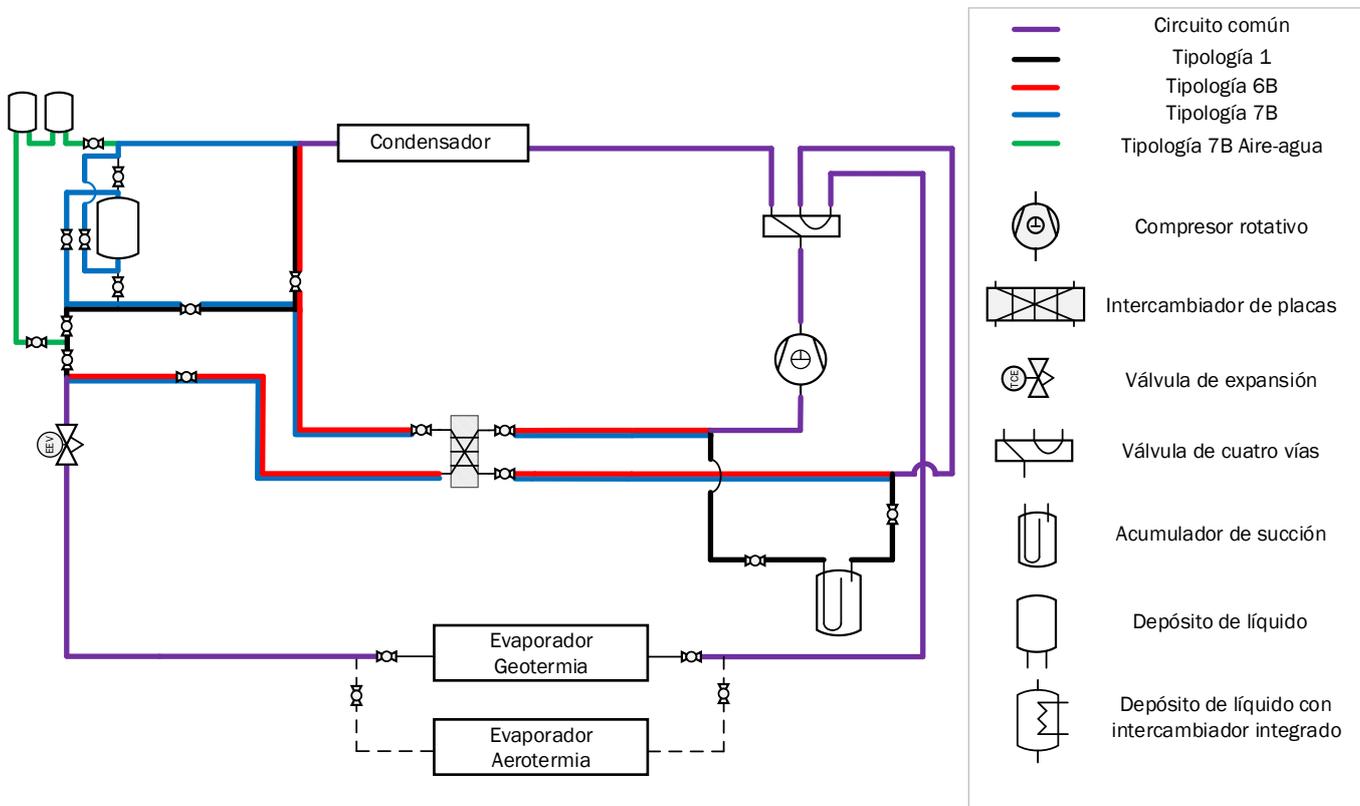


Figura 24. Circuito refrigerante del prototipo de evaluación de tipologías. Modo refrigeración

El análisis de los resultados de la campaña experimental de caracterización de las distintas tipologías está centrado en cumplir los siguientes objetivos:

- Estudiar la viabilidad de implementación industrial de cada una de las tipologías de acuerdo con los criterios de selección fijados.
- Identificar problemas de control y regulación del sistema, especialmente en condiciones extremas de funcionamiento.
- Seleccionar, de acuerdo con los resultados obtenidos, la tipología final que se integre en la unidad comercial de bomba de calor con R290.
- Identificar potenciales puntos de optimización para la tipología final que sean aplicables a un planteamiento industrial de bomba de calor.

## 4.2 Dimensionamiento de componentes

Tras el diseño del circuito de la bomba de calor, es necesario dimensionar los componentes que van a formar parte de las tipologías seleccionadas para su caracterización. Debido a que el rango de capacidades caloríficas objetivo del prototipo de evaluación de tipologías es igual a la unidad estudiada en el capítulo 2 para una plataforma aire-agua, los principales componentes comunes del circuito frigorífico (compresor, válvula de cuatro vías, intercambiadores de calor de la plataforma aire-agua y válvula de expansión) son los mismos.

En una etapa posterior y si la tipología elegida para conformar la plataforma final de bomba de calor lo requiere en concordancia con los resultados experimentales, se aplicará una revisión al dimensionamiento de los principales componentes del sistema para mejorar las prestaciones de la unidad.

### 4.2.1 Intercambiador de placas: Evaporador

No obstante, y a pesar de que la mayor parte de los elementos que componen el circuito frigorífico son los mismos que los que integran la unidad original de R410A, es necesario dimensionar el intercambiador de placas que actúa como evaporador y que va a formar parte del prototipo de evaluación de tipologías.

Para ello, el modelo elegido es el V26 de SWEP, un modelo equivalente al B26 pero preparado para actuar como evaporador y con una distribución de placas asimétricas, donde el canal del refrigerante es menor que el del agua, aumentando la velocidad del mismo y aumentando el coeficiente de intercambio de calor para incrementar la evaporación, a cambio de incrementar la caída de presión. Además, este intercambiador también permite reducir la carga refrigerante total del sistema debido al menor volumen interno presente en el lado del refrigerante.

El criterio de dimensionamiento del número de placas consiste en obtener, para las condiciones nominales de baja temperatura en una plataforma salmuera-agua y para una velocidad nominal del compresor, una aproximación de la temperatura de evaporación al fluido secundario no superior a 2.5 K. De esta manera, dado que las temperaturas de entrada y salida definidas en estas condiciones son de 0 °C y -3 °C respectivamente, este objetivo se traduce en obtener una temperatura de evaporación superior a -5.5 °C. En este sentido, el dimensionamiento se ha realizado considerando un sobrecalentamiento a la salida del

intercambiador no superior a la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del fluido secundario (3 K) ya que, de acuerdo con el planteamiento de las tipologías 6B y 7B, el sobrecalentamiento se controla justo a la entrada del compresor.

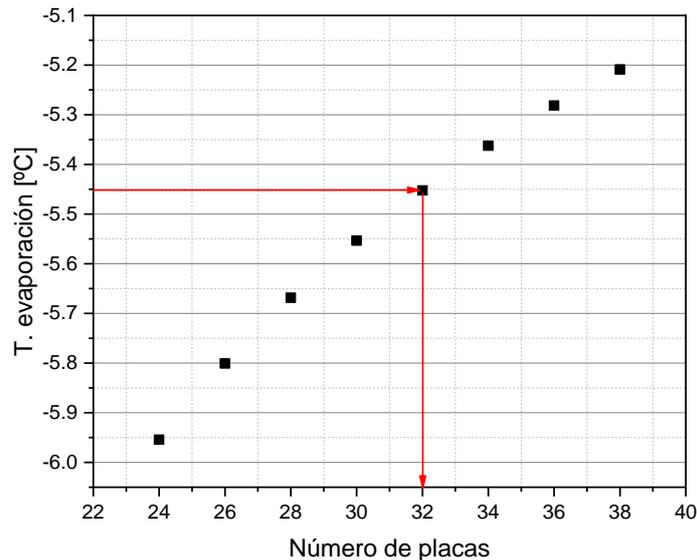


Gráfico 23. Estudio paramétrico para el dimensionamiento del evaporador V26

El Gráfico 23 muestra las temperaturas de saturación a la salida del intercambiador (temperatura de evaporación) para distinto número de placas. De acuerdo con los criterios fijados, la configuración que permite obtener una temperatura de evaporación a la salida del intercambiador superior a  $-5.5\text{ °C}$  se corresponde con un total de 32 placas.

#### 4.2.2 Intercambiador de placas líquido-succión

El dimensionamiento del intercambiador de placas líquido-succión está vinculado a los resultados teóricos obtenidos tras la evaluación mediante la metodología del punto de aproximación, con el objetivo de reproducir la ganancia de COP a través del sobrecalentamiento a la entrada del compresor. A pesar de que en las tipologías 6B y 7B el control se aplica justo a la entrada del compresor, el dimensionamiento se ha llevado a cabo considerando el intercambio de calor sensible entre el vapor de la línea de baja presión y el refrigerante líquido después del condensador, debido a las limitaciones del software de dimensionamiento. El dimensionamiento de este componente se ha llevado a cabo en condiciones nominales para baja temperatura de una plataforma salmuera-agua de acuerdo con la norma EN 14511-2.

El requisito inicial heredado del modelo teórico del punto de aproximación establece un sobrecalentamiento de 30 K generado entre la entrada y la salida del intercambiador a través del planteamiento de área de intercambio infinita, es decir, hasta que la temperatura de salida del gas sobrecalentado sea igual a la entrada del refrigerante líquido de la línea de alta presión, no obstante y ante la obvia imposibilidad de alcanzar este requisito, es necesario dimensionar el componente para alcanzar un valor de sobrecalentamiento cercano. El requisito real elegido es el de obtener una aproximación de al menos 2 K entre el gas sobrecalentado y la temperatura de entrada del refrigerante líquido proveniente del

condensador. Además, la caída de presión se ha limitado a 5 kPa en el lado el vapor sobrecalentado para no tener una excesiva caída de presión que pueda suponer una mayor reducción de COP que la ganancia obtenida a través del sobrecalentamiento.

El dimensionamiento del intercambiador se ha llevado a cabo mediante el software de simulación comercial de SWEP (SSP G7 v7.0.3.69), que integra las correlaciones de coeficientes de caída de presión y transferencia de calor para las geometrías de sus intercambiadores. Los datos utilizados para el dimensionamiento del intercambiador líquido-succión provienen de un modelo de bomba de calor en IMST-ART donde están incluidas las características geométricas de los intercambiadores de calor y del compresor. Las condiciones de trabajo coinciden con las condiciones nominales para baja temperatura en una plataforma salmuera-agua.

El procedimiento de dimensionamiento se ha llevado a cabo mediante un estudio paramétrico, donde fijadas las condiciones de funcionamiento, el único grado de libertad es el número de placas del intercambiador. El modelo elegido es el B8T de SWEP, un intercambiador de placas compacto preparado para funcionar tanto con flujos monofásicos como flujos bifásicos de refrigerante. Los resultados del dimensionamiento del intercambiador de placas líquido-succión se puede observar en el Gráfico 24:

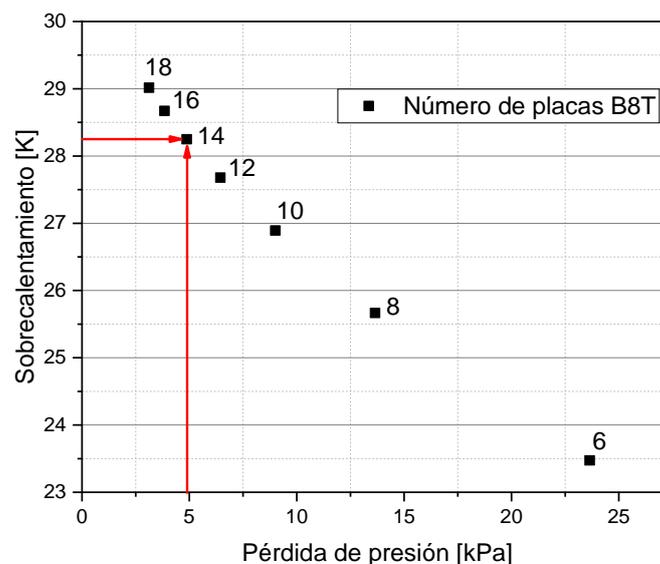


Gráfico 24. Estudio paramétrico para el dimensionamiento del intercambiador líquido-succión B8T

De acuerdo con los resultados obtenidos y los criterios fijados, los datos presentes en el Gráfico 24 es necesario un total de 14 placas de intercambio de calor para satisfacer los requisitos demandados.

### 4.2.3 Depósitos de refrigerante

En el dimensionamiento de los depósitos de refrigerante, la única característica de diseño relevante es el volumen de almacenamiento del componente, debido a la ausencia de información y posibilidad de intervención en el diseño del intercambiador interior. Para un correcto dimensionamiento del volumen de acumulación, es necesario que el volumen de acumulador sea suficiente como para almacenar toda la carga de refrigerante del sistema. En este sentido, multitud de recomendaciones y criterios relacionados con la selección del volumen del depósito se puede encontrar provenientes de los propios fabricantes de estos componentes.

En caso de un dimensionamiento incorrecto, la criticidad de dimensionar un depósito pequeño es mucho mayor que en el de sobredimensionamiento, ya que perdería su función de acumulación e incluso puede llegar a producir daños al compresor en caso de entrada de líquido en éste. Un sobredimensionamiento del depósito, en contra, únicamente provocaría un ligero incremento de la carga de refrigerante correspondiente a la cantidad de vapor en éste.

Una vez fijadas las directrices de diseño, es reseñable indicar que este dimensionamiento está focalizado a cubrir las demandas de acumulación de la plataforma aire-agua dado el mayor volumen que presenta el intercambiador de aire con respecto al de placas.

Dada la experiencia obtenida con esta unidad, cuya carga de refrigerante era de 725 gramos, el volumen de acumulación se ha estimado en torno a dos litros de acumulación, pudiendo variar ligeramente en función de la disponibilidad comercial. Para calcular el volumen de los depósitos de refrigerante a lo largo del circuito, esta carga de refrigerante se divide entre la densidad del propano líquido a 75 °C, que se corresponde con la condición de extremo de funcionamiento y con la densidad más baja de líquido del refrigerante, y consecuentemente, donde será necesario mayor volumen de acumulación (19).

En el caso del depósito de refrigerante en la línea de succión, la situación es análoga, pero considerando la máxima temperatura de evaporación de trabajo, donde la densidad es menor. En este caso, dado que existen condiciones de aire a 7 °C, donde debido a que la potencia de calefacción es mínima, es donde se produce la temperatura de evaporación más alta, en torno a 0 °C de acuerdo con la experiencia experimental (20):

$$\text{Volumen del depósito de líquido} = \frac{0'725 \text{ kg}}{0'39 \text{ kg/l}} \approx 1'9 \text{ litros} \quad (19)$$

$$\text{Volumen del depósito de succión} = \frac{0'725 \text{ kg}}{0'53 \text{ kg/l}} \approx 1'4 \text{ litros} \quad (20)$$

Como se ha comentado previamente, de acuerdo con la disponibilidad comercial de los componentes, el volumen seleccionado del depósito de líquido se muestra en la Tabla 18:

Tabla 18. Modelos de depósitos de refrigerante seleccionados

	Fabricante	Modelo
<b>Depósito de líquido</b>	CARLY	RLVCY 20
<b>Acumulador de succión</b>	SANHUA	ACM-P00101-63

En el caso del volumen de acumulación del depósito de succión se ha determinado un incremento de éste de un 50% debido a las incertidumbres que hay con respecto a la carga de refrigerante para el prototipo de evaluación de tipologías, y a la criticidad de que un incorrecto dimensionamiento dé lugar a una inyección directa de líquido al compresor.

#### 4.2.4 Dimensionamiento de la válvula de expansión

La tecnología empleada en el dispositivo de expansión utilizado consiste en una válvula de control electrónico mediante un vástago que mueve una aguja que produce la apertura o cierre del orificio de expansión gracias a la excitación provocada a una bobina. La regulación del sistema se aplica de diferente modo según la tipología seleccionada, mientras que las tipologías 6B y 7B controlan el sobrecalentamiento a la entrada al compresor, en la tipología 1 se controla el subenfriamiento a la salida del condensador. Además, dada esta funcionalidad del sistema, los parámetros de control del dispositivo para alcanzar el objetivo de control y lograr la estabilidad del sistema son diferentes para cada tipo de regulación y no es posible modificarlos debido a la arquitectura de software de la unidad, lo que supone una limitación en caso de que el control no consiga estabilizar el sistema mediante la regulación automática. Sin embargo, sí que es posible pasar a un control manual de la válvula de expansión mediante la intervención directa de la apertura, así como también mediante la modificación manual del objetivo de control (sobrecalentamiento o subenfriamiento). La Tabla 19 muestra los modelos de válvula de expansión electrónica del fabricante de componentes de refrigeración Parker. Aunque tradicionalmente la metodología de dimensionamiento de acuerdo con los datos proporcionados por los fabricantes se basa en escoger en función del rango de capacidades de funcionamiento de estos dispositivos de expansión, en este caso ha sido preciso realizar un método alternativo de selección debido a que el refrigerante usado es diferente. Para cada válvula dada en el catálogo, se ha definido un parámetro intrínseco a la válvula de expansión e independiente del fluido que trasiega.

Tabla 19. Características de las válvulas de expansión disponibles

Modelo	R410A		$K_{EEV} [m^2]$
	Capacidad [kW]	Flujo másico [kg/s]	
<b>JHEV10</b>	3.9	0.0243	6.62E-07
<b>JHEV16</b>	9.1	0.0568	1.54E-06
<b>JHEV18</b>	12.3	0.0768	2.09E-06
<b>JHEV24</b>	20.5	0.1280	3.48E-06
<b>JHEV32</b>	41	0.2559	6.96E-06

Capacidad basada en las condiciones: T. condensación: 38°C / T. evaporación: 5 °C / Subenfriamiento: 0 K / Sobrecalentamiento: 0 K

De este modo, el dimensionamiento de la válvula de expansión se ha llevado a cabo a través de la ecuación de la constante de pérdidas intrínseca a la válvula (21), agrupando términos

para hallar un parámetro en función del flujo másico, la caída de presión provocada y la densidad a la entrada (22)(23)(24):

$$\Delta P = K_V \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (21)$$

$$\Delta P = K_V \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}^2}{\rho \cdot A_v^2} \quad (22)$$

$$\Delta P = \frac{1}{K_{EEV}^2} \cdot \frac{\dot{m}^2}{\rho} \quad (23)$$

$$K_{EEV} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\Delta P \cdot \rho}} \quad (24)$$

De esta manera, la Tabla 20 muestra el  $K_{EEV}$  necesario para diferentes condiciones de salmuera-agua, donde, excepto por la condición de modo refrigeración B35W18, el modelo JHEV16 sería capaz de regular el comportamiento del sistema. No obstante, y dada la experiencia obtenida durante la campaña experimental presentada en el capítulo 2, el modelo de válvula elegido es el JHEV18.

Tabla 20. Necesidades de caída de presión para distintas condiciones de trabajo de la plataforma salmuera-agua

	<b>B0W35</b>	<b>B-20W20</b>	<b>B-20W53</b>	<b>B35W18</b>	<b>B46W7</b>
<b>Flujo másico [kg/s]</b>	0.0172	0.0065	0.0065	0.0301	0.0221
<b>Caída de presión [Pa]</b>	825000	634260	1614000	660090	1227290
<b><math>K_{EEV}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	8.61E-07	3.60E-07	2.42E-07	1.70E-06	9.33E-07

El principal motivo de esto se halla en que el dimensionamiento de las válvulas de expansión está significativamente condicionado por la experiencia de diseño durante el fenómeno transitorio de desescarche en una plataforma aire-agua, donde es necesario un cierto sobredimensionamiento de este dispositivo ya que la válvula de expansión se abre completamente durante el desescarche con el objetivo de reducir el impacto del pico de evaporación generado durante el proceso. Además, tal y como el Gráfico 25 muestra, durante la campaña experimental para la evaluación del reemplazo de R410A con R290, la apertura del dispositivo de expansión se ha mantenido en valores por debajo de la apertura intermedia del dispositivo de expansión, lo que confirma que se encuentra ligeramente sobredimensionada para un funcionamiento estacionario en modo calefacción pero que efectúa correctamente la regulación del sistema para una plataforma aire-agua.

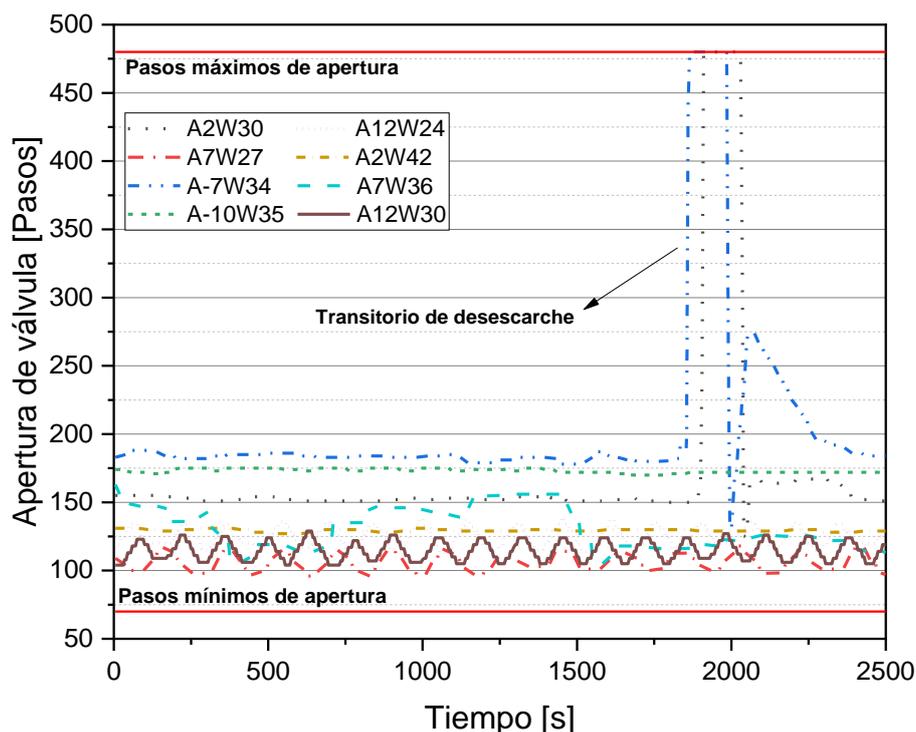


Gráfico 25. Pasos de apertura en diferentes condiciones durante los ensayos del reemplazo del R410A por R290

## 4.3 Instalación experimental

De manera similar a la bomba de calor estudiada tras la sustitución del refrigerante original R410A por R290, la instalación experimental se compone de sistemas de regulación para asegurar la estabilidad y regulación externa de la unidad para su caracterización. En este caso, y debido a que la configuración del prototipo también permite funcionar como plataforma salmuera-agua, también se va a hacer uso de un segundo bucle hidráulico para controlar el anillo de salmuera, además del grupo hidráulico y la cámara climática presentados en el apartado 2.2.

### 4.3.1 Grupo hidráulico de salmuera

El prototipo experimental funcionando como plataforma salmuera-agua va a estar conectado a dos bucles hidráulicos que van a permitir el control de los caudales y temperaturas de entrada y salida a la unidad. A un lado de la unidad, el anillo de demanda de calefacción que actúa como sumidero de calor, y al otro, a un anillo hidráulico cuyo fluido caloportador es una mezcla de etilenglicol y agua que actúa como fuente de calor para producir la evaporación del fluido frigorígeno en modo calefacción. Estos dos anillos, poseen una capacidad de disipación de energía similar, ya que ambos intercambian agua a su vez con un circuito hidráulico exterior acoplado a una enfriadora de 40 kW de capacidad. Pero, además, el bucle hidráulico de salmuera cuenta con una serie de resistencias de apoyo que generan calor para calentar el fluido y cederlo al refrigerante en la bomba de calor. La potencia térmica disponible es de hasta 18 kW, y se distribuye de la siguiente manera:

- Un conjunto de tres resistencias iguales con una potencia total de 13500 W. Estas resistencias pueden ser activadas de manera progresiva, permitiendo escalones tres escalones de 4500 W.
- Un conjunto de dos resistencias iguales con una potencia total de 3000 W. Estas resistencias pueden ser activadas de manera progresiva, permitiendo tres escalones de 1500 W.
- Una resistencia regulada mediante un controlador PID, permitiendo una inyección de calor modulada de 0 a 1500 W.

Esta distribución de potencia permite el control de la temperatura de entrada al intercambiador de la bomba de calor a través de la activación de las distintas resistencias de potencias fija por escalones, junto con la activación de la resistencia de regulación variable.

Dado que la función de este grupo hidráulico es la de operar como fuente de calor para calentar fluidos por debajo de 0 °C, la concentración de etilenglicol viene determinada por el punto más bajo de evaporación del refrigerante esperable, con el objetivo de evitar el congelamiento del fluido durante la expansión del refrigerante. Esta concentración se ha fijado en un 44% en masa, lo que equivale a un punto de congelación de la mezcla de -28.3 °C.

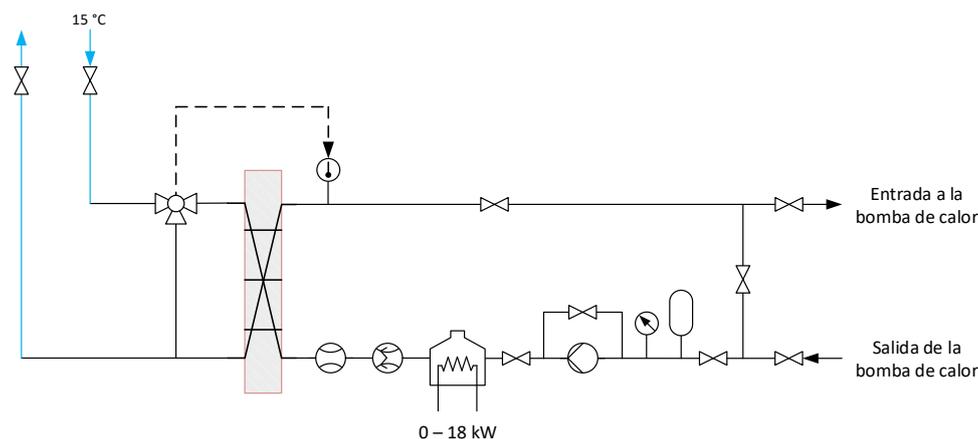


Figura 25. Esquema hidráulico del bucle de salmuera

De la misma manera que en el grupo hidráulico de demanda de calefacción, el Gráfico 26 presenta la caracterización de la caída de presión de este grupo hidráulico frente al flujo másico de salmuera para corregir posteriormente la inyección de calor de las bombas de recirculación al fluido caloportador, de acuerdo con la normativa EN 14511-3.

Asimismo, este sistema hidráulico presenta elementos similares a los del bucle de demanda de calefacción para permitir el control de temperaturas en el intercambiador de la bomba de calor. No obstante, este anillo hidráulico sólo incluye un tanque de inercia donde van alojadas las resistencias eléctricas que ceden calor al fluido para incrementar su temperatura y además, también tiene una bomba elevadora para ajustar las pérdidas de carga de la instalación y desplazar caudal másico de fluido en caso que la unidad ensayada no lleve integrada bomba de recirculación.

Al contrario que el otro anillo acoplado a la bomba de calor, este bucle sólo permite trabajar con un nivel de temperatura durante el funcionamiento como sumidero de calor, correspondiente con el del anillo exterior acoplado con la enfriadora anteriormente mencionada.

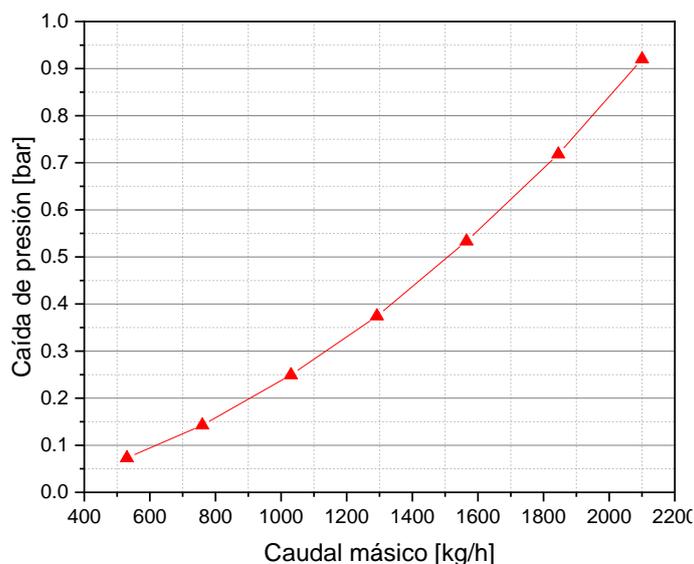


Gráfico 26. Caracterización del bucle hidráulico de salmuera

## 4.4 Instrumentación de medida y análisis de errores

La instrumentación de medida empleada para la caracterización de cada una de las tipologías, presente en la Tabla 21, es similar a la empleada para el estudio de prestaciones durante el reemplazo del refrigerante R410A por R290 en la unidad original, pero añadiendo los sensores necesarios para el cálculo de la capacidad en el bucle de salmuera ya que ésta va a poder funcionar tanto para una plataforma salmuera-agua, como para una plataforma aire-agua.

En relación a la medida de variables en el bucle de salmuera, es conveniente destacar que la adquisición de datos de caudal del fluido caloportador se efectúa mediante un caudalímetro electromagnético debidamente configurado para el fluido de trabajo empleado. Esta particularidad provoca que sea necesario su conversión a flujo másico a través de la densidad para el cálculo de la capacidad desarrollada en el intercambiador de calor. Dicho esto, la metodología de cálculo de la incertidumbre de medida e instrumentación empleada tanto en el lado del fluido secundario como en el lado del aire, es exactamente igual a la enunciada en el subcapítulo 2.3.

Como se ha comentado anteriormente, dado que el objetivo de esta campaña de ensayos es caracterizar el comportamiento experimental de las tipologías seleccionadas, se han instalado termopares a lo largo de todo el circuito frigorífico para adquirir la máxima información disponible y analizar las condiciones de funcionamiento del sistema para distintas condiciones de operación. La localización de la instrumentación a lo largo del circuito frigorífico se muestra en la Figura 26:

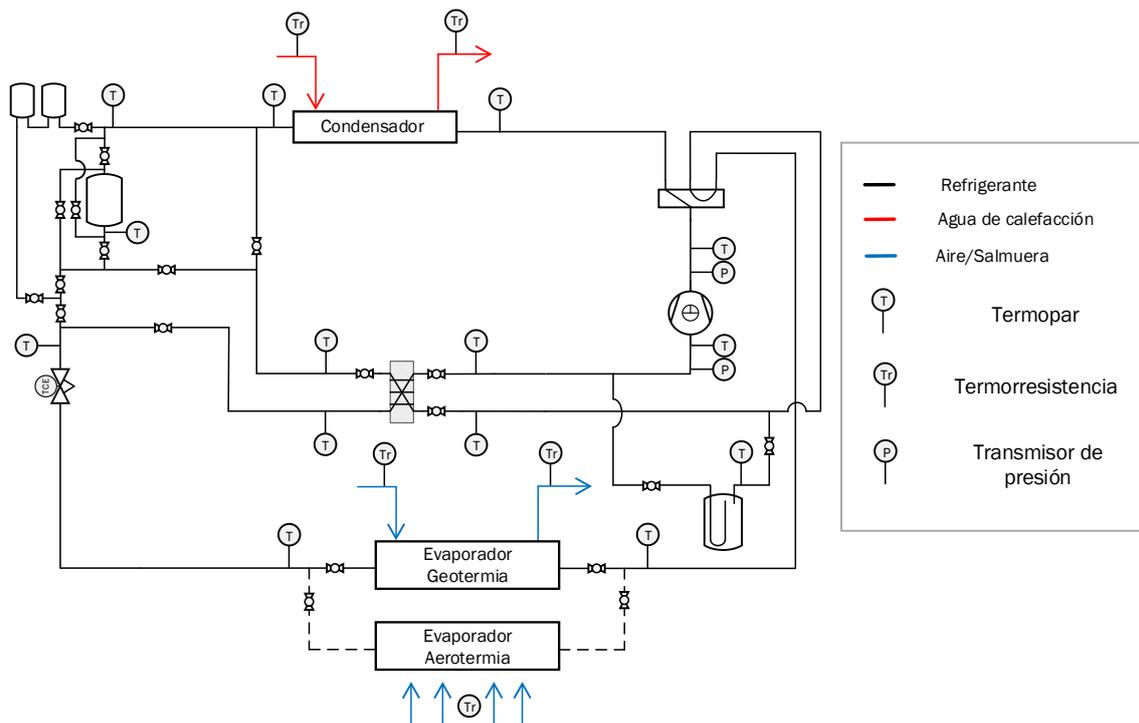


Figura 26. Instrumentación y esquema frigorífico del prototipo de evaluación de tipologías

Asimismo, se han sustituido los sensores de presión del lado del refrigerante con respecto a los del prototipo estudiado en el capítulo 2, por otros de mayor precisión de medida, que mejoren la calidad de los datos adquiridos y permitan un mejor análisis de prestaciones.

Con todo ello, las magnitudes medidas a lo largo del banco de ensayos son las siguientes:

- Flujo másico de agua
- Caudal volumétrico de salmuera
- Temperatura de entrada/salida de los fluidos caloportadores en los intercambiadores de placas de la bomba de calor
- Temperatura de aire
- Humedad relativa
- Consumo de potencia eléctrica

Y en el circuito frigorífico:

- Temperaturas a lo largo del circuito de refrigerante antes y después de cada componente
- Presiones de funcionamiento del sistema

Tabla 21. Instrumentación empleada en el prototipo de evaluación de tipologías e incertidumbre de la cadena de medida

<b>Instrumentación</b>	<b>Modelo/Tipo</b>	<b>Rango de medida</b>	<b>Incertidumbre máxima absoluta (U95)</b>
Medidor de flujo másico de efecto coriolis	Siemens Sitrans - Mass 2100	0-5500 kg/h	±5.2 kg/h
Medidor magnético de caudal	Siemens Sitrans - Mag 5100	0-5000 kg/h	±3.7 kg/h
Termorresistencia	PT100	173-623 K	±0.16 K
Termopar	Tipo T - Clase 2	233-623 K	±1.2 K
Medidor de humedad	Vaisala - HUMICAP 180	0 - 100%	±3 %
Sensor de presión de descarga del compresor	Rosemount - 3051CA	10 - 45 bar(a)	±0.06 bar
Sensor de presión de succión del compresor	Rosemount - 2088A	0 - 15 bar(a)	±0.08 bar
Analizador de redes	Gossen Metrawatt - A2000	0-10 kW	±0.06 kW

## 4.5 Campaña experimental de la plataforma salmuera-agua

Como se ha mencionado en los apartados anteriores de este capítulo, el análisis de los resultados obtenidos tras la campaña de ensayos no sólo va a estar centrado en la evaluación del COP para cada tipología, sino que también va a incluir una revisión del comportamiento del algoritmo de control a lo largo de las distintas condiciones de trabajo propuestas.

Los ensayos propuestos se van a desarrollar de acuerdo con la metodología de ensayo presentada en el subcapítulo 2.5.1.2, de acuerdo a la normativa EN 14511-3. Dado que se trata de una plataforma salmuera-agua, no existen periodos de funcionamiento transitorios como el desescarche, lo que provoca que el tiempo de ensayo se reduzca a 35 minutos en periodo de estabilidad.

### 4.5.1 Condiciones de ensayo de la unidad

Para el desarrollo de la campaña experimental se han seleccionado distintas condiciones de trabajo para evaluar, por un lado, el COP de cada una de las tipologías para calefacción y refrigeración con el propósito de obtener una comparativa que permita analizar la eficiencia de la bomba de calor con los componentes anteriormente dimensionados, y por otro, el estudiar las limitaciones de cada una de las tipologías en relación al control de la unidad y al sobre de aplicación de funcionamiento de la bomba de calor.

Las velocidades del compresor han venido definidas por orden del fabricante, de acuerdo a las zonas de trabajo donde se pretende ensayar la bomba de calor. De esta manera, la Tabla 22 muestra las condiciones de trabajo para los modos de calefacción y refrigeración de la plataforma salmuera-agua:

Tabla 22. Campaña de ensayos para la plataforma salmuera-agua

<b>Modo calefacción</b>	
B0W35 (@70rps)	Condición nominal calefacción
B-20W20 (@50 rps)	Límite de funcionamiento
B-20W53 (@50 rps)	Límite de funcionamiento
<b>Modo refrigeración</b>	
B35W18 (@70rps)	Condición nominal refrigeración
B46W7 (Máxima capacidad)	Límite de funcionamiento

Las condiciones de ensayo elegidas incluyen diversos puntos de extremo del sobre de aplicación, en concreto para calefacción, éstas se corresponden con la máxima y mínima temperaturas de suministro de agua de calefacción para la mínima temperatura de salmuera. En el caso de refrigeración, únicamente se ha considerado la condición de límite en la que la temperatura de salmuera y agua son máxima y mínima respectivamente. En esta condición, el criterio para definir la velocidad del compresor es aquella que permita situar la temperatura de evaporación en 1 °C, con el objetivo de evitar el riesgo de congelamiento del agua en el intercambiador.

Las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caloportadores en los intercambiadores a lo largo de las condiciones de trabajo mencionadas se muestran en la Tabla 23:

Tabla 23. Detalle de las temperaturas de funcionamiento en las condiciones de ensayo elegidas

Modo de funcionamiento	Denominación	Tempeatura de entrada al evaporador [°C]	Tempeatura de salida del evaporador [°C]	Tempeatura de entrada al condensador [°C]	Tempeatura de salida del condensador [°C]
Calefacción	B0W35	0	-3	30	35
	B-20W20	-20	(*)	(*)	20
	B-20W53	-20	(*)	(*)	53
Refrigeración	B35W18	23	18	30	35
	B46W7	(*)	7	(*)	46

(\*) Temperatura obtenida con el caudal de fluido caloportador obtenido en las condiciones nominales de la norma EN14511-2

## 4.5.2 Estrategia de control para la tipología 1

Como se ha comentado previamente, uno de los aspectos a evaluar durante la campaña experimental es la facilidad de control del sistema a lo largo de las condiciones de funcionamiento propuestas, es decir, la adaptabilidad del software de la plataforma original a las nuevas tipologías estudiadas. En el caso de la tipología 1, actualmente y dado que se trata de la misma tipología que para R410A, la regulación del control en modo refrigeración se aplica mediante el ajuste del sobrecalentamiento a la entrada del compresor. Esto implica que el refrigerante almacenado en el acumulador de succión en modo calefacción se desplaza y almacena en el condensador, aumentando el grado de subenfriamiento del ciclo y produciendo un incremento de la temperatura de condensación debido a que el intercambio de calor se realiza a flujo equi-corriente.

La Tabla 24 muestra la diferencia en prestaciones del modo de regulación por subenfriamiento frente al modo de regulación por sobrecalentamiento. En ella se puede apreciar que, mediante el control del subenfriamiento, el acumulador de succión sigue permitiendo obtener un sobrecalentamiento nulo a la entrada del compresor y contener el subenfriamiento del sistema en valores en torno a 3 a 5 K que no incrementen la

temperatura de condensación y provoquen una reducción de prestaciones de la unidad. En contraposición, sin embargo, la metodología de regulación mediante el sobrecalentamiento a la entrada del compresor produce un mayor grado de subenfriamiento en el ciclo debido a la migración del refrigerante desde el acumulador al condensador mencionada anteriormente. Este desplazamiento de la carga tiene como consecuencia una reducción muy significativa de la eficiencia del sistema de más del 24% a causa del incremento de la temperatura de condensación.

Además, la temperatura de descarga del compresor también se ve afectada por el modo de regulación, en concreto, mientras que a través del control de subenfriamiento la temperatura de descarga se sitúa en un valor de 42.3 °C a causa de las condiciones de saturación a la entrada del compresor y la baja temperatura de condensación, la temperatura de descarga se sitúa en valores de 65.9 °C cuando la regulación del sistema se aplica al sobrecalentamiento en la entrada del compresor.

Tabla 24. Regulación del subenfriamiento frente al sobrecalentamiento en B35W18

	Unidad	Control de subenfriamiento	Control del sobrecalentamiento
Temp. de descarga del compresor	°C	42.7 ±1.2	65.9 ±1.2
Presión de condensación	bar(a)	13.61 ±0.06	16.15 ±0.06
Presión de evaporación	bar(a)	6.41 ±0.08	5.82 ±0.08
Temperatura de condensación	°C	39.74 ±0.19	47.31 ±0.17
temperatura de evaporación	°C	10.24 ±0.44	6.83 ±0.47
Subenfriamiento a la salida de condensador	K	4.8 ±1.2	12.1 ±1.2
Sobrecalentamiento a la entrada del compresor	K	-0.7 ±1.3	7.7 ±1.3
<b>Potencia absorbida - EN 14511</b>	<b>W</b>	<b>1411.7 ±22.5</b>	<b>1713.6 ±22.5</b>
<b>Capacidad frigorífica - EN 14511</b>	<b>W</b>	<b>7717.0 ±156.5</b>	<b>7112.9 ±142.9</b>
<b>EER - EN 14511</b>	<b>-</b>	<b>5.47 ±0.14</b>	<b>4.15 ±0.10</b>

El origen de la regulación por sobrecalentamiento implementada en el sistema de control de la bomba de calor se encuentra en la plataforma aire-agua. En ésta, es necesario aplicar esta tipología de control en el modo refrigeración debido al gran volumen interno del intercambiador de tubos y aletas (que funciona como condensador) para asegurar la entrada total de líquido a la válvula de expansión. Con ello se consigue desplazar la carga de refrigerante desde el depósito de succión hasta el intercambiador de aire, evitándose que lleguen burbujas al dispositivo de expansión que puedan producir dificultades en el control.

No obstante, particularmente para la tipología 1 y en una plataforma salmuera-agua, la presencia del depósito de refrigerante en la línea de succión hace que el control del sobrecalentamiento carezca de sentido ya que el volumen del intercambiador de placas es menor.

Adicionalmente, la tendencia de prestaciones en B46W7 es similar a la observada en las condiciones nominales para ambos casos de regulación del sistema, en la Tabla 25 se puede observar que la reducción del EER mediante la regulación del sobrecalentamiento del sistema es de más del 34%. Sin embargo, el efecto del incremento del grado de subenfriamiento provoca limitaciones de funcionamiento por situaciones de alta temperatura de descarga, donde alcanzado un valor, el compresor reduce su velocidad. En esta condición, también es destacable que el dispositivo de expansión se encuentra situado en los mínimos pasos de apertura posibles (70) y aun así, existe una diferencia de 2.4 K

entre el objetivo de sobrecalentamiento a la entrada del compresor marcado por el sistema y el valor medido. Esta situación indica que para estas condiciones y empleando el sobrecalentamiento como regulación del sistema, el dimensionamiento del dispositivo de expansión no es correcto y es necesario un menor tamaño de válvula de expansión para lograr un control efectivo del sistema.

Frente a esto, la regulación por subenfriamiento a la salida del condensador no presenta ninguna limitación de funcionamiento relacionadas con la temperatura de descarga, al contrario que con una regulación por sobrecalentamiento en estas condiciones de trabajo. La válvula de expansión es capaz de regular de forma efectiva el sistema de acuerdo con el objetivo de subenfriamiento marcado.

Tabla 25. Regulación del subenfriamiento frente al sobrecalentamiento en B46W7

	Unidad	Control de subenfriamiento	Control del sobrecalentamiento
Temp. de descarga del compresor	°C	55.5 ±1.2	103.9 ±1.2
Presión de condensación	bar(a)	17.05 ±0.06	30.63 ±0.06
Presión de evaporación	bar(a)	4.88 ±0.08	5.37 ±0.08
Temperatura de condensación	°C	49.77 ±0.16	78.81 ±0.1
temperatura de evaporación	°C	0.95 ±0.54	4.13 ±0.5
Subenfriamiento a la salida de condensador	K	3.8 ±1.2	36.3 ±1.2
Sobrecalentamiento a la entrada del compresor	K	0.6 ±1.3	1.6 ±1.3
<b>Potencia absorbida - EN 14511</b>	<b>W</b>	<b>1779.2 ± 22.5</b>	<b>1770.9 ±22.5</b>
<b>Capacidad frigorífica - EN 14511</b>	<b>W</b>	<b>4435.2 ±156.5</b>	<b>2842.6 ±157.6</b>
<b>EER - EN 14511</b>	-	<b>2.49 ±0.09</b>	<b>1.61 ±0.09</b>

### 4.5.3 Estrategia de control para la tipología 6

En relación con el algoritmo de control de la tipología 6, el funcionamiento del sistema durante las pruebas de calefacción de extremo de funcionamiento en condiciones B-20W53 no son estables con el dispositivo de expansión empleado, ya que, dado que la zona de funcionamiento de la válvula se encuentra cercana a la apertura mínima, un tamaño más pequeño de este componente podría mejorar la estabilidad del sistema. El Gráfico 27 muestra el comportamiento del sistema frente a la regulación de la válvula de expansión, donde el sistema no se encuentra trabajando de manera estable bajo el algoritmo de control de la bomba de calor.

Este gráfico muestra dos situaciones distintas de inestabilidad: la zona izquierda del gráfico muestra un control automático del sistema donde el software de control consigue controlar el sobrecalentamiento entre 2 y 10 K de forma intermitente; en la zona de la derecha, en cambio, el control se efectúa de manera manual mediante la intervención de la consigna de apertura del dispositivo, consiguiendo oscilaciones entre 2 y 22.5 K. Análogamente a la situación anterior, el sobrecalentamiento obtenido depende de la frecuencia de cambio entre 77 y 78 pasos de apertura, arrojando valores superiores a 20 K debido al aumento de la frecuencia de cambio.

Es destacable que, para esta tipología, el algoritmo de control del sobrecalentamiento a la entrada del compresor no se encuentra optimizado para alcanzar la estabilidad de la bomba de calor de acuerdo con los datos los datos recogidos y la dinámica del sistema.

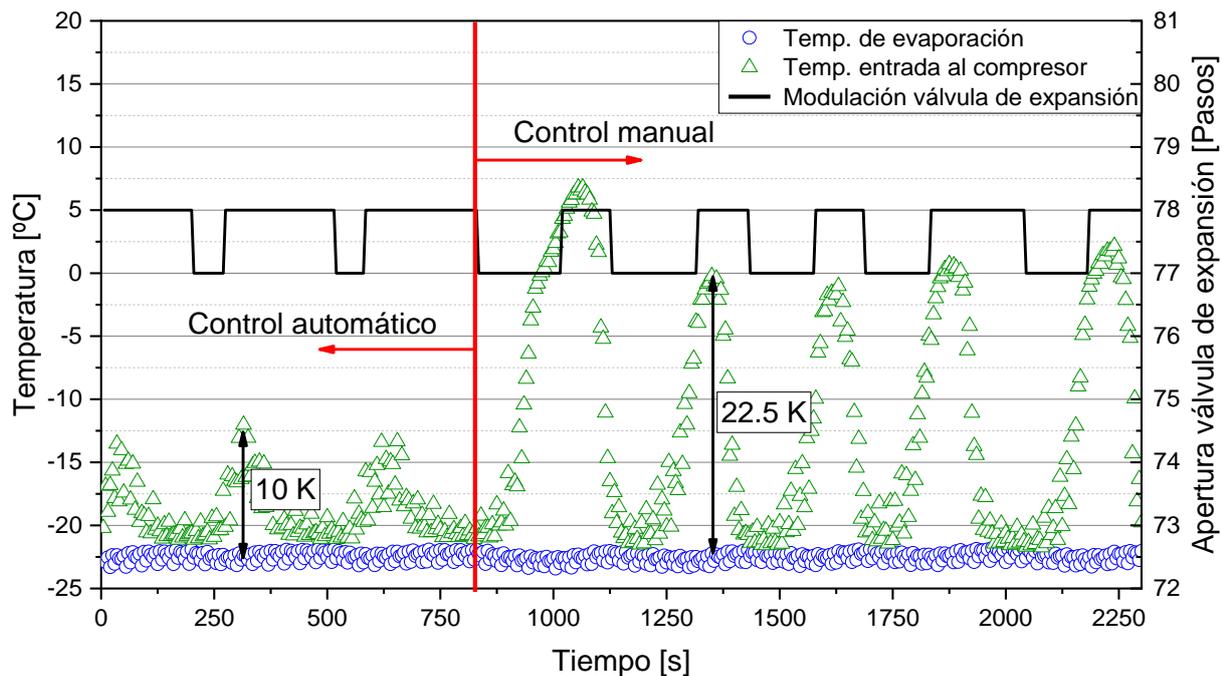


Gráfico 27. Dinámica de control del sobrecalentamiento en B-20W53 para la tipología 6

#### 4.5.4 Estrategia de control para la tipología 7

En el caso de la tipología 7, mediante la regulación actual del sistema ni siquiera es posible llegar a la condición objetivo de funcionamiento B-20W20 a causa de la inestabilidad de la unidad.

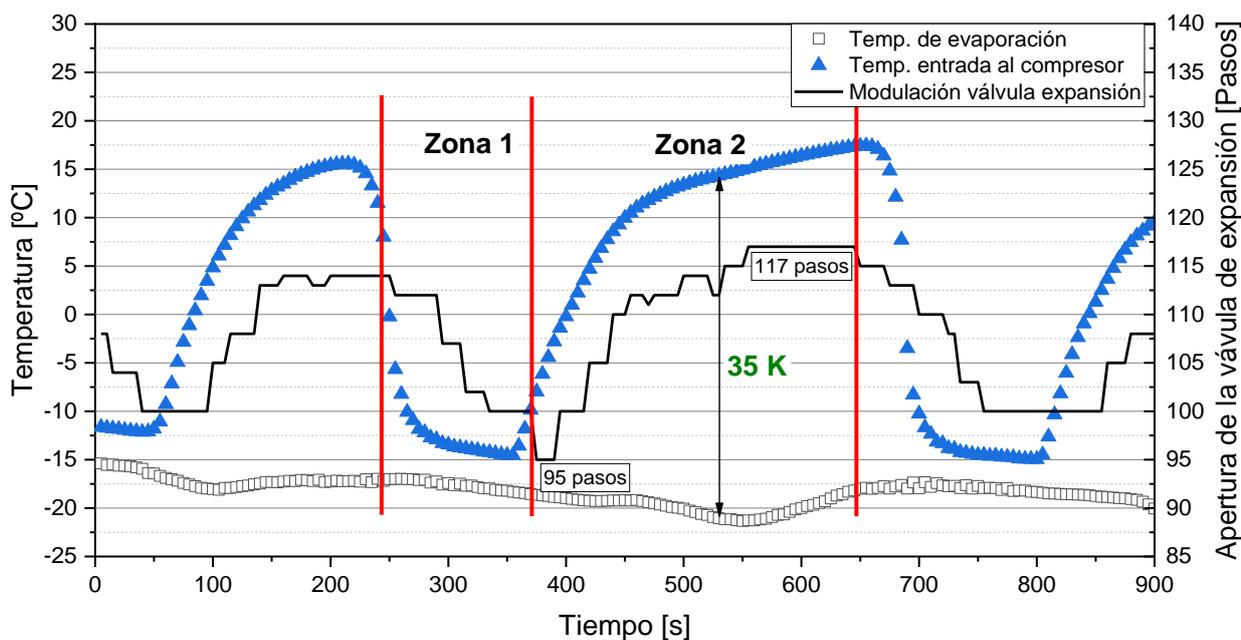


Gráfico 28. Dinámica de control del sobrecalentamiento en B-15W20 para la tipología 7

Como se presenta en el Gráfico 28, los valores de apertura máximos y mínimos para el control de sobrecalentamiento oscilan en 117 pasos y 95 pasos respectivamente. Este gráfico muestra la evolución del sobrecalentamiento en la entrada del compresor y la regulación del dispositivo de expansión, que intenta obtener un control estable sobre esta variable con un objetivo de 8.5 K, sin embargo, el algoritmo de control no está preparado para manejar esta situación y el sistema presenta un comportamiento oscilatorio.

Cuando el sobrecalentamiento medido está por debajo del objetivo de control, el dispositivo de expansión comienza a cerrarse para aumentarlo, pero como la reacción del sistema es demasiado lenta debido al bajo flujo másico de refrigerante en las condiciones del Gráfico 28, el dispositivo de expansión continúa reduciendo su apertura hasta que el sistema mide un aumento del sobrecalentamiento (ZONA 1 del Gráfico 28). En ese punto, el dispositivo de expansión se encuentra ya demasiado cerrado y el sobrecalentamiento aumenta nuevamente por encima del objetivo de control. El efecto contrario se puede observar en la ZONA 2, donde el algoritmo de control comienza a aumentar progresivamente la apertura de la válvula de expansión debido a la ausencia de respuesta del sistema hasta que ésta se produce ya cuando la apertura es mayor de la requerida, produciendo una caída del sobrecalentamiento hasta los 0 K.

#### 4.5.5 Resultados de ensayo para la plataforma salmuera-agua

El resumen de resultados para todas las tipologías se puede observar en la Tabla 26. Ésta presenta una comparativa entre las tipologías ensayadas en relación al COP/EER, capacidad y temperaturas de descarga como resultados de primer orden de acuerdo a los objetivos planteados. Los resultados de capacidad y COP/EER, además, están calculados de acuerdo al procedimiento descrito en el subcapítulo 2.5.2, esto es, aplicando la corrección del calor que inyectan las bombas de recirculación de fluido secundario debido a las pérdidas de carga de las instalaciones externas.

De manera comparativa, la carga de refrigerante se ha fijado en condiciones nominales de baja temperatura de calefacción, B0W35, con el objetivo de asegurar un funcionamiento correcto en este punto de trabajo debido su importancia como ensayo de referencia. El criterio para establecer la carga que permita un funcionamiento estable en estas condiciones está ligada a la propia configuración de cada una de las tipologías. Es necesario destacar que para que la evaluación de las tipologías sea lo más equitativa posible, uno de los requisitos impuestos es el de no intervenir el sistema de regulación manualmente, dejando actuar al dispositivo de expansión a través de la regulación programada originalmente.

Para la tipología, el criterio para establecer la carga de refrigerante ha sido el de obtener un sobrecalentamiento a la entrada del compresor cercano a cero, a la misma vez que la actuación de la válvula de expansión es capaz de controlar el subenfriamiento objetivo. Para la tipología 6, dado que no incluye un depósito de refrigerante en el circuito, se ha cargado hasta que se ha conseguido un funcionamiento estable del sistema, donde se ha empezado a ver la existencia de líquido subenfriado a la salida del condensador. Por último, para la tipología 7, el procedimiento ha sido significativamente distinto a causa de que no es posible medir subenfriamiento a la salida del condensador. En este caso en concreto, se ha realizado un barrido de carga hasta que, ante un nuevo incremento de ésta, el funcionamiento de la

unidad no ha variado, lo que implica que este incremento se ha almacenado en el depósito de líquido tras el condensador y no aporta efecto frigorífico.

En detalle, y una vez expuestos los criterios para establecer la carga de refrigerante en cada una de las tipologías, ésta se sitúa en 650 gramos para las tipologías 1 y 6, y en 850 gramos para la tipología 7. Es reseñable, que la carga de refrigerante en condiciones B0W35 es la misma para las tipologías 1 y 6 (650 gramos de propano), sin embargo, la tipología 6 no permite variar la demanda de carga del sistema sin afectar directamente a las prestaciones de la unidad, ya que no incluye un depósito de refrigerante que lo permita en su configuración. Esta característica afecta a la distribución de carga en el circuito frigorífico para diferentes condiciones de trabajo, lo que puede empeorar los resultados de COP si la demanda de carga de refrigerante del sistema dista significativamente de los 650 gramos.

A pesar de la ausencia de un acumulador y en especial para esta tipología, la carga final de refrigerante ha sido determinada considerando el compromiso entre el COP en las condiciones nominales de calefacción para baja temperatura y el exceso o falta en los otros puntos de trabajo. De acuerdo con las prestaciones de la unidad funcionando mediante esta tipología, no se han encontrado situaciones de exceso (alto grado de subenfriamiento en el condensador) o de defecto de carga (pérdida de capacidad y alto grado de sobrecalentamiento) en modo calefacción. Por el contrario, en las condiciones nominales en modo refrigeración, esta singularidad sí que representa una limitación, dado que el COP se ve afectado muy significativamente a causa del exceso de carga.

Finalmente, la tipología 7 presenta la mayor carga de refrigerante en condiciones B0W35 con 850 gramos de propano. Este aumento en la carga de refrigerante requerida se debe al volumen muerto en la parte inferior del depósito de líquido después del condensador, que necesita un nivel mínimo de refrigerante para funcionar correctamente debido a las características constructivas del componente. Esta característica permite la generación de subenfriamiento en el condensador en las pruebas de refrigeración, ya que el receptor de líquido está en la entrada del evaporador y no tiene un efecto significativo en las prestaciones de acuerdo con los datos experimentales.

Tabla 26. Resumen de resultados para la plataforma salmuera-agua

Tipología 1	COP/EER	Capacidad [kW]	Temperatura de descarga [°C]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]
B0W35	3.98 ±0.11	5.75 ±0.12	53.5 ±1.2	37.5 ±0.2	-7.7 ±0.7
B-20W20	3.29 ±0.16	2.5 ±0.09	44.5 ±1.2	24.4 ±2.4	-23.4 ±1
B-20W53	1.56 ±0.12	1.95 ±0.14	76.3 ±1.2	56.1 ±0.2	-22.1 ±1
B35W18 (control del subenfriamiento)	5.47 ±0.14	7.72 ±0.16	42.7 ±1.2	39.7 ±0.2	10.2 ±0.4
B46W7 (control del subenfriamiento)	2.49 ±0.09	4.44 ±0.16	55.5 ±1.2	49.8 ±0.2	1 ±0.5
<b>Tipología 6</b>					
B0W35	4.01 ±0.11	5.7 ±0.13	66.4 ±1.2	35.8 ±0.2	-8.2 ±0.7
B-20W20	3.55 ±0.18	2.49 ±0.09	72.8 ±1.2	19.8 ±2.7	-23.5 ±1
B-20W53	1.72 ±0.13	1.98 ±0.14	106 ±1.2	53 ±0.2	-22.5 ±1
B35W18	3.51 ±0.08	7 ±0.14	75.5 ±1.2	54.7 ±0.2	6.5 ±0.5
B46W7	2.23 ±0.07	5.04 ±0.16	86 ±1.2	61.5 ±0.1	1.2 ±0.5
<b>Tipología 7</b>					
B0W35	3.9 ±0.11	5.5 ±0.12	65.8 ±1.2	35.6 ±0.2	-7.8 ±0.7
B-20W20 (*)	3.86 ±0.28	2.55 ±0.16	83.2 ±1.2	19.8 ±2.7	-23.6 ±1
B-20W53 (**)	1.47 ±0.13	1.7 ±0.14	106.9 ±1.2	52.8 ±0.2	-20.9 ±0.9
B35W18	5.1 ±0.13	7.72 ±0.16	55 ±1.2	42.2 ±0.2	9 ±0.5
B46W7	2.05 ±0.07	4.9 ±0.16	87.8 ±1.2	65.7 ±0.1	1.9 ±0.5

(\*) Funcionamiento estable del sistema no conseguido

(\*\*) Condiciones de trabajo requeridas no alcanzadas

Las variables elegidas como más relevantes son aquellas que resultan necesarias para evaluar a cada una de las tipologías según los criterios definidos durante la selección de éstas. La temperatura de descarga del compresor ofrece información acerca del límite de producción de agua de calefacción en unas mismas condiciones, mientras que las temperaturas de condensación y evaporación permiten conocer el funcionamiento del ciclo en función de su configuración y las limitaciones que puedan presentar. Además, y como dato ilustrativo del funcionamiento de cada tipología, la capacidad y el COP/EER permiten concluir qué tipología es mejor en términos de eficiencia.

Cabe destacar que han existido dificultades de ensayo en las condiciones de límite de funcionamiento para la tipología 7. Por un lado, la regulación automática del sistema no ha permitido el control estable de la unidad en condiciones B-20W20, tal y como se ha comentado en el subcapítulo 4.5.4. Por otro, no ha sido posible alcanzar las condiciones de temperatura en los fluidos secundarios a causa de la baja capacidad frigorífica desarrollada en condiciones de B-20W53 y las propias limitaciones del banco de ensayos.

Inciendo sobre cada una de estas variables, la tipología 1 presenta la temperatura de descarga más baja en todas las condiciones de funcionamiento ensayadas, tal y como puede apreciarse en el Gráfico 29, debido a que la presencia del depósito de refrigerante a la entrada al compresor permite obtener unas condiciones cercanas a la saturación en este punto.

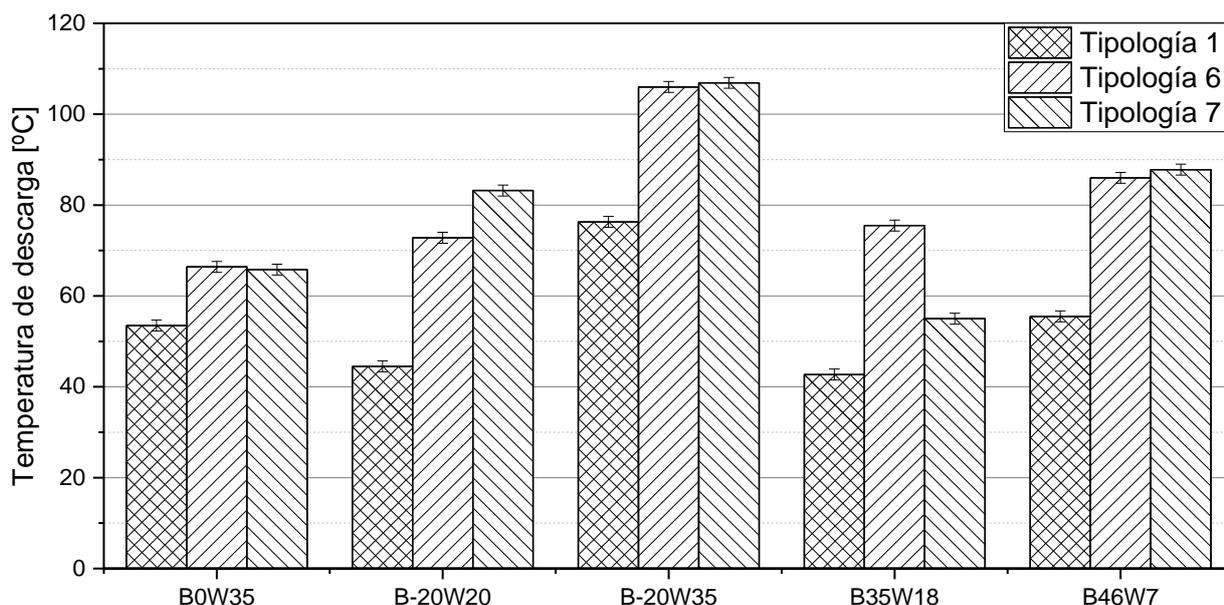


Gráfico 29. Comparativa de la temperatura de descarga del compresor para la plataforma salmuera-agua

Además, en el Gráfico 30 y el Gráfico 31 se presentan la comparativa de las temperaturas de condensación y evaporación, consideradas como las temperaturas de saturación a las presiones de descarga y succión, respectivamente. Es reseñable destacar que la tipología 6 tiene una alta temperatura de condensación en las condiciones B35W18, debido al alto subenfriamiento explicado anteriormente. Además, y por el mismo motivo, la temperatura de condensación en B46W7 también resulta ser más alta en las tipologías 6 y 7. No obstante, la temperatura de evaporación se mantiene en valores similares a lo largo de las distintas condiciones de trabajo para las diferentes tipologías.

También cabe destacar la incertidumbre de medida de la temperatura de condensación en la condición B-20W20. Ésta se debe a que la medida se corresponde con el sensor de presión de la unidad, de mayor incertidumbre, a causa de la saturación del sensor de presión externo instalado para la caracterización de la unidad en su límite inferior.

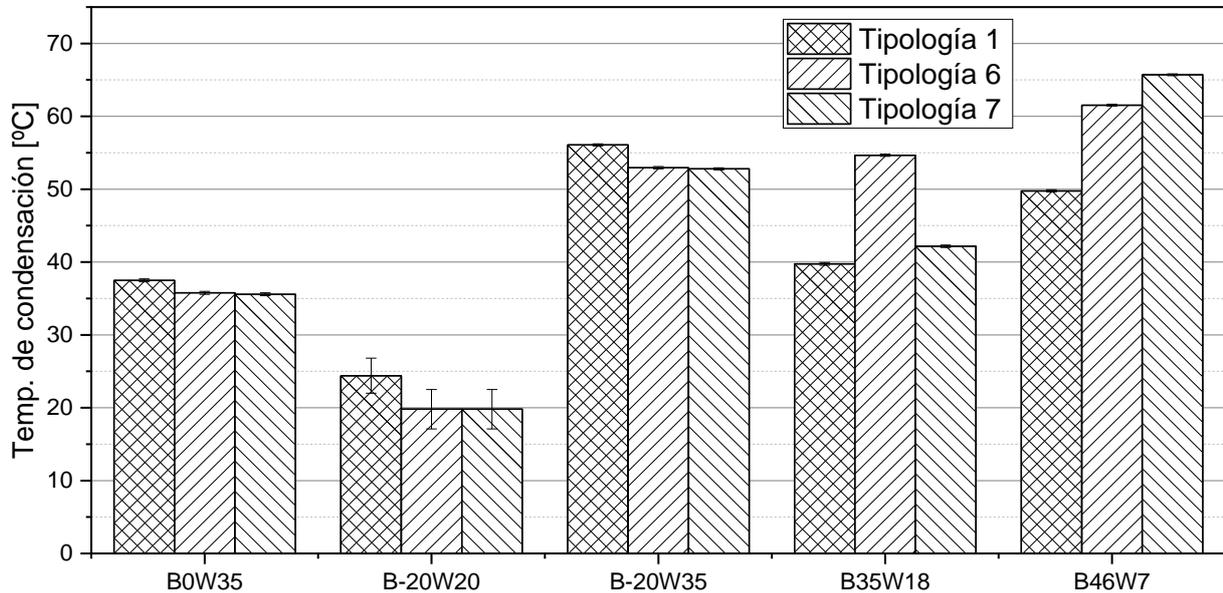


Gráfico 30. Comparativa de la temperatura de condensación para la plataforma salmuera-agua

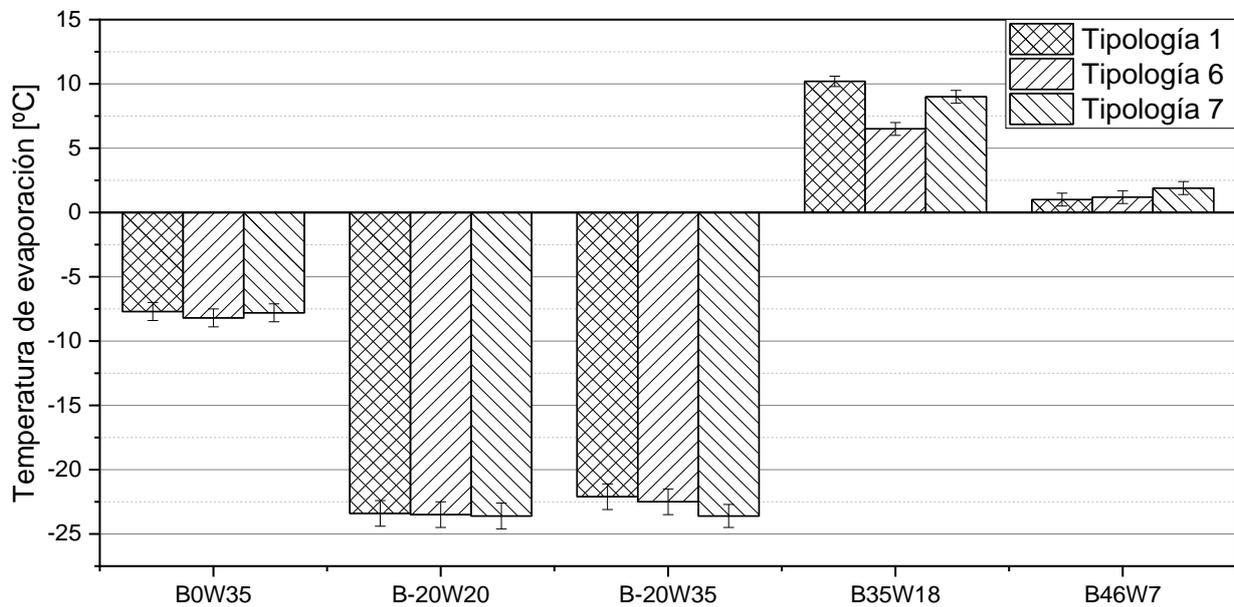


Gráfico 31. Comparativa de la temperatura de evaporación para la plataforma salmuera-agua

Por último, el Gráfico 32 muestra una comparación de eficiencia entre las tipologías probadas en la campaña experimental. Como se puede ver, el COP es similar para las todas las condiciones de ensayo consideradas, a excepción de la condición nominal de refrigeración B35W18. En este caso, la tipología 6 presenta un subenfriamiento más alto que las otras tipologías debido al exceso de carga de refrigerante del sistema en esas

condiciones de trabajo, lo que aumenta la temperatura de condensación y disminuye las prestaciones del ciclo.

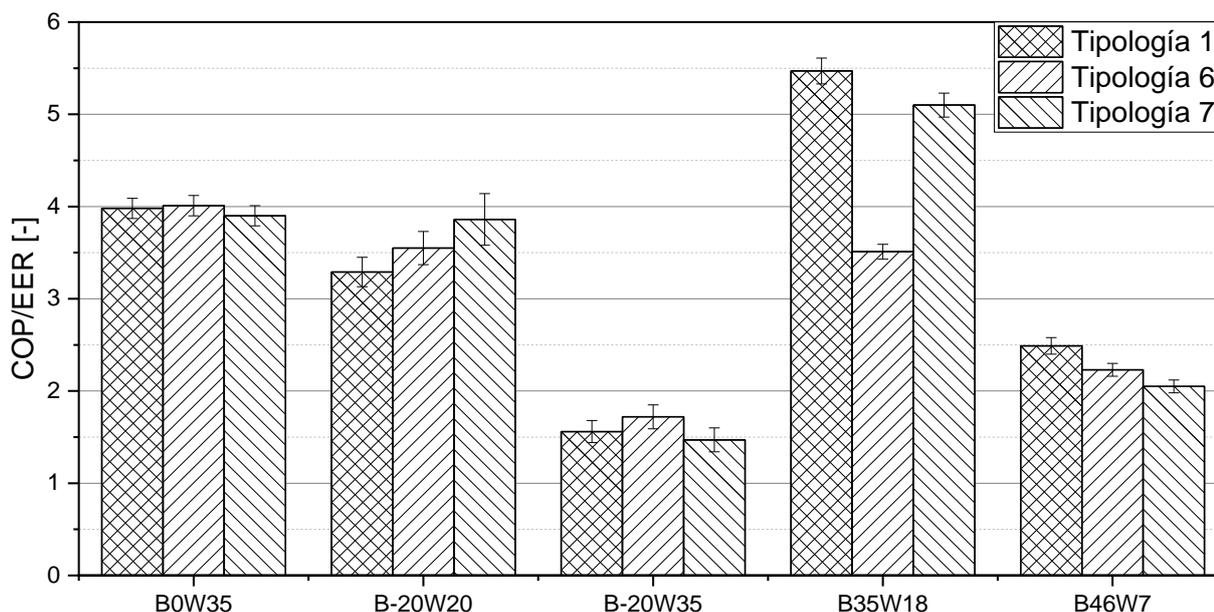


Gráfico 32. Comparativa del COP/EER para la plataforma salmuera-agua

## 4.6 Campaña experimental de la plataforma aire-agua

Análogamente a la unidad salmuera-agua, en los criterios de evaluación de la unidad funcionando como plataforma aire-agua también se incluye la evaluación de la regulación del sistema de control a lo largo de las diferentes condiciones de trabajo, así como las limitaciones de funcionamiento existentes por la propia definición de cada tipología, más allá del dato de COP para la condición ensayada.

De nuevo, los ensayos propuestos se van a desarrollar de acuerdo con la metodología de ensayo presentada en el subcapítulo 2.5.1.1, de acuerdo a la normativa EN 14511-3. En este caso, la plataforma ensayada utiliza el aire como uno de los medios para intercambiar calor y posibilitar el ciclo, y por tanto, es necesario resaltar el carácter transitorio de los ensayos realizados.

### 4.6.1 Condiciones de ensayo de la unidad

Las condiciones de ensayo en modo calefacción elegidas para la campaña experimental se caracterizan por incluir tanto condiciones de carga parcial para el etiquetado energético de la unidad en la aplicación de calefacción a baja temperatura, como también condiciones de extremo de funcionamiento, para evaluar el límite de trabajo de cada tipología. Éstas se muestran en la Tabla 27, junto con las velocidades de compresor indicadas por el fabricante. Para la condición de A-10(-11)W55, el criterio de la velocidad se define mediante la temperatura de descarga del compresor, tal y como se puede apreciar en dicha tabla.

La elección de estas condiciones de funcionamiento está relacionada con los límites de temperatura de impulsión de agua a bajas temperaturas ambiente y con un primer dato de eficiencia para el cálculo del etiquetado energético de la bomba de calor en cada tipología. A este respecto, la condición A0(-1)W75 se corresponde con la condición donde se alcanza la máxima temperatura de impulsión de agua posible de la bomba de calor, y la condición A-10(-11)W55 con la condición de máxima carga parcial que determina la potencia declarada en la unidad para un nivel de calefacción de alta temperatura. En cuanto a la eficiencia a baja temperatura de calefacción, las condiciones de carga parcial A2(1)W30 y A7(6)W27 son las que mayor contribución y peso tienen en el cálculo del etiquetado energético para un clima medio de acuerdo al número de horas de funcionamiento supuestas en la normativa EN 14825 [82].

Tabla 27. Campaña de ensayos para la plataforma aire-agua

<b>Modo calefacción</b>	
A2(1)W30 (@63rps)	Condición de carga parcial según UNE-EN 14825
A7(6)W27 (@38rps)	Condición de carga parcial según UNE-EN 14825
A0(-1)W75 (@70rps)	Límite de funcionamiento
A-10(-11)W55 (@Max capacidad con Temp. descarga < 110°C)	Condición de carga parcial según UNE-EN 14825

#### 4.6.2 Resultados de ensayo para la plataforma aire-agua

El resumen de resultados para todas las tipologías en una plataforma aire-agua se presenta en la Tabla 28. De manera análoga a los resultados mostrados para la plataforma salmuera-agua, los principales resultados están relacionados con los datos de COP/EER, capacidad y temperaturas de descarga del compresor. La potencia calorífica y el COP/EER están calculados de acuerdo al subcapítulo 2.5.2, sin embargo, los datos de temperaturas presentados se corresponden con los valores promedio durante los periodos de estabilidad de calefacción, es decir, sin considerar el periodo transitorio de desescarche.

Para esta plataforma, la tipología 1 presenta la carga de refrigerante más baja de entre las tres tipologías con 750 gramos, seguida de la tipología 6 y finalmente la 7 con 850 y 950 gramos, respectivamente. En este caso, la carga de refrigerante se ha establecido con el mismo criterio que durante el reemplazo del R410A por R290 presentado en el subcapítulo 2.6, dada la experiencia de funcionamiento adquirida. Además, con el fin de obtener un análisis comparativo claro, la carga de refrigerante de la unidad se ha mantenido invariante a lo largo de las distintas condiciones de ensayo.

Nuevamente, es importante señalar que la tipología 6 no permite absorber la variación de carga en el circuito, ya que funciona sin depósito de refrigerante para ello. Esta característica afecta la distribución de refrigerante en el circuito para diferentes condiciones de trabajo, lo que puede afectar las prestaciones del sistema si se requiere una carga diferente a la establecida para esta tipología. Como era de esperar, la carga de refrigerante para todas las tipologías en la plataforma aire-agua es significativamente mayor que la requerida en la plataforma salmuera-agua, debido al mayor volumen interno del intercambiador de tubos y aletas.

Tabla 28. Resumen de resultados para la plataforma aire-agua

Tipología 1	COP/EER	Capacidad [kW]	Temperatura de descarga [°C]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]
A0W75	1.00 ±0.06	2.7 ±0.14	91.6 ±1.2	74.27 ±0.11	-4.9 ±0.6
A2W30	3.44 ±0.22	4.01 ±0.11	47.2 ±1.2	32.4 ±0.2	-10.9 ±0.7
A7W27	5.12 ±0.48	3.49 ±0.11	44.5 ±1.2	30.6 ±0.2	-3.1 ±0.6
A-10W55	1.58 ±0.05	5.22 ±0.12	85.4 ±1.2	55.76 ±0.15	-24.8 ±1.0
<b>Tipología 6</b>					
A0W75 (*)	-	-	-	-	-
A2W30	3.53 ±0.22	4.26 ±0.11	64.8 ±1.2	31.6 ±0.2	-10.5 ±0.7
A7W27	5.19 ±0.48	3.49 ±0.11	55.0 ±1.2	29.6 ±0.2	-2.6 ±0.6
A-10W55 (**)	1.49 ±0.05	4.39 ±0.12	111.9 ±1.2	44.99 ±0.17	-20.1 ±0.9
<b>Tipología 7</b>					
A0W75 (*)	-	-	-	-	-
A2W30	3.5 ±0.22	4.08 ±0.11	65.0 ±1.2	30.5 ±0.2	-10.3 ±0.7
A7W27	5.16 ±0.48	3.26 ±0.11	48.5 ±1.2	27.4 ±0.2	-3.9 ±0.6
A-10W55 (**)	1.47 ±0.05	4.39 ±0.12	109.2 ±1.2	44.82 ±0.18	-19.1 ±0.9

(\*) Ensayo no efectuado por temperatura de descarga del compresor excesiva

(\*\*) Condiciones de trabajo requeridas no alcanzadas

La tendencia de la temperatura de descarga, cuyos datos se pueden observar en el Gráfico 33, es similar a la observada para la plataforma salmuera-agua, donde la tipología 1 presenta la menor temperatura de descarga debido al depósito de refrigerante en la línea de succión. Este fenómeno es causado por el sobrecalentamiento en la entrada del compresor, que en el caso de la tipología 1, se encuentra alrededor de 0 K. La mayor temperatura de descarga del compresor se alcanza con la temperatura de impulsión de agua más alta, en condiciones A0(-1)W75, donde ésta se sitúa en un valor de 91.6 °C. De acuerdo a estos datos y la tendencia vista en la diferencia de temperaturas de descarga en las demás tipologías, se ha decidido descartar la realización de estas pruebas con la intención de proteger al compresor por sobrecalentamiento. La justificación de esto también viene apoyada por los resultados de simulación de los modelos ajustados en IMST-ART para cada tipología, donde éstos arrojan una temperatura de 129 °C en ese punto en las tipologías 6 y 7. Esta situación resulta ser inadmisibles para el compresor, ya que se encuentra 9 K por encima del límite de temperatura en ese punto y se encontraría trabajando fuera de la especificación del fabricante.

Las consecuencias de esto es la concusión de no cumplir el requisito de una temperatura de impulsión de agua de 75 °C, lo que supone una desventaja con respecto a la tipología 1.

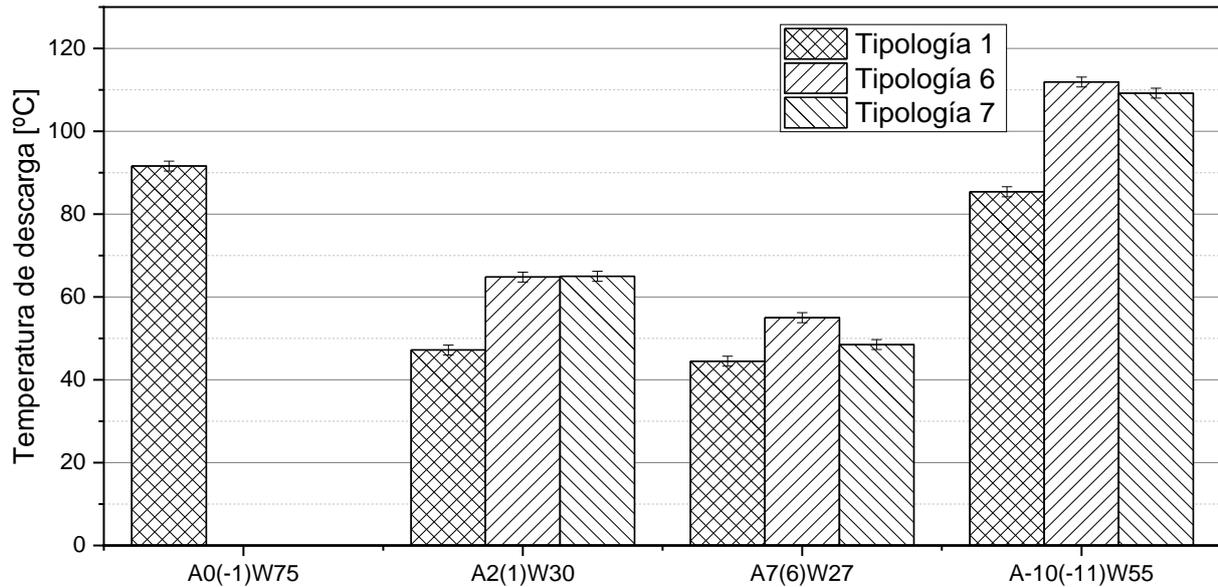


Gráfico 33. Comparativa de la temperatura de descarga del compresor para la plataforma aire-agua

Las temperaturas de condensación y evaporación se muestran en el Gráfico 34 y Gráfico 35, respectivamente. Al contrario que en la plataforma salmuera-agua, en el caso de la plataforma aire-agua, no existe un exceso de carga de refrigerante en ninguna condición de funcionamiento que produzca un efecto significativo en las prestaciones del sistema.

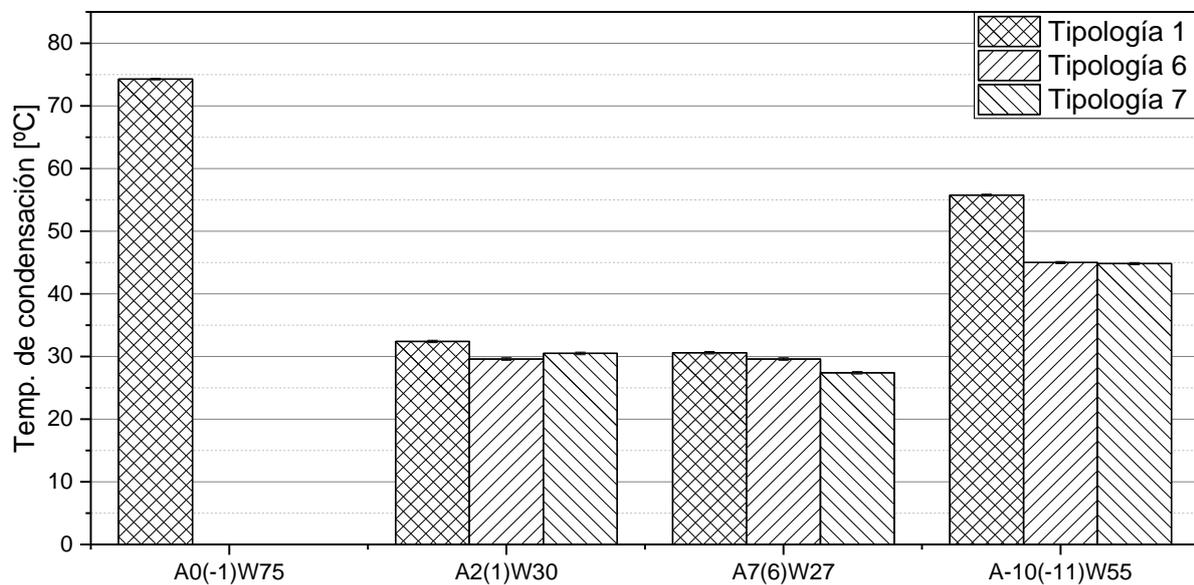


Gráfico 34. Comparativa de la temperatura de condensación para la plataforma aire-agua

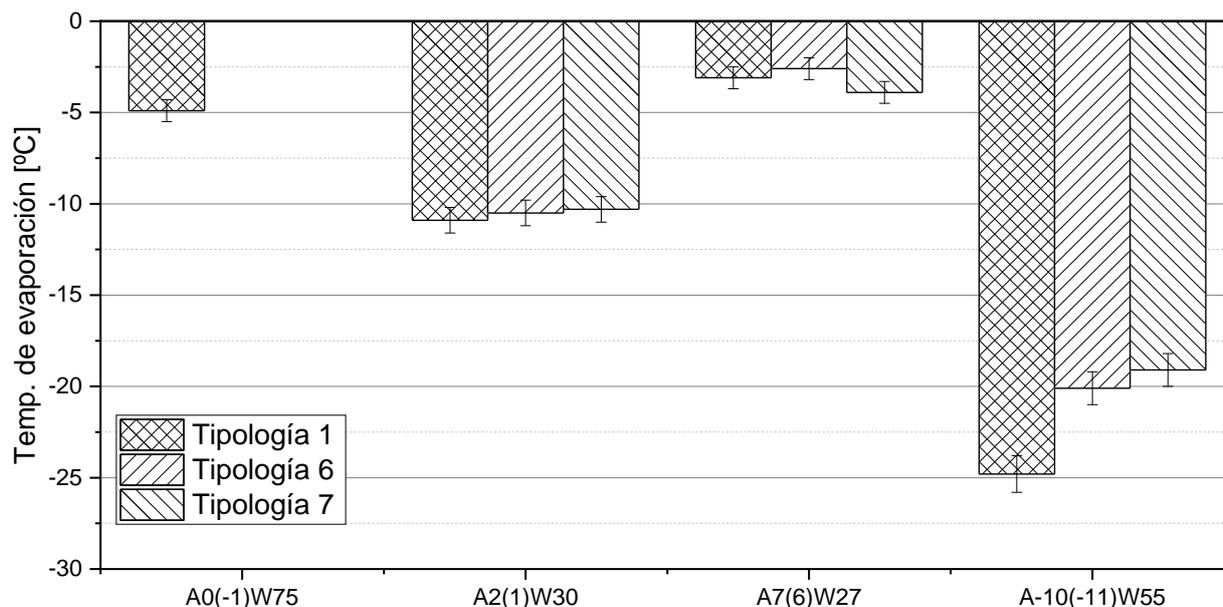


Gráfico 35. Comparativa de la temperatura de evaporación para la plataforma aire-agua

La temperatura de evaporación presenta el mismo comportamiento que durante la campaña experimental llevada a cabo en el capítulo 2. Además, también cabe destacar la generación de escarcha y hielo no uniforme en el intercambiador de aire, tal y como muestran la Figura 27 y la Figura 28. En la imagen de la izquierda se puede observar que el circuito inferior presenta una cierta acumulación, mientras que el resto del intercambiador de aire se encuentra libre de escarcha. Del mismo modo, la imagen de la derecha muestra la acumulación de hielo compacto, también en el circuito inferior de la batería, provocado por el congelamiento de las gotas de condensado de los circuitos superiores que se deslizan por la aleta. Esto indica que existe un desequilibrio entre los diferentes circuitos que conforman el intercambiador, a pesar de ser todos iguales en longitud y recorrido.



Figura 27. Generación de escarcha en la parte inferior del evaporador



Figura 28. Hielo acumulado en la parte inferior del intercambiador de aire

Este fenómeno es especialmente crítico en la condición A2(1)W30 debido a que acorta el tiempo entre la necesidad de desescarches por acumulación de escarcha, penalizando el COP de la unidad a causa de que procedimiento de cálculo de prestaciones presente en la

normativa EN 14511, exige considerar ciclos de funcionamiento completos (véase 2.5.2). La Tabla 29 muestra la diferencia entre desescarches frente a la capacidad calorífica a ciclo completo. Mientras que la tipología 1 y 7 presentan una capacidad calorífica similar, existe una diferencia de diez minutos entre los periodos de tiempo entre desescarches, que provoca una diferencia de 200 vatios cuando se calcula la capacidad calorífica del ciclo completo.

Tabla 29. Capacidad calorífica frente al tiempo entre desescarches

	Periodo de ciclo completo	Capacidad calorífica ciclo completo [kW]	Capacidad calorífica sin desescarcho [kW]
<b>Tipología 1</b>	58' 35''	4.02	4.64
<b>Tipología 6</b>	68' 50''	4.35	4.79
<b>Tipología 7</b>	68' 55''	4.20	4.64

Más detalladamente, el Gráfico 36 muestra una comparativa de COP entre las tipologías probadas en la campaña experimental. Como se puede apreciar en este gráfico, la tipología 6 continúa presentando el COP más alto, seguido de la tipología 7 y finalmente la tipología 1, en las condiciones seleccionadas para la evaluación de la eficiencia. La tendencia de los resultados de COP en la evaluación de la tipología de pruebas de aire a agua es similar a la de salmuera a agua, lo que denota un claro orden en cuanto a potencial de COP entre las tipologías.

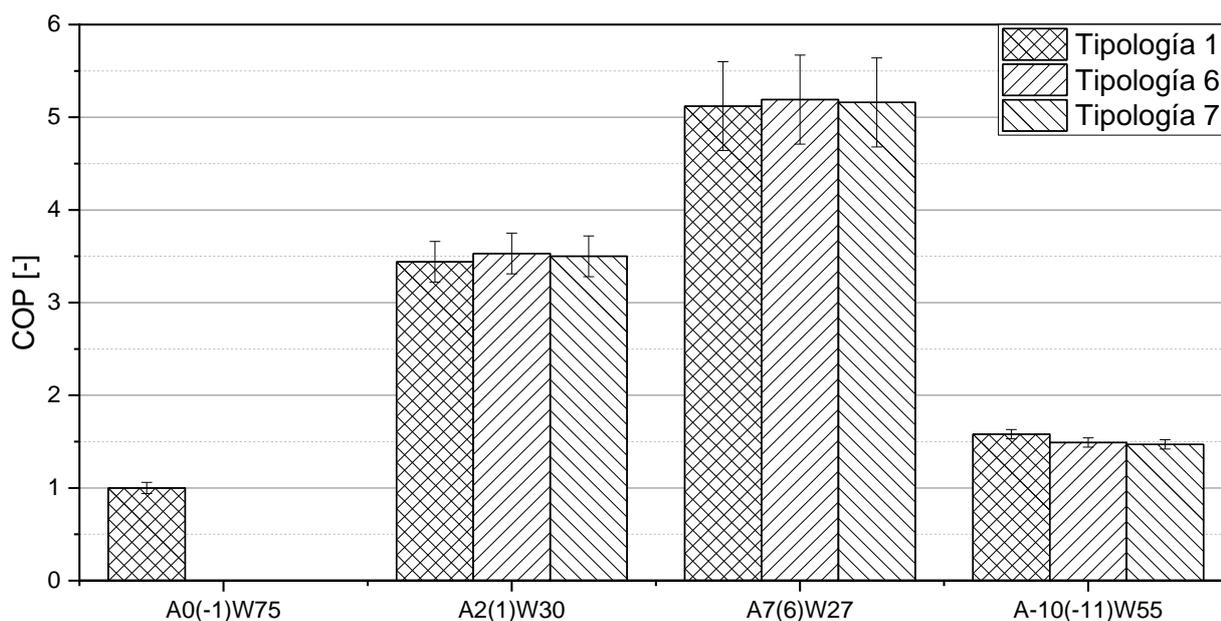


Gráfico 36. Comparativa del COP/EER para la plataforma salmuera-agua

#### 4.6.3 Limitaciones de funcionamiento en las tipologías 6 y 7

A pesar de los problemas de control en condiciones de límite de funcionamiento para la plataforma de salmuera-agua (expuestos en los capítulos 4.5.2 y 4.5.3), estas mismas tipologías no han presentado ningún fenómeno de inestabilidad relacionado con la regulación del sistema durante su funcionamiento en la plataforma aire-agua. No obstante, de acuerdo con los datos presentes en el Gráfico 37, se han detectado varios problemas

intrínsecos a estas tipologías relacionados con la capacidad frigorífica desarrollada, que no han permitido llegar a condiciones de trabajo objetivo en varios ensayos.

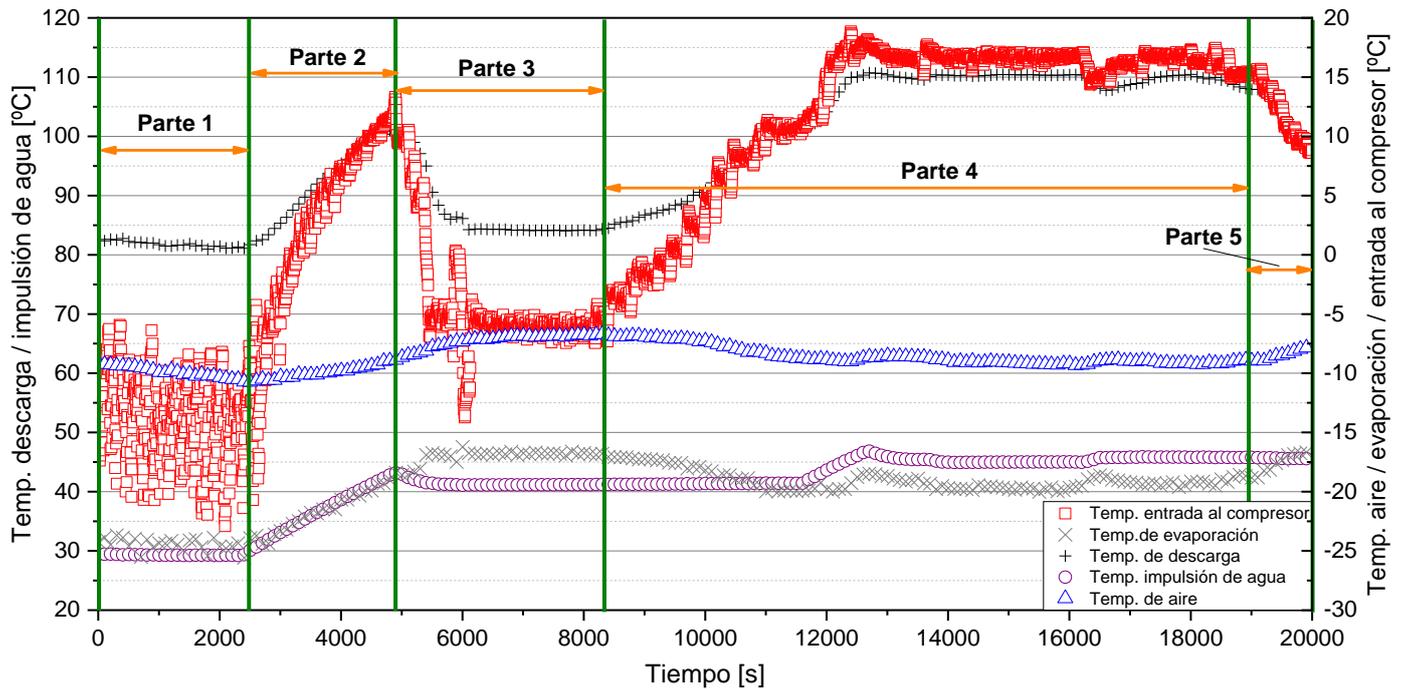


Gráfico 37. Limitaciones de control en condiciones de límite de funcionamiento para las tipologías 6 y 7 en la plataforma aire-agua

El Gráfico 37 presenta el comportamiento del sistema frente a la temperatura ambiente de la cámara climática en las condiciones de trabajo A-10(-11)W55 durante un periodo de ensayo de cinco horas y media con registro de datos cada cinco segundos. En él se observa la dinámica de regulación de la unidad, que no permite alcanzar las condiciones de ensayo debido a la falta de potencia de la unidad, dado que el banco de ensayo carece de equipos auxiliares de apoyo. De acuerdo con los datos experimentales, el sistema muestra un alto sobrecalentamiento a la entrada del compresor y un subenfriamiento nulo a la salida del condensador, lo que indica una falta de carga en el sistema y como consecuencia, la ya citada falta de potencia de la unidad. No obstante, para la plataforma aire-agua, la falta de carga en alguna de las condiciones es considerado un resultado válido, ya que por decisión del fabricante y con la intención de obtener la demanda de carga bajo un único criterio, las condiciones para el establecimiento de ésta se corresponden con A2(1)W30.

A continuación, se describen las distintas etapas de funcionamiento que arrojan como conclusión la imposibilidad de efectuar el ensayo en las condiciones A-10(-11)W55 establecidas en la Tabla 27, a pesar de que la velocidad del compresor es máxima y constante durante todo el ensayo.

La Parte 1 de este gráfico muestra un comportamiento transitorio en el que la temperatura del fluido secundario es fijada a 29.3 °C para poder generar más potencia frigorífica y poder disminuir la temperatura de la cámara climática a -10 °C más rápido. Una vez en ese punto, la Parte 2 muestra el incremento de la temperatura del fluido secundario con un objetivo de 55 °C, junto con un aumento la temperatura de descarga debido a una mayor temperatura de condensación. Este proceso se lleva a cabo limitando la apertura de la válvula de expansión para asegurar la mayor estabilidad del sistema. En ese punto, la limitación del

dispositivo de expansión se suprime, lo que provoca un incremento de la temperatura de evaporación a causa de la reducción del nivel del sobrecalentamiento.

La Parte 3 muestra un periodo de funcionamiento estable con un control automático del sistema por parte de la válvula de expansión, sin embargo, no es posible reducir la temperatura de aire por debajo de  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Como se ha comentado anteriormente, la razón de esto es la baja potencia frigorífica desarrollada por la unidad, ligada al hecho de que la instalación no dispone de equipos de frío auxiliares y que es la propia unidad la que absorbe calor del aire.

Para resolver este problema, en la Parte 4 el control de la válvula de expansión se realiza manualmente de modo similar a la parte 1 y 2, sin embargo, la temperatura del aire de la cámara climática no puede alcanzar el objetivo de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la temperatura del agua de salida del condensador no ha alcanzado los  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Finalmente, el control de la válvula de expansión se libera en la Parte 5, aumentando de nuevo la temperatura del aire de la cámara climática y haciendo imposible para alcanzar las condiciones de trabajo objetivo.

Dada esta dinámica, las tipologías 6 y 7 requieren de una carga de refrigerante proporcionalmente mayor que la tipología 1 para permitir un funcionamiento correcto en calefacción a alta temperatura, característica que resulta desventajosa para estas tipologías.

## 4.7 Funcionamiento del intercambiador de tubos y aletas como evaporador

Según los resultados obtenidos en la campaña de caracterización de tipologías, el intercambiador de calor de tubos y aletas presenta una baja temperatura de evaporación, lo provoca una reducción de prestaciones del equipo. Esta situación ya ha sido destacada en el capítulo 2, donde la temperatura de evaporación del sistema con R290 es significativamente inferior a la conseguida con R410A, lo que puede indicar que el diseño original no se encuentre optimizado para propano. De esta manera, es necesario analizar si este fenómeno es causado por el dimensionamiento del intercambiador para su uso con R290, mediante una evaluación teórica de prestaciones del mismo frente a diferentes variantes de diseño.

El número de opciones de diseño disponibles está acotado por las dimensiones de diseño disponibles en relación con el patrón de distribución de tubos y los diámetros disponibles, ya que se han tenido en cuenta los parámetros de diseño ofrecidos por distintos fabricantes de intercambiadores. Además, también existen restricciones geométricas a causa del espacio disponible de la unidad, lo que supone una limitación del número de tubos por fila del intercambiador para un cierto patrón de distribución de tubos. Las dimensiones del intercambiador del lado del aire no deben rebasar los 700 mm de ancho, 903 mm de alto y 100.5 mm de profundidad, ya que el espacio disponible en el mueble de la unidad representa un requisito estricto para el diseño del intercambiador de calor del lado del aire.

El criterio seleccionado para elegir los candidatos a análisis está basado en variar la configuración de filas y circuitos para obtener el mejor resultado de eficiencia, dentro del espacio disponible para el intercambiador, para cada una de los patrones geométricos de tubo disponibles. Además, para cada caso, el caudal de aire se ha establecido en el valor óptimo que ofrece el mejor COP del sistema. La Tabla 30 muestra las diferentes

configuraciones incluidas en la evaluación de prestaciones del intercambiador de tubos y aletas para R290:

Tabla 30. Opciones de diseño para la evaluación del intercambiador de tubos y aletas

	Diámetro exterior de tubo (mm)	Patrón geométrico (mm x mm)	Nº filas	Nº tubos por fila	Nº de circuitos	Caudal de aire óptimo (m <sup>3</sup> /h)
<b>Intercambiador original</b>	7	25 x 19	3	32	8	2100
1	7	25 x 19	5	36	12	2100
2	7.2	25 x 21.65	4	36	12	2100
3	7.2	25 x 21.65	4	36	18	2100
4	7	25 x 19	5	36	18	2100
5	5	19.05 x 11.4	8	42	14	2200
6	5	19.05 x 16.5	6	42	14	2200
7	5	20 x 17.32	4	42	14	2300
8	5	19.05 x 16.5	6	45	15	2200
9	5	20 x 17.32	4	42	21	2152
10	5	20 x 17.32	4	44	22	2150
11	5	20 x 17.32	4	44	11	2400
12	5	19.05 x 16.5	6	46	23	2200
13	5	19.05 x 11.4	8	46	23	2200

Este análisis comparativo ofrece información acerca de las prestaciones generales de la unidad a través del COP del sistema, así como también del funcionamiento del intercambiador como evaporador mediante la temperatura de saturación a la salida del mismo.

Para llevar a cabo el estudio de optimización, se ha empleado el software de simulación de circuitos de refrigeración IMST-ART, configurando las características geométricas de cada una de las propuestas presentes en la tabla anterior. La condición de trabajo escogida para realizar el cálculo de prestaciones se corresponde con la condición que más peso tiene en el cálculo de la eficiencia estacional para baja temperatura de calefacción en clima medio, A2(1)W30, de acuerdo con la normativa EN 14825, sin embargo, cabe destacar que los resultados del análisis se corresponden con un periodo estacionario de calefacción, es decir, sin incluir la reducción de prestaciones por el fenómeno de desescarche. Además, este estudio está planteado sobre las consideraciones de funcionamiento de la tipología de circuito frigorífico original de la bomba de calor, que incluye un depósito de refrigerante a la entrada del compresor.

El modelo del circuito frigorífico no tiene en cuenta las caídas de presión por tuberías y la eficiencia del ventilador se ha fijado constante. El resto de variables del circuito frigorífico están determinadas con el objetivo de comparar equitativamente los resultados obtenidos y están obtenidos en base a la experiencia experimental de funcionamiento de la unidad:

- Refrigerante: R290
- Desplazamiento del compresor: 30.6 cm<sup>3</sup>/rev
- Velocidad del compresor: 2700 rpm
- Temperatura de condensación constante: 31'5 °C
- Subenfriamiento: 5.5 K
- Sobrecalentamiento de entrada del compresor: 0.1 K
- Rendimiento del compresor: 64%
- Rendimiento volumétrico del compresor: 92.4%

El Gráfico 38 presenta el COP de la bomba de calor en comparación con la masa de cobre, con el objetivo de dar una idea del coste de cada configuración, dado que no existen variantes en el diseño que indiquen un sobrecoste por dificultad de producción:

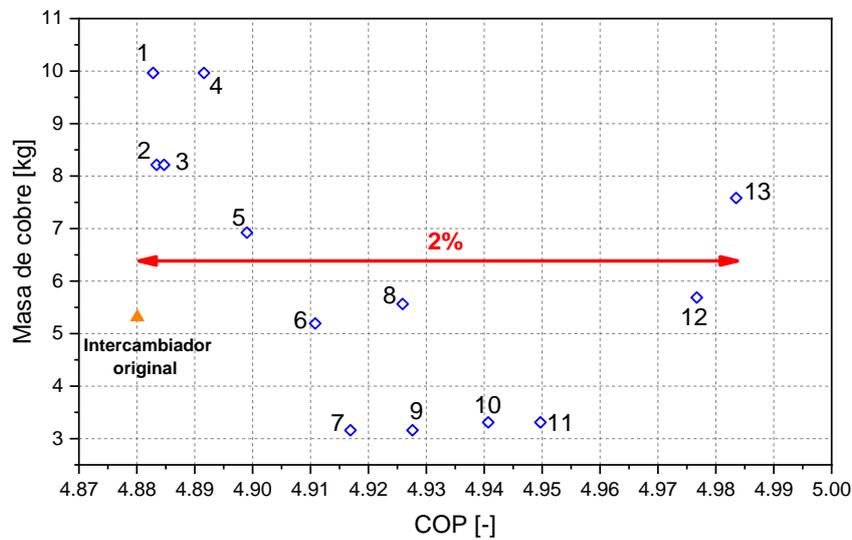


Gráfico 38. Masa de cobre frente al COP de la bomba de calor

Para las distintas propuestas de diseño, la variación del COP se encuentra alrededor del 2%, lo que indica que el intercambiador actual, a presentar el valor de COP más bajo de entre todas las configuraciones, no presenta desviaciones significativas que justifiquen las prestaciones obtenidas en las campañas experimentales de los capítulos 2 y 4. Las propuestas de diseño que permiten obtener una reducción de la masa de cobre de hasta el 40% son aquellas que utilizan un tubo de 5 milímetros, mientras que, para diámetros superiores, el intercambiador original ya se encuentra optimizado en este ámbito.

Otra de las variables relevantes para evaluar cada configuración de intercambiador es la demanda de carga de refrigerante. Como se ha comentado previamente, esta información también ha sido relevante como dato comparativo entre tipologías para selección final de la configuración frigorífica que se integre en un modelo comercial.

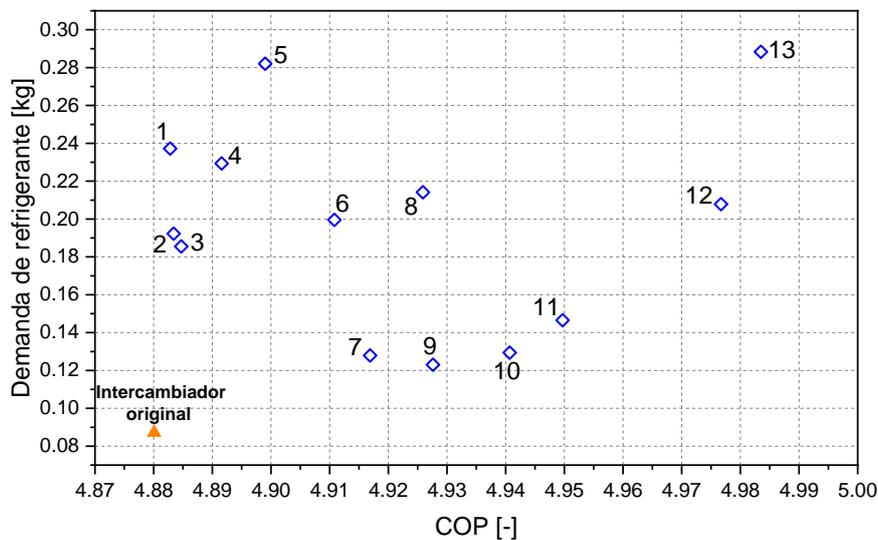


Gráfico 39. Demanda de carga de refrigerante del intercambiador frente al COP de la unidad

El Gráfico 39 muestra que la opción original presenta la mínima demanda de refrigerante en las condiciones de trabajo enunciadas, con una demandada de 87 gramos, mientras que para las opciones 7, 9, 10 y 11, que son aquellas que resultan más interesantes en coste, la demanda de carga oscila entre los 123 y los 146 gramos de R290.

Las conclusiones que se pueden extraer de este estudio es que la opción original de intercambiador de tubos y aletas funcionando como evaporador con R290 no presenta un potencial muy significativo de optimización, que pueda explicar las bajas prestaciones obtenidas en las campañas experimentales de ensayos de caracterización y la diferencia de temperaturas de evaporación con respecto al R410A. Además, este diseño supone una buena opción en términos de demanda de carga de refrigerante, mientras que existen otras opciones y posibilidades de mejora en relación al COP y a la potencial reducción de coste del componente.

## 4.8 Conclusión

Teniendo en cuenta los criterios iniciales para el prototipo de evaluación, hay tres variables a tener en cuenta en la selección de una tipología final futura: la adaptabilidad al software de la plataforma original de R410A, las prestaciones del sistema y la temperatura límite de suministro de agua y, finalmente, la carga de refrigerante para cada tipología:

### 1. Prestaciones del sistema y temperatura máxima de calefacción:

Esta característica se evalúa mediante las condiciones nominales para calefacción y refrigeración para la plataforma salmuera-agua y mediante las condiciones de carga parcial para calefacción a baja temperatura para la plataforma aire-agua.

De acuerdo a los resultados obtenidos a partir de las campañas experimentales, la configuración del circuito de refrigerante con el mejor COP es la tipología 6, tanto para una plataforma salmuera-agua como para la plataforma aire-agua. No obstante, la variación de COP entre las tipologías caracterizadas se encuentra dentro del rango de incertidumbre de a la cadena de medida. Dicho esto, la segunda tipología que mejores prestaciones ofrece en una plataforma salmuera-agua, es la tipología 1, que es la tipología original ya integrada en la plataforma de R410A inicial. Por último, la tipología que peor COP presenta es la tipología 7 a causa de la pérdida de capacidad que produce el no poder generar subenfriamiento.

Por el contrario, en modo refrigeración, la tipología que mejores prestaciones presenta es la tipología 1, a causa de la posibilidad de regular el sistema mediante el subenfriamiento a la salida del condensador, lo que supone una ventaja con respecto a las tipologías 6 y 7, que se traduce en un incremento de COP de hasta un 55.8%. Las peores prestaciones en este modo de funcionamiento se corresponden con la tipología 6, que no permite regulación de carga debido a la ausencia de depósito de líquido.

En la plataforma aire-agua, la tipología que presenta los mejores resultados de COP es nuevamente la tipología 6. Sin embargo, para este caso, la siguiente tipología con la que se obtienen es la tipología 7 a causa de que el tiempo entre desescarches es superior al necesario para la tipología 1 en condiciones de A2(1)W30. En estas condiciones, una diferencia de temperaturas de evaporación de 0.6 K provoca una reducción del periodo entre desescarches de diez minutos, y consecuentemente de una reducción del 1.7% en el COP, siendo la causa de esta situación.

Además, se ha detectado una generación de escarcha no uniforme en el intercambiador de tubos y aletas, produciendo una acumulación mayor en la parte inferior del evaporador, que incluso llega a provocar hielo compacto en condiciones de A7(6)W27. Esta puede ser la causa de las prestaciones del intercambiador de calor de aire funcionando como evaporador, ya que de acuerdo con el análisis realizado mediante el modelo de simulación de IMST-ART, no existe un potencial mayor del 2% de optimización en relación al COP de la unidad. Por tanto, es necesario un estudio más detallado del comportamiento de este componente a lo largo de distintas condiciones de trabajo para estudiar el porqué de esta desviación entre los resultados experimentales y el modelo teórico.

En relación a las condiciones de límite de funcionamiento, no se han identificado limitaciones intrínsecas significativas en ninguna de las tipologías ensayadas en la plataforma salmuera-agua. De este modo, es la temperatura de descarga del compresor en estos niveles de calefacción, la que establece el límite de funcionamiento de la unidad. A pesar de la ausencia de dificultad para alcanzar estas condiciones de trabajo, las tipologías 6 y 7 presentan una temperatura de descarga del compresor de hasta 30.6 K superior a la tipología 1 en condiciones B-20W53, lo que muestra que la tipología 1 aun presenta un potencial mayor de incremento en la temperatura de calefacción.

Análogamente para la plataforma aire-agua, ésta se evalúa mediante la posibilidad de poder alcanzar un funcionamiento estable en condiciones de A0(-1)W75 y A-10W55. Para las tipologías 6 y 7, no ha sido posible alcanzar un comportamiento estable de la unidad en ninguna de las condiciones propuestas para ello, debido a las limitaciones por temperatura de descarga del compresor y por una demanda de refrigerante proporcionalmente superior a la establecida, respectivamente para ambas condiciones. Nuevamente, la configuración de la tipología 1 no sólo ha permitido cumplir el objetivo propuesto, sino que además presenta potencial para incrementar la temperatura de impulsión de agua de calefacción más allá del límite establecido, ya que aún existe margen hasta el límite de descarga del compresor.

## 2. Carga de refrigerante:

El resultado de carga de refrigerante para las tipologías ensayadas es distinto para las plataformas salmuera-agua y aire-agua, a causa del volumen interno de los intercambiadores y de la demanda de éstos.

Para la plataforma salmuera-agua, las tipologías 1 y 6 presentan una misma carga de refrigerante, con un valor de 650 gramos. Sin embargo, como se ha comentado previamente, la tipología 6 no permite la acumulación carga de refrigerante, lo que afecta a las prestaciones de la unidad si la demanda de carga del sistema dista significativamente de este valor. Por último, la carga establecida para la tipología 7 es de 850 gramos lo que supone un incremento del 30.7% para alcanzar un funcionamiento similar a las tipologías 1 y 6.

En el caso de la plataforma aire-agua, y de acuerdo con el criterio de establecimiento de la carga, la demanda de refrigerante más baja corresponde a la tipología 1 con 750 gramos. Las tipologías 6 y 7, por su parte, presentan una mayor demanda de refrigerante con 850 y 950 gramos respectivamente.

## 3. Adaptabilidad del software original de la unidad:

El control del sistema original se efectúa mediante la regulación del subenfriamiento en el condensador debido a la presencia del depósito de refrigerante antes del compresor, lo que supone una ventaja para la tipología 1 en este ámbito, donde no se han encontrado problemas con la adaptación del sistema de control para R290.

Además, el control de subenfriamiento a la salida del condensador en modo refrigeración ha permitido obtener mejores resultados que un control por sobrecalentamiento a la entrada del compresor. En el caso concreto de esta tipología, el control de subenfriamiento provoca que el refrigerante permanezca en el depósito de succión, lo que evita la migración de refrigerante al condensador si se aplica un control por sobrecalentamiento, y una caída de entre el 24% y el 34% en el EER.

Sin embargo, las configuraciones frigoríficas de las tipologías 6 y 7 imponen un control activo del sistema por sobrecalentamiento a la entrada del compresor para evitar posibles golpes de líquido al mismo. Este control únicamente se utiliza en la unidad original cuando el equipo se encuentra funcionando en modo refrigeración en la plataforma aire-agua, lo que significa que no se encuentra optimizado para su uso en modo calefacción.

Durante la campaña de ensayos de la plataforma salmuera-agua, el control de sobrecalentamiento en condiciones de límite de funcionamiento en las tipologías 6 y 7 no ha garantizado la estabilidad del sistema, produciendo oscilaciones entre 0K a 35K, que suponían el riesgo de entrada de líquido al compresor. Esta situación se ha dado en las condiciones donde existe un menor flujo másico a causa de la alta relación de presiones y la velocidad del compresor, B-20W20 y B-20W53, lo que indica que es necesario una revisión de los parámetros de control de la unidad para efectuar la estabilidad del sistema.

A diferencia de la plataforma salmuera-agua, las pruebas realizadas en la campaña experimental de aire-agua no presentan ningún problema de control. El algoritmo de control ha sido capaz de regular la dinámica del sistema tanto mediante el subenfriamiento como mediante el sobrecalentamiento para todas las tipologías.

#### 4. Síntesis final:

Los resultados de prestaciones de todas las tipologías han sido similares, manteniéndose dentro de los rangos de incertidumbres en las condiciones designadas para su evaluación y por tanto, no existe ninguna tipología que destaque claramente por encima de las otras en este aspecto. Sin embargo, se ha detectado una desviación en el funcionamiento del intercambiador de tubos y aletas que requiere un estudio más detallado.

Además, sí que se han encontrado desviaciones significativas entre las tres tipologías en los puntos de trabajo de límite de funcionamiento. Mientras que la tipología 1 no sólo ha podido alcanzar todos los requisitos para las dos plataformas, sino que adicionalmente presenta la posibilidad de incrementar estos límites, tipologías 6 y 7 no ha podido alcanzar los límites de trabajo en la unidad funcionando como plataforma aire-agua. Mediante este criterio, la selección de la tipología ofrece una ventaja clara frente a las otras tipologías.

La tipología 1 presenta la menor demanda de carga de refrigerante entre las tres tipologías ensayadas, con unos valores de 650 y 750 gramos de R290 para las plataformas salmuera-agua y aire-agua respectivamente. En relación a la carga de refrigerante, la tipología 1 representa de nuevo la opción más viable, a causa la ventaja que supone una menor carga de entre 100 y 200 gramos de R290 con respecto a las tipologías 6 y 7.

Finalmente, la tipología 1 no presenta ningún problema con el software de control actual, principalmente a causa de que es el mismo que para la plataforma original de R410A. Para esta tipología, únicamente es destacable la mejora de eficiencia conseguida mediante la regulación del subenfriamiento en modo refrigeración. Por el contrario, es necesaria la optimización del algoritmo de control del sobrecalentamiento en modo calefacción para lograr la regulación estable del sistema, que no ha sido posible en las tipologías 6 y 7.

A la vista de los resultados, la configuración frigorífica propuesta para el desarrollo de un modelo comercial de bomba de calor para calefacción doméstica con R290 se corresponde con la tipología 1, cuyas principales ventajas se obtienen de ser una configuración que se adapta mejor a la arquitectura actual de la unidad, lo que implica una mayor viabilidad de industrialización y un menor coste de recursos de desarrollo. Además, esta opción permite un nivel de calefacción más alto que ya no sólo que el resto de tipologías propuestas, sino que también que el alcanzado con el refrigerante original, llegando al menos a 75 °C de temperatura con una arquitectura de circuito frigorífico simple.



# Análisis y optimización del intercambiador de tubos y aletas

Tras el análisis de resultados del capítulo 4, es necesario efectuar una caracterización específica del intercambiador de aire de la unidad original funcionando como evaporador, para poder encontrar la causa del fenómeno de baja evaporación presentado. Dado que la selección de la tipología es un resultado cerrado, esta etapa de estudio y optimización se va a llevar a cabo en la tipología 1 (aquella que integra un depósito de refrigerante en la succión del compresor), cuyo objetivo no es otro sino mejorar la eficiencia del sistema mediante un incremento de la temperatura de evaporación.

## 5.1 Planteamiento experimental y campaña de ensayos

El fenómeno de generación de escarcha no uniforme, junto con la acumulación de hielo compacto en la parte inferior de la batería, evidenciado en la Figura 27 y la Figura 28, puede deberse a que existe una distribución no uniforme de temperaturas a lo largo del intercambiador. Debido a esto, el planteamiento de la campaña experimental consiste en estudiar las temperaturas a lo largo de los circuitos del intercambiador de tubos y aletas, con el objetivo de evidenciar la causa que provoca las diferencias observadas.

Para lograr esto, se han instalado cinco termopares en cada uno de los ocho circuitos, distribuidos entre la entrada, la salida y los codos finales del circuito de refrigerante, tal y como se puede apreciar en la Figura 29. La disposición de éstos se ha seleccionado con el propósito de estudiar la evolución de temperaturas del refrigerante dentro de cada uno de los circuitos del intercambiador de calor, considerando que, si la distribución del refrigerante es uniforme, la temperatura a lo largo de todos circuitos se debe corresponder con la de cambio de fase del refrigerante.

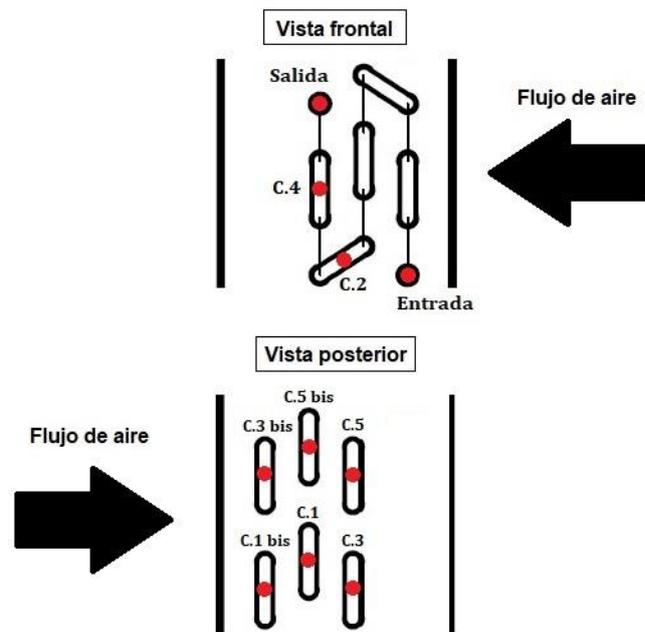


Figura 29. Distribución de termopares a lo largo de cada circuito

Además, se han instalado tres termopares más en los codos iniciales en el circuito 4 (circuito intermedio) para poder obtener datos acerca del comportamiento del refrigerante a lo largo del circuito completo. El objetivo de esta instrumentación especial es estudiar el punto en el que el refrigerante se convierte en vapor sobrecalentado y confirmar la hipótesis inicial.

Para esta campaña de caracterización, la instrumentación utilizada para medir las temperaturas del intercambiador presenta una incertidumbre de medida mucho menor que la empleada en las campañas experimentales anteriores, debido a la precisión requerida para mejorar la confianza con respecto a las temperaturas medidas. Por ello, en lugar de utilizar termopares de clase 2, los termopares instalados en las posiciones indicadas en la Figura 29 son de clase 1 de acuerdo con la normativa UNE-EN 60584-1 [68]. La incertidumbre máxima de medida de la instrumentación empleada puede apreciarse en la Tabla 31:

*Tabla 31. Incertidumbre de medida de a instrumentación utilizada en el análisis del intercambiador de aire*

<b>Instrumentación</b>	<b>Modelo/Tipo</b>	<b>Rango de medida</b>	<b>Incertidumbre máxima absoluta (U95)</b>
Medidor de flujo másico de efecto coriolis	Siemens Sitrans - Mass 2100	0-5500 kg/h	±5.2 kg/h
Termorresistencia	PT100	173-623 K	±0.16 K
Termopar	Tipo T - Clase 1	233-623 K	±0.8 K
Medidor de humedad	Vaisala - HUMICAP 180	0 - 100%	±3 %
Sensor de presión de descarga del compresor	Rosemount - 3051CA	10 - 45 bar(a)	±0.06 bar
Sensor de presión de succión del compresor	Rosemount - 2088A	0 - 15 bar(a)	±0.08 bar
Analizador de redes	Gossen Metrawatt - A2000	0-10 kW	±0.06 kW

Las condiciones de ensayo escogidas para realizar la caracterización del funcionamiento del intercambiador de tubos y aletas están heredadas de las pruebas de carga parcial para una aplicación de baja temperatura de calefacción, debido al especial interés en mejorar las prestaciones de la bomba de calor en relación al etiquetado energético. En concreto, la campaña de ensayos se va a desarrollar a lo largo de las tres condiciones que más aportan al cálculo del etiquetado energético, y que, además abarca un rango de trabajo considerable.

La velocidad del compresor y la carga de refrigerante de la unidad (750 gramos de R290) se han establecido de acuerdo a los resultados obtenidos en la campaña de caracterización para el análisis de las distintas tipologías consideradas. De esta forma, la Tabla 32 muestra el detalle de las condiciones de trabajo escogidas:

Tabla 32. Condiciones de ensayo para la caracterización del intercambiador de aire como evaporador

Ensayo	Velocidad del compresor [rps]	Tempeatura de aire seco/húmedo [°C]	Temperatura de retorno [°C]	Temperatura de impulsión [°C]
A-7(-8)W34	120	-7/-8	(*)	34
A2(1)W30	63	2/1	(*)	30
A7(6)W27	38	7/6	(*)	27

(\*) Temperatura obtenida con el caudal de fluido caloportador obtenido en las condiciones nominales de la norma EN14511-2

Adicionalmente, el procedimiento de ensayo es diferente del seguido hasta ahora y que se estipula en la normativa EN 14511. Para la caracterización del intercambiador, únicamente es de interés el periodo de funcionamiento estacionario en modo calefacción, excluyendo del análisis el periodo transitorio de desescarche y reduciendo la complejidad de ensayo. Por lo tanto, los resultados obtenidos se corresponden con un periodo estable de funcionamiento donde el intercambiador no experimenta variaciones bruscas en las condiciones de trabajo.

Por último, la metodología de cálculo de los resultados obtenidos sigue el procedimiento descrito en la normativa EN 14511 para periodos de calefacción estables, excepto en la corrección de las bombas de recirculación hidráulicas, y por tanto, los resultados mostrados provienen directamente de los datos adquiridos en el banco de ensayos.

## 5.2 Análisis experimental del comportamiento del intercambiador de tubos y aletas

### 5.2.1 Funcionamiento en condiciones A7(6)W27

La primera condición probada es la debida a las condiciones de A7(6)W27, en la que el flujo másico del refrigerante es el más bajo debido a la velocidad del compresor es de 38 revoluciones por segundo. El gráfico 2 presenta la distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de calor:

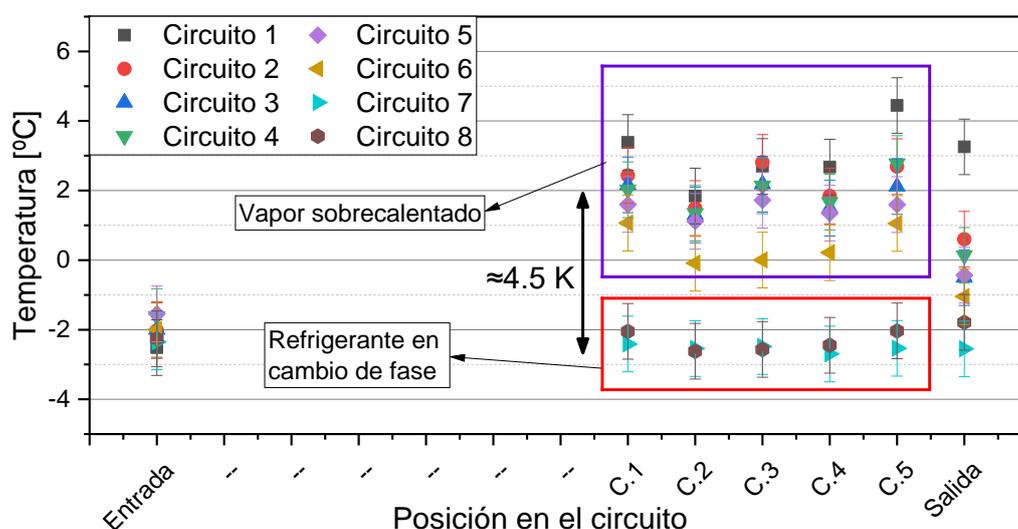


Gráfico 40. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A7(6)W27

Como evidencia el Gráfico 2, la distribución de temperaturas en el intercambiador de calor no es uniforme debido a la presencia de vapor sobrecalentado en los circuitos superiores, particularmente del circuito 1 al 6, lo que indica que la distribución del caudal másico del refrigerante no es uniforme, siendo menor en el circuito superior (circuito 1) e incrementándose progresivamente hasta el circuito inferior (circuito 8). De esta manera, la mayor parte del caudal másico de refrigerante circula por los circuitos 7 y 8 del intercambiador de calor, lo que indica que se encuentran completamente llenos de líquido refrigerante en cambio de fase a la temperatura de evaporación. En cambio, la temperatura medida en la mitad final de los circuitos superiores presenta un sobrecalentamiento de alrededor de 5 K debido a la mala distribución de refrigerante a lo largo del intercambiador.

Este fenómeno produce una degradación significativa en el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor y consecuentemente un deterioro del proceso de evaporación del refrigerante, lo que se traduce en una temperatura de evaporación más baja.

Estos datos explican la creación de hielo compacto en el circuito inferior del intercambiador del evaporador, mostrado en la Figura 28, donde el agua contenida en el aire es condensada en la zona superior del intercambiador donde refrigerante se encuentra sobrecalentado, y se desliza a lo largo de la aleta hasta llegar a los circuitos inferiores, cuya temperatura está cercana a la de evaporación y por debajo de cero.

Con el objetivo de observar la distribución de refrigerante en la primera fila de tubos del intercambiador, también se ha realizado un estudio de termografía para visualizar el comportamiento del refrigerante dentro de los circuitos. Es necesario señalar que los resultados obtenidos son cualitativos y los valores numéricos exactos no son representativos de las temperaturas reales, ya que el intercambiador posee una superficie reflectante de baja emisividad. La Figura 30 muestra la diferencia de temperatura entre el lado superior (izquierda de la imagen) y el lado inferior del intercambiador de calor (derecha de la imagen), donde el color púrpura oscuro indica una temperatura más baja y la presencia de hielo compacto.

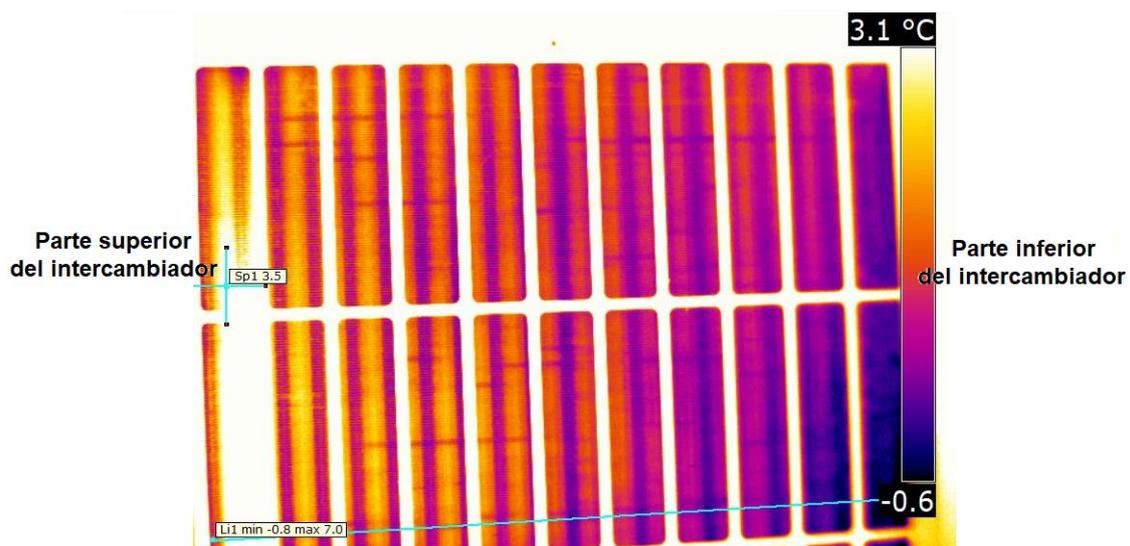


Figura 30. Imagen termográfica del intercambiador

Una de las herramientas empleadas en el estudio cualitativo del perfil de temperaturas de la imagen termográfica consiste en extraer los datos a lo largo de la línea azul presente en la Figura 30, que permite observar el perfil de temperatura en el intercambiador de calor, es decir, permite traducir numéricamente la temperatura de cada píxel dentro de la línea para poder representarla gráficamente. Como muestra el Gráfico 41, el perfil de temperatura desde la zona superior hasta la zona inferior del intercambiador presenta una tendencia descendente, evidenciando la mala distribución de refrigerante en el componente. Los picos en el Gráfico 41 corresponden a píxeles blancos (saturados) de la rejilla de protección del chasis de la bomba de calor.

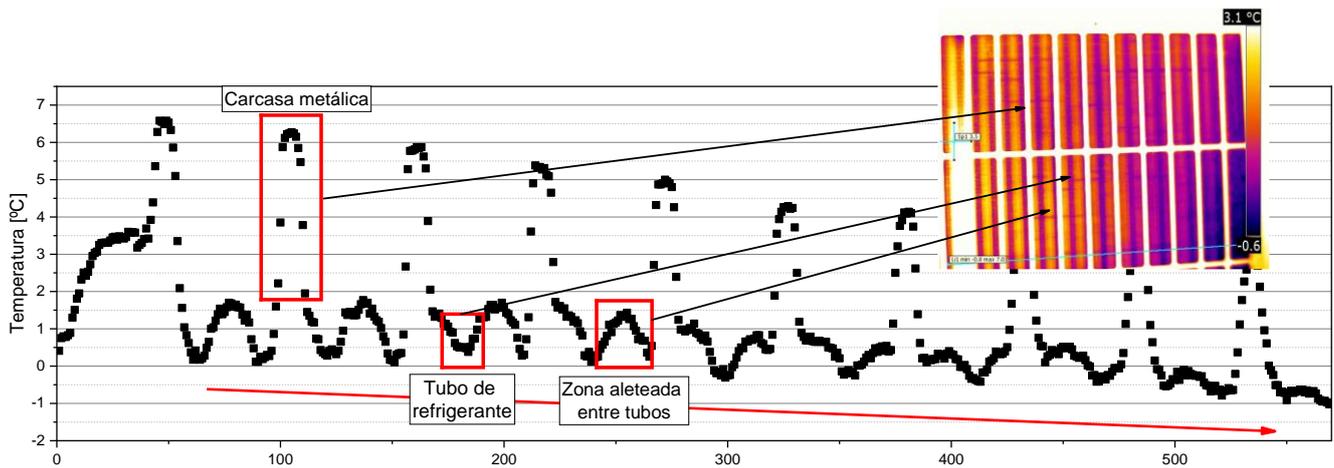


Gráfico 41. Representación gráfica del perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire

Por último, la termografía también ha permitido detectar un comportamiento poco común del refrigerante a lo largo de los circuitos superiores del intercambiador. La Figura 31 muestra este fenómeno en tres imágenes ordenadas cronológicamente en el tiempo, que consiste en un comportamiento pulsante del flujo de refrigerante en intervalos de 5 a 10 segundos.

De esta manera, en la imagen 1 el refrigerante circula en el sentido que indican las flechas, observándose que, para cada circuito, el tubo inferior se encuentra a la temperatura de cambio de fase (color púrpura) y el tubo superior presenta una temperatura superior, correspondiente con refrigerante sobrecalentado (color naranja). Sin embargo, en las imágenes 2 y 3, el tubo superior comienza a reducir su temperatura debido a un pulso de refrigerante líquido. Esta situación permite observar claramente la zona donde el refrigerante termina el proceso de evaporación en estos circuitos de refrigerante, confirmando la hipótesis planteada a través de los datos de temperaturas a lo largo del intercambiador.

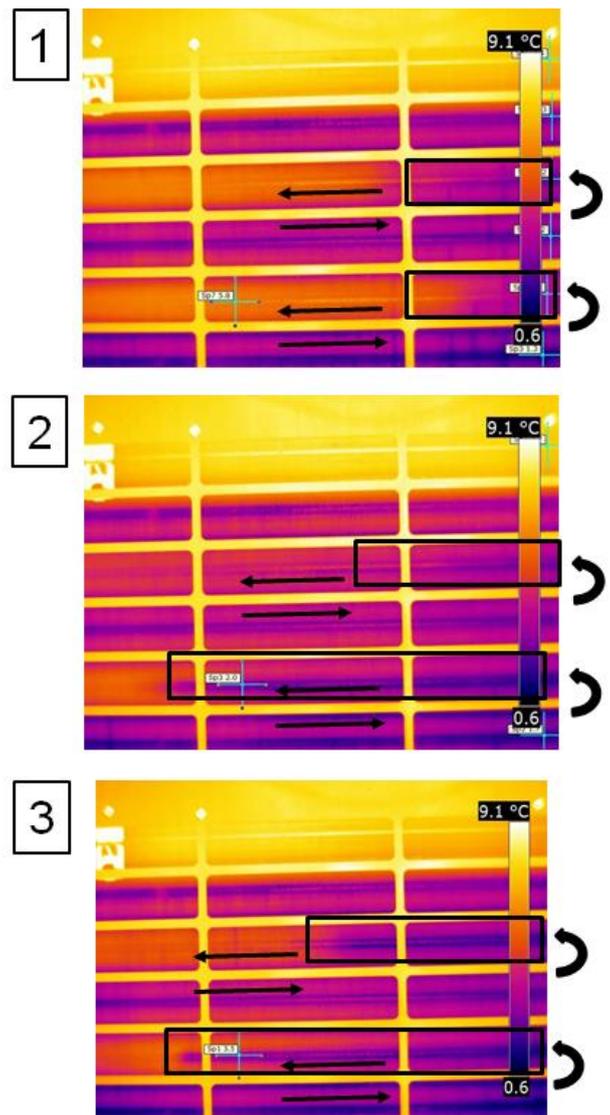


Figura 31. Comportamiento pulsante del refrigerante

### 5.2.2 Funcionamiento en condiciones A2(1)W30

Análogamente a las condiciones de trabajo de A7(6)W27, la distribución de temperaturas en condiciones de A2(1)W30 no es uniforme. Sin embargo, mientras que la diferencia de temperatura entre el vapor sobrecalentado y la temperatura de evaporación es de alrededor de 5 K para A7(6)W27, en A2(1)W30 esta diferencia es de 3 K cuando el intercambiador es encuentra libre de escarcha, tal y como se muestra en el Gráfico 42. Estos resultados muestran una mejora en la distribución de refrigerante y una relación tanto con el caudal másico (donde la velocidad del compresor es un 60%), como con el título de vapor a la entrada del evaporador, a través del circuito refrigerante.

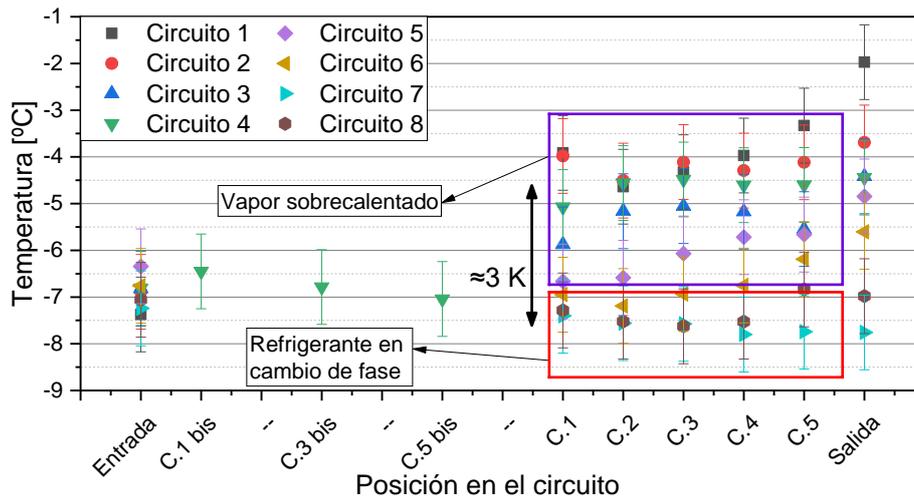


Gráfico 42. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A2(1)W30

Como ejemplo de la diferencia de temperaturas a lo largo del intercambiador, el Gráfico 43 muestra el comportamiento de las temperaturas a lo largo del circuito superior del intercambiador, donde se ha observado una mayor diferencia de temperaturas entre el refrigerante en cambio de fase (entrada del circuito) y el vapor sobrecalentado (salida del circuito). Estas oscilaciones se deben a la regulación de la humedad en la cámara climática para mantener las condiciones ambientales de ensayo en los valores requeridos:

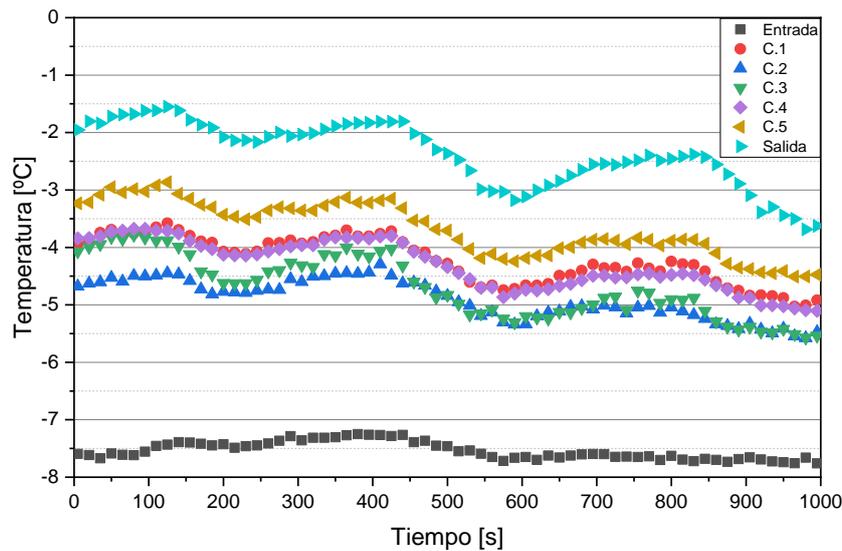


Gráfico 43. Perfil de temperaturas del circuito superior en A2(1)W30 a lo largo del ensayo

La evolución de temperaturas descendente se debe a la generación progresiva de condensados y escarcha en el intercambiador debido a las condiciones de funcionamiento del sistema y las condiciones de ensayo.

### 5.2.3 Funcionamiento en condiciones A-7(-8)W34

Finalmente, los resultados el perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador para A-7(-8)W34 se presenta en el Gráfico 44. En estas condiciones de funcionamiento, el

compresor está girando a la velocidad máxima disponible (120 rps) y, por lo tanto, el caudal másico de refrigerante es el más alto de entre las pruebas realizadas.

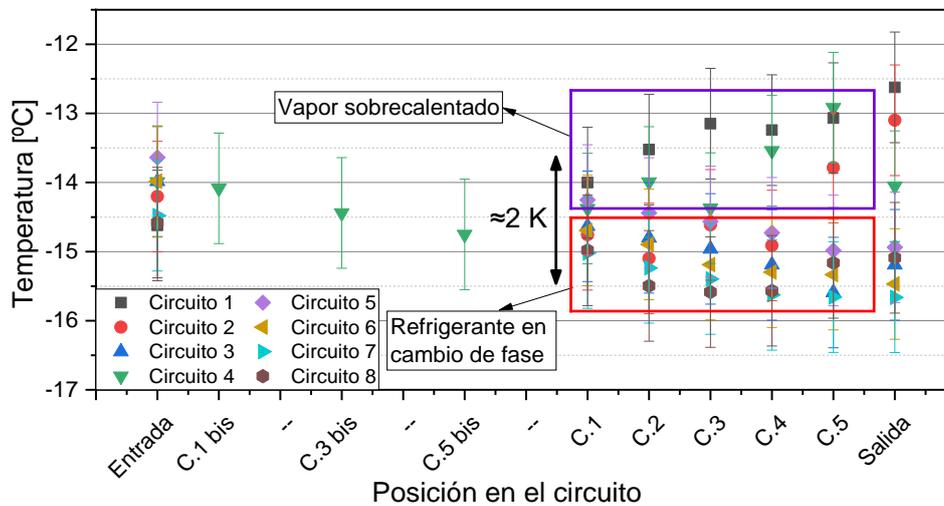


Gráfico 44. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A-7(-8)W34

De acuerdo con la tendencia observada en los resultados obtenidos en A7(6)W27 y A2(1)W30, y de nuevo, un menor título de vapor a la entrada del evaporador junto con un mayor caudal másico de refrigerante a través del circuito refrigerante mejora la distribución de temperaturas en el intercambiador de calor. En este caso, el perfil de temperaturas medido a lo largo del intercambiador se aproxima más a la temperatura de cambio de fase del refrigerante y la diferencia de temperaturas entre ésta y el vapor sobrecalentado se sitúa alrededor de 2 K, lo que indica que existe una distribución de refrigerante más uniforme en esta condición de trabajo.

El Gráfico 45 muestra la evolución de temperaturas del circuito superior a lo largo del tiempo. Los datos de temperaturas muestran que el refrigerante incrementa el grado de sobrecalentamiento progresivamente en el primer tramo del circuito (antes del primer codo) hasta una diferencia de alrededor de 2.5 K con respecto a la temperatura de entrada del refrigerante.

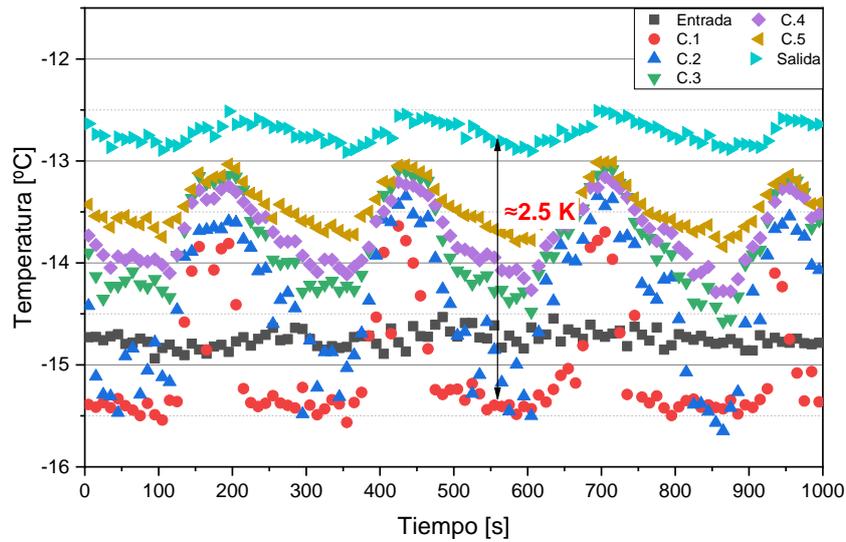


Gráfico 45. Perfil de temperaturas del circuito superior en A-7(-8)W34 a lo largo del ensayo

## 5.2.4 Funcionamiento en condiciones A35W18

Aunque queda fuera de los ensayos de la campaña experimental, se ha decidido comprobar la distribución de temperaturas en el intercambiador cuando éste funciona como condensador, es decir, cuando la bomba de calor se encuentra modo refrigeración. En consecuencia, el Gráfico 46 muestra el perfil de temperaturas obtenido en condiciones A35W18, que se corresponde con las condiciones nominales de refrigeración para aplicaciones de calefacción a baja temperatura según la normativa EN 14511 [66].

En este caso, las condiciones de refrigerante en la entrada del intercambiador de calor son vapor sobrecalentado proveniente del compresor, que al encontrarse en estado monofásico a diferencia del refrigerante de entrada en modo evaporador, se distribuye más uniformemente a través del colector.

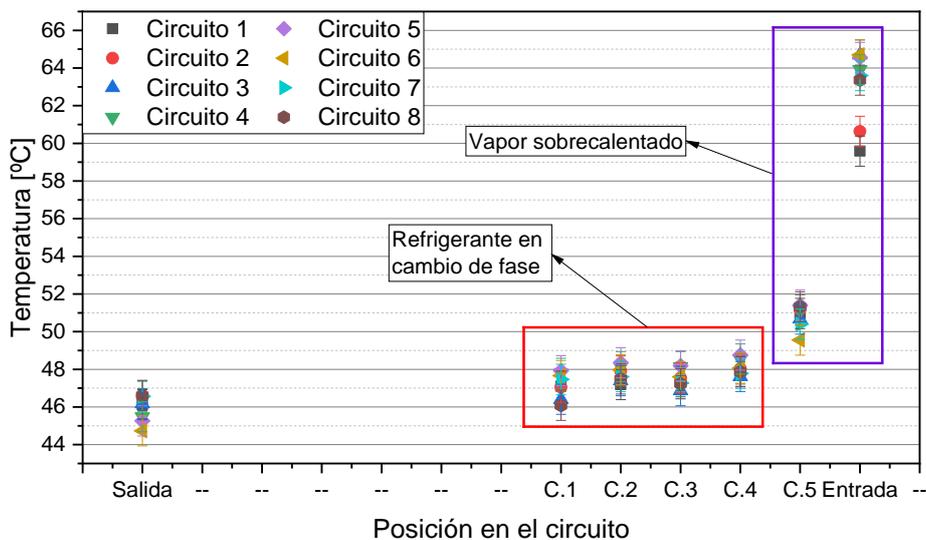


Gráfico 46. Distribución de temperaturas a lo largo del intercambiador de aire en condiciones de A35W18

### 5.2.5 Distribución de refrigerante en un intercambiador de tubos y aletas: estado del arte

La distribución de refrigerante es un fenómeno que no se encuentra resuelto en la bibliografía científica. Los estudios existentes presentan resultados concretos que no son extrapolables a una situación genérica y que guardan relación con diversos factores concretos como condiciones de funcionamiento, dimensiones internas del distribuidor de refrigerante y orientación del mismo. Además, no existe una base sólida de fundamentos que permita abordar el fenómeno en detalle, más allá de los resultados experimentales presentes en la bibliografía científica, y todos ellos basan su metodología en los principios aplicados al planteamiento sobre un fluido monofásico para resolver el problema de distribución.

Para el caso más simple de todos, donde la distribución del fluido se realiza mediante un colector del que parten diversos circuitos paralelos, la distribución de fluido a lo largo de éste depende de su longitud y de las pérdidas por fricción a lo largo del mismo, dando lugar a distintos perfiles de distribución en función de la relación entre las áreas transversales de todos los circuitos y la del distribuidor [83]. No obstante, no es el único factor que afecta a la distribución de fluido a lo largo de los distintos circuitos, ya que también se ha observado cierta influencia de las pérdidas de presión introducidas puntualmente a lo largo de los circuitos mediante un orificio de menor diámetro que la tubería, lo que permite incrementar la resistencia del flujo y mejorar la distribución de flujo [84].

Las primeras investigaciones sobre la influencia de la mala distribución de refrigerante en las prestaciones de un intercambiador de calor se pueden encontrar a partir del trabajo de A.C. Mueller y J.P. Chiou de 1987 y 1988 [85] [86], donde presentan una reducción de entre un 5 y un 15 % de la capacidad de intercambio debido a una mala distribución de refrigerante a lo largo del intercambiador. Además, también concluyen que los problemas de mala distribución resultan más acusados en intercambiadores con  $NTU > 10$  y por tanto, también la reducción de prestaciones, mientras que para intercambiadores con  $NTU < 4$ , los fenómenos de mala distribución representan una reducción de prestaciones por debajo del 5%. Este planteamiento, es estudiado más pronunciadamente por Jong Choi en 2003 [87], cuyo estudio se lleva a cabo provocando una inundación de refrigerante de dos de los tres circuitos del evaporador mientras que el restante se mantiene con sobrecalentamiento, induciéndose una mala distribución en el intercambiador. Los resultados obtenidos muestran que la reducción de prestaciones puede alcanzar hasta valores del 30 % en la capacidad de intercambio para distintos niveles de sobrecalentamiento.

Sin embargo, el impacto en las prestaciones de la unidad en condiciones ambiente por debajo de cero grados Celsius debido a la congelación del condensado, resulta incluso más acusado si se consideran las consecuencias que pueden acarrear un perfil de temperaturas no uniforme debido a una mala distribución de refrigerante. Los datos obtenidos por Christian K. Bach en 2012 [88] muestran que solucionar los problemas de mala distribución de refrigerante puede provocar un incremento de hasta el 20 % en el COP durante condiciones de generación de escarcha, y además incrementar el tiempo entre desescarches en un 30%, a causa de una mayor temperatura de evaporación en el intercambiador. El análisis también apunta a las consecuencias derivadas de este fenómeno de mala distribución, como la acumulación más pronunciada de escarcha en aquellos circuitos con más flujo de refrigerante, lo que a su vez acaba provocando un bloqueo parcial del flujo de aire en el intercambiador.

Las investigaciones al respecto para resolver esta problemática se centran en el diseño del sistema de distribución de refrigerante, cuya solución general industrialmente extendida resulta ser simple, esto es, una definición geométrica simétrica que permita dividir un flujo de refrigerante a lo largo de distintos circuitos. Un ejemplo de ello son los estudios llevados a cabo por M. Nakayama en el año 2000 [89], donde analiza el comportamiento de un nuevo diseño de distribuidor para un rango acotado de funcionamiento, así como la influencia de la inclinación con respecto a la vertical del distribuidor en la distribución de refrigerante. En este trabajo se apunta a la relación entre la longitud de la cámara interna del distribuidor y su diámetro como principal factor de influencia en la distribución de refrigerante, que permite reducir la diferencia de capacidades entre los circuitos hasta en un 20%. Además, aunque con un menor impacto, también presenta resultados que muestran una mejora de la distribución conforme se incrementa tanto el flujo másico de refrigerante como el título de vapor a la entrada.

En la misma dirección, Sivert Vist en 2004 presenta unos resultados similares en su estudio de la distribución de refrigerante a lo largo de un colector en un intercambiador compacto [90]. Los resultados obtenidos permiten concluir que, de nuevo, el cambio de flujo másico de refrigerante en el sistema tiene poca influencia en la distribución del refrigerante por los distintos circuitos del intercambiador, así como un cambio en la carga térmica en la sección de intercambiador estudiada. En cambio, una longitud más corta del colector por donde se distribuye el refrigerante a los circuitos sí que permite obtener una mejora en la distribución del fluido, lo que indica que el patrón de flujo a la entrada del distribuidor y la turbulencia generada sí que resultan parámetros relevantes para mejorar la distribución.

En este mismo ámbito también, Shun Yoshioka estudió en 2008 la influencia de las dimensiones internas de un distribuidor empleado en las unidades de aire acondicionado de Daikin a lo largo de distintas condiciones de trabajo mediante la combinación de los parámetros de flujo másico de refrigerante, título de vapor e inclinación del distribuidor [91]. Las conclusiones extraídas a raíz de los datos experimentales señalan al diámetro interno del distribuidor y la longitud interna de ésta como las dimensiones geométricas de mayor influencia en la distribución de refrigerante, permitiendo obtener un criterio de optimización geométrico para esa clase de distribuidor, permitiendo mejorar la distribución de refrigerante.

No obstante, no hay que perder de vista que el sistema de distribución también consta de otros elementos, como los capilares que conducen el refrigerante tras su paso por el distribuidor hacia el intercambiador, y que tienen un efecto muy significativo en el fenómeno de la distribución. Estos realizan la función de equilibrado de la resistencia por fricción del conjunto formado por el propio capilar y el circuito del intercambiador de calor, con el objetivo de minimizar el impacto de desequilibrios entre los circuitos, provocados, por ejemplo, por una distinta longitud entre circuitos o el diseño dimensional de los mismos [85].

En esta dirección, Jun-Hyeung Kim presentó en 2009 los resultados obtenidos mediante un sistema de válvulas en un intercambiador de calor para inducir el equilibrio entre todos los circuitos y poder estudiar su afección en la distribución de refrigerante. Las investigaciones llevadas a cabo permitían comparar entre los efectos producidos por estas válvulas colocadas antes o después del intercambiador, ajustando la apertura de éstas a lo largo de distintas condiciones de funcionamiento y modificando en consecuencia la resistencia de paso del refrigerante. Los resultados obtenidos apuntan a que el efecto producido con válvulas antes del intercambiador permite obtener mejores resultados que tras éste y que

es posible corregir los desequilibrios producidos en el intercambiador y mejorar la distribución de refrigerante [92].

Sin embargo, y a pesar de las investigaciones existentes, las opciones comerciales en este ámbito son limitadas debido a la baja disponibilidad de distribuidores y a la estandarización de los sistemas de distribución de refrigerante, que se dividen principalmente en dos tipos, los llamados de tipo Venturi y los que incorporan una tobera en el interior del distribuidor que produce un estrechamiento súbito. Dado el enfoque de desarrollo de esta bomba de calor, junto con la necesidad de aplicar de los resultados extraídos en un proceso posterior de industrialización y a la ausencia de criterios de diseño para esta clase de distribuidores, el rediseño de este elemento queda fuera de las opciones de optimización.

### 5.3 Mejora del sistema de distribución del intercambiador de tubos y aletas

Tras haber revisado los estudios realizados para resolver el problema de la mala distribución de refrigerante en un intercambiador de tubos y aletas, es necesario centrar el foco en los potenciales cambios en el sistema de distribución de refrigerante que permitan obtener una mejora en la distribución de refrigerante y una mejora de las prestaciones de la bomba de calor.

En relación con la problemática evidenciada, el potencial de mejora de prestaciones puede apreciarse en el Gráfico 47. Éste muestra la comparativa entre los resultados obtenidos experimentalmente en periodos estables de calefacción y los resultados obtenidos mediante el ajuste del modelo de simulación para cada condición en IMST-ART, donde se asume una distribución perfecta de refrigerante:

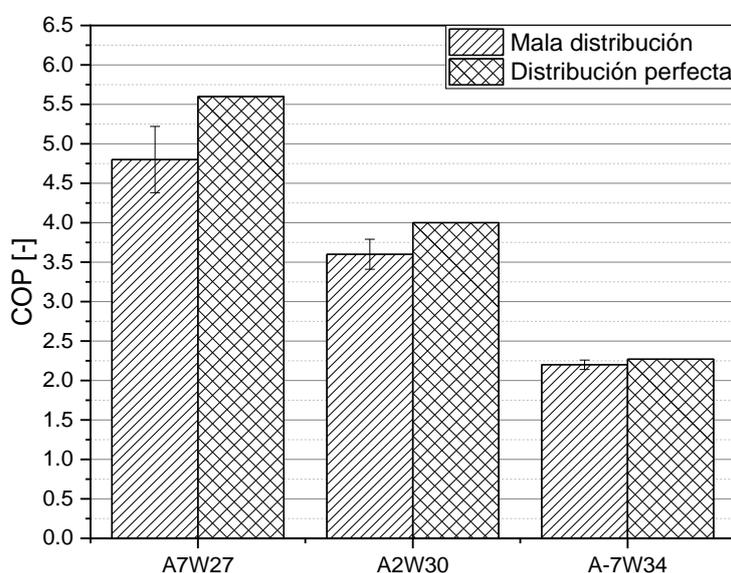


Gráfico 47. Potencial de mejora de COP entre los resultados experimentales y los resultados de simulación con distribución perfecta

En el intercambiador de calor original de la bomba de calor, la distribución del refrigerante se realiza mediante distribuidor tipo Venturi del cual parten los capilares de 710 milímetros de largo que permiten conducir el refrigerante proveniente de la válvula de expansión hasta la zona de transferencia de calor del intercambiador. Estos capilares, tienen un diámetro de

5 milímetros y un espesor de tubo de 0.75 milímetros, y de acuerdo con los principios fundamentales de distribución anteriormente expuestos, la función de éstos es provocar una pérdida de carga del refrigerante significativamente mayor para uniformizar el flujo por los circuitos del intercambiador, con el objetivo de obviar desequilibrios en la zona de transferencia de calor y mejorar la distribución de refrigerante.

Para evaluar esta funcionalidad, la metodología empleada consiste en el cálculo de la caída de presión adiabática en los capilares mediante el uso de la correlación de Friedel [93], asumiendo que el flujo másico es igual en cada uno de ellos, y compararla con la caída de presión del intercambiador de calor calculada en las mismas condiciones con el modelo de IMST-ART. El estudio se ha llevado a cabo en las condiciones de máximo flujo másico de refrigerante de los ensayos de calefacción en la campaña de análisis de la distribución de refrigerante: A-7(-8)W34. La Tabla 33 muestra la pérdida de presión provocada por los capilares originales y por el intercambiador de calor:

*Tabla 33. Comparativa de la caída de presión producida por los capilares del sistema de distribución y el intercambiador de calor*

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
<b>Flujo másico total de refrigerante</b>	kg/h	57.6
<b>Título de vapor a la entrada de los capilares</b>	-	0.266
<b>Temperatura de saturación a la entrada de los capilares</b>	°C	-11.4
<b>Caída de presión en el intercambiador</b>	bar	0.17
<b>Caída de presión adiabática - Capilares Ø5 x 0.75 mm</b>	bar	0.06

De acuerdo con los datos obtenidos, la caída de presión de intercambiador es mayor que la caída de presión de los capilares, y por tanto, no consiguen el efecto deseado esperado según los principios fundamentales de distribución de flujo monofásico. Esto evidencia la necesidad de rediseñar la configuración de esta parte del sistema de distribución para mejorar la distribución de refrigerante en el intercambiador de calor, ya que, de acuerdo a los resultados obtenidos, existe una mala distribución de refrigerante en el intercambiador que reduce tanto la temperatura de evaporación como las prestaciones de la unidad.

Sin embargo, en la literatura disponible no es posible encontrar un criterio que permita dimensionar estos capilares en relación a la pérdida de presión en el intercambiador, es decir, no existe una regla de diseño concreta para el diseño que determine el correcto dimensionamiento de éstos. De esta manera, se ha decidido establecer como requisito inicial de diseño una caída de presión en los capilares de distribución de al menos 5 veces mayor a la caída del intercambiador de calor.

La modificación del diseño de los capilares cuenta además con una restricción de longitud máxima de éstos para integrarse dentro del espacio disponible en la unidad, cuyo origen se encuentra en la necesidad posterior de industrialización de la unidad. Eso limita las variables de diseño a un solo parámetro, esto es, el diámetro interno de los capilares de distribución del intercambiador. Las configuraciones geométricas disponibles comercialmente se presentan en la Tabla 34:

Tabla 34. Configuraciones geométricas de diseño de los capilares disponibles

Diámetro exterior [mm]	Espesor de tubo [mm]	Diámetro interior [mm]
5	0.75	3.5
4	0.75	2.5
4	0.5	3
4	1	2

Nuevamente, los resultados de caída de presión mostrados en la Tabla 35 están calculados con la correlación de Friedel, empleando los datos provenientes de los resultados experimentales en condiciones de máximo flujo másico. De entre todas las opciones consideradas, la única opción que cumple el criterio impuesto de caída de presión en proporción a la del intercambiador es la menor geometría disponible, aquella que presenta un diámetro externo de 4 milímetros y un espesor de pared del capilar de 1 milímetro.

Tabla 35. Comparativa de las caídas de presión producida por las diversas opciones de capilares disponibles

Variable	Unidad	Valor
Flujo másico total de refrigerante	kg/h	57.6
Título de vapor a la entrada de los capilares	-	0.266
Temperatura de saturación a la entrada de los capilares	°C	-11.4
Caída de presión adiabática - Capilares $\varnothing 5 \times 0.75$ mm	bar	0.06
Caída de presión adiabática - Capilares $\varnothing 4 \times 0.5$ mm	bar	0.12
Caída de presión adiabática - Capilares $\varnothing 4 \times 0.75$ mm	bar	0.27
Caída de presión adiabática - Capilares $\varnothing 4 \times 1$ mm	bar	0.73

Consecuentemente, el cambio propuesto para mejorar la distribución de refrigerante en el intercambiador consiste en la sustitución de los capilares originales por unos de menor diámetro, tal y como muestra la Figura 32:

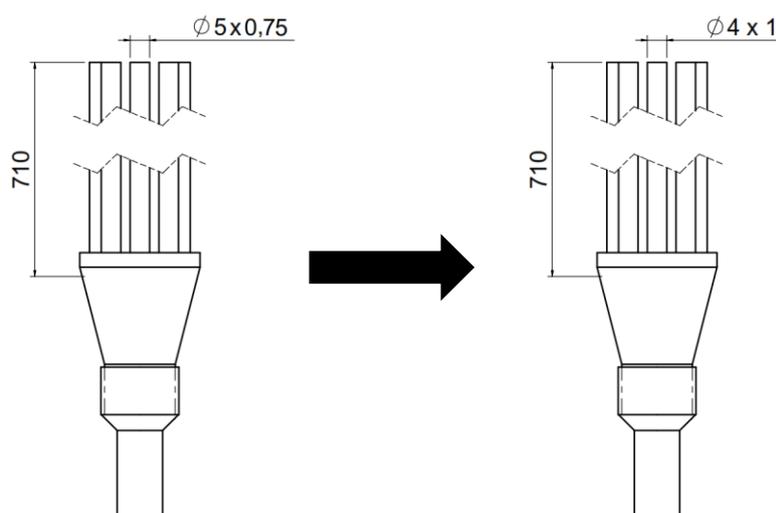


Figura 32. Configuración del sistema de distribución original (izquierda) y del nuevo sistema de distribución propuesto (derecha)

## 5.4 Resultados experimentales tras el cambio de capilares del sistema de distribución

Tras los cambios efectuados en los capilares del distribuidor, es necesario volver a ensayar el comportamiento del intercambiador de aire para evaluar la diferencia en las nuevas de prestaciones obtenidas. De este modo, tanto las condiciones de ensayo, como la instrumentación necesaria para la colecta de datos es exactamente la misma.

Debido a un cambio en las prestaciones del sistema, se ha decidido volver a definir la carga de refrigerante del sistema, con el propósito de evaluar si la mejora de la distribución puede provocar una mejora en la carga de las prestaciones del sistema. El procedimiento empleado para redefinir la carga de refrigerante es similar utilizado en los prototipos anteriores, enunciada en el subcapítulo 2.6. Tras ello, la carga de refrigerante del prototipo se ha establecido en 710 gramos, que son 40 gramos menos que con los capilares originales.

El punto de referencia para la comparativa de resultados lo han establecido los datos obtenidos con el sistema de distribución de refrigerante original. Mediante estos, se muestra la tendencia de que la distribución de refrigerante está principalmente condicionada con el flujo másico del sistema a lo largo de las condiciones de carga parcial consideradas. Los perfiles de temperatura obtenidos muestran una menor diferencia de temperatura cuanto mayor es el flujo másico, mientras que el cálculo de la fracción de huecos del refrigerante en las condiciones de entrada al distribuidor, parámetro que está relacionado con las características del flujo [94], no sufre variación significativa, tal y como muestra la Tabla 36:

*Tabla 36. Comparativa de flujo másico y condiciones de entrada del refrigerante al intercambiador de tubos y aletas*

<b>Condiciones de funcionamiento</b>	<b>Flujo másico [kg/h]</b>	<b>Fracción de huecos [-]</b>
A-7W34	57.6	0.963
A2W30	42.6	0.944
A7W27	35.2	0.918

### 5.4.1 Funcionamiento en condiciones A7(6)W27

El Gráfico 48 presenta el perfil de temperaturas a lo largo del intercambiador de calor para ambos diámetros de capilares. En éste se muestra claramente una mejora en la distribución de refrigerante en el intercambiador de calor con un menor diámetro de capilares, es decir, la temperatura de evaporación de los circuitos inferiores no sólo ha aumentado alrededor de 1 K, sino que la temperatura del vapor sobrecalentado no presenta valores tan altos como con los capilares originales. Sin embargo, la distribución del flujo másico dentro del intercambiador de calor todavía no es uniforme y a pesar de que la diferencia entre la temperatura cambio de fase y el vapor sobrecalentado se ha reducido en torno a 2 K, los circuitos superiores del intercambiador todavía presentan refrigerante en condiciones de vapor sobrecalentado.

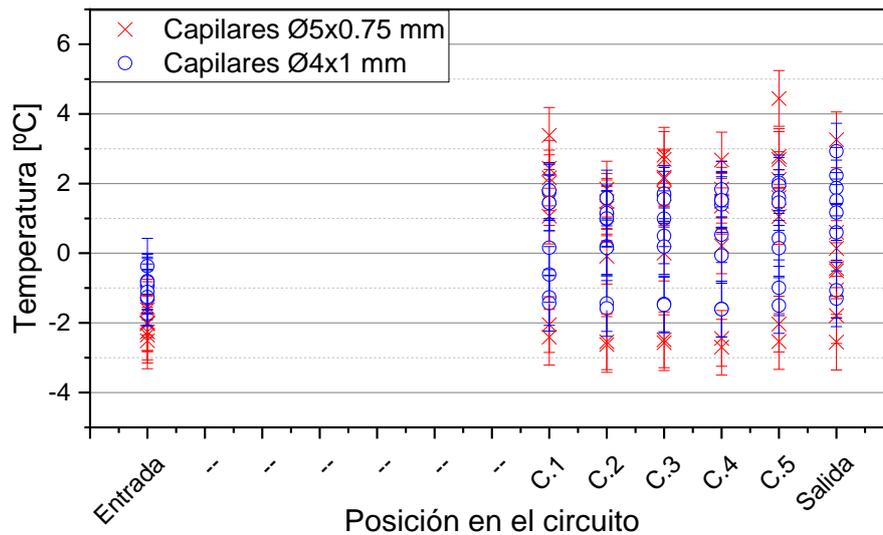


Gráfico 48. Comparativa de temperaturas en A7(6)W27 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares

Además, los gráficos Gráfico 49 y Gráfico 50 muestran también una mejora en el perfil de temperaturas a lo largo del circuito superior. Mientras que con los capilares originales la diferencia de temperaturas entre la entrada y el resto del circuito es de en torno a 5 K, esta diferencia se ve reducida con el uso de la nueva configuración de capilares a un valor de 3.5 K:

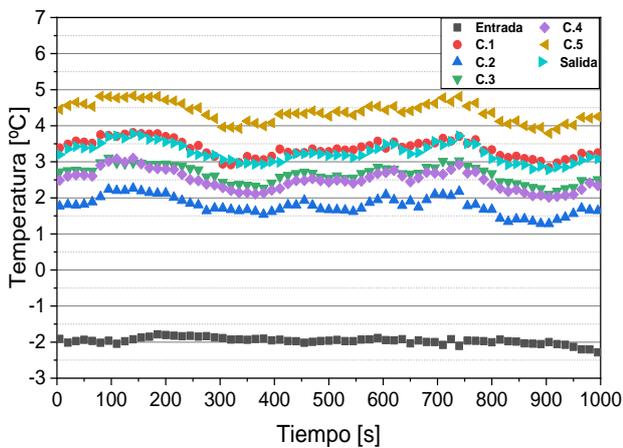


Gráfico 49. Perfil de temperaturas con los capilares originales en A7(6)W27

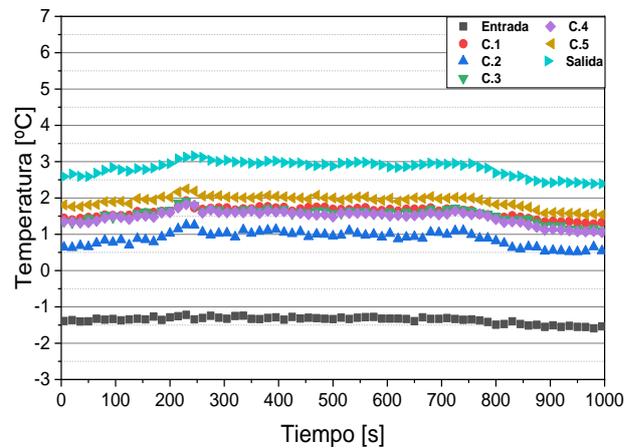


Gráfico 50. Perfil de temperaturas con los nuevos capilares en A7(6)W27

La consecuencia de estas diferencias entre ambos casos se puede observar en la Tabla 37, donde se comparan las prestaciones y el ciclo frigorífico de la bomba de calor en condiciones de trabajo A7(6)W27 con ambas configuraciones de capilares. La capacidad calorífica de la unidad ha aumentado un 4.9% debido a la mayor temperatura de evaporación, lo que causa que el resultado de COP presente una mejora del 3.9%. Debido al incremento de la caída de presión en los capilares a causa de la reducción de su diámetro, es reseñable la mayor diferencia de la temperatura entre la entrada (antes del distribuidor) y la salida del evaporador, que libera parte de la caída de presión producida por el dispositivo de expansión.

Tabla 37. Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A7(6)W27

	Unidades	Incertidumbre de medida	Capilares originales	Capilares nuevos	Variación
Temp. de entrada al evaporador	°C	±1.2 K	-2.0	0.2	2.3 K
Temp. de salida del evaporador	°C	±1.2 K	-2.4	-1.7	0.7 K
Presión de succión	bar (abs)	±0.08 bar	4.29	4.41	0.1 K
Temp. de saturación a la presión de succión	°C	±0.6 K	-3.2	-2.4	0.9 K
Capacidad calorífica	W	±106 W	3468	3640	4.9 %
COP	-	±0.42	4.82	5.01	3.9 %

## 5.4.2 Funcionamiento en condiciones A2(1)W30

Al igual que en condiciones de A7(6)W27, la distribución de refrigerante también presenta una ligera mejora en las condiciones A2(1)W30. El Gráfico 51 presenta la comparativa de los perfiles de temperaturas para ambas configuraciones de capilares. Nuevamente, se puede observar que la temperatura del refrigerante sobrecalentado es más baja con los nuevos capilares de manera general, lo que indica una mejora en la distribución del flujo másico de refrigerante dentro del intercambiador de calor de tubo con aletas.

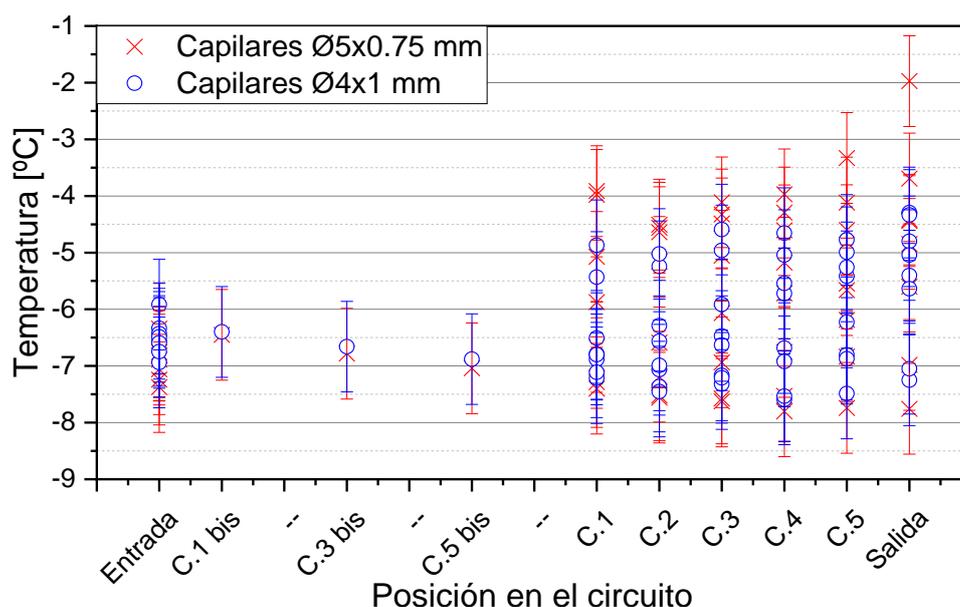


Gráfico 51. Comparativa de temperaturas en A2(1)W30 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares

La diferencia entre los perfiles de temperatura inmediatamente después del desescarche a lo largo del ensayo puede observarse en el Gráfico 52 y el Gráfico 53. Los datos presentados muestran la mejora en la temperatura de evaporación, así como un menor grado de sobrecalentamiento del vapor refrigerante en el circuito superior, que es aquel que presenta las mayores temperaturas de todo el intercambiador. La muestra de la mejora de la distribución de refrigerante en el intercambiador es la reducción de la diferencia de temperaturas a lo largo del circuito, cuyo valor ha pasado de 3 K a 1.5 K en promedio con el uso de los nuevos capilares propuestos. Además, es reseñable que la temperatura del primer codo (C.1) llega a estar a la temperatura de evaporación conforme se desarrolla el ensayo

con el uso de nuevos capilares, debido a la progresiva acumulación de escarcha durante el ensayo:

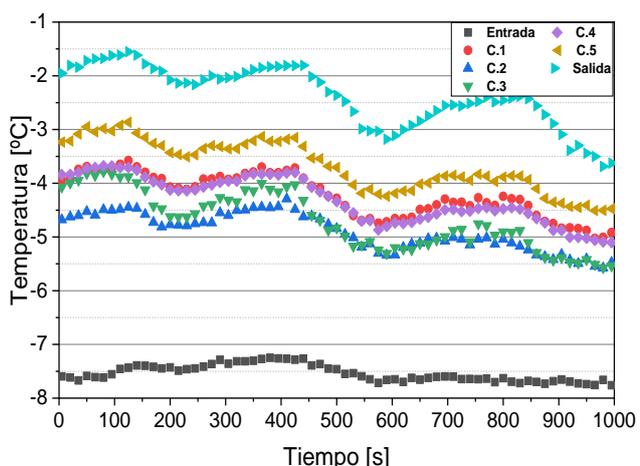


Gráfico 52. Perfil de temperaturas con los capilares originales en A2(1)W30

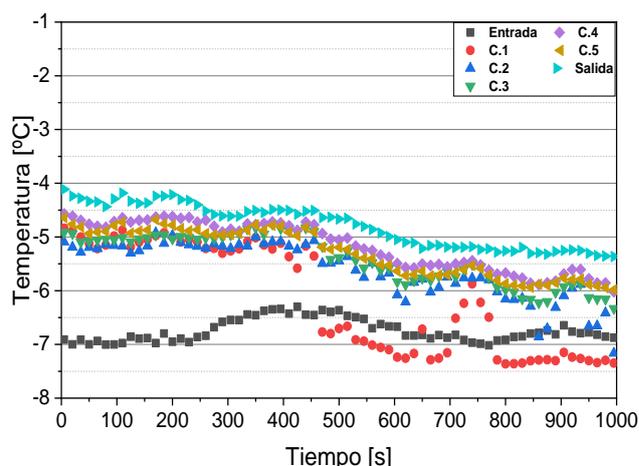


Gráfico 53. Perfil de temperaturas con los nuevos capilares en A2(1)W30

Los resultados mostrados en la Tabla 38 muestra la comparativa de prestaciones de la unidad para ambos tamaños de capilares. Mediante el uso de unos capilares de menor diámetro interno, la mejora en el COP es de un 3.3% en comparación con el valor conseguido con los capilares originales en condiciones estables (sin incluir el desescarche). Nuevamente, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del evaporador es 3.8 K mayor que con los capilares originales debido a la diferencia en la caída de presión en éstos.

Tabla 38. Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A2(1)W30

	Unidades	Incertidumbre de medida	Capilares originales	Capilares nuevos	Variación
<b>Temp. de entrada al evaporador</b>	°C	±1.2 K	-6.4	-2.4	4 K
<b>Temp. de salida del evaporador</b>	°C	±1.2 K	-7.9	-7.6	0.3 K
<b>Presión de succión</b>	bar (abs)	±0.08 bar	3.40	3.46	0.1 K
<b>Temp. de saturación a la presión de succión</b>	°C	±0.7 K	-10.5	-9.9	0.6 K
<b>Capacidad calorífica</b>	W	±108 W	4595	4798	4.4 %
<b>COP</b>	-	±0.19	3.64	3.77	3.3 %

### 5.4.3 Funcionamiento en condiciones A-7(-8)W34

De manera similar a los resultados obtenidos en la campaña experimental con los capilares originales, la condición de trabajo A-7(-8)W34 presenta la mejor distribución de refrigerante de entre las condiciones escogida para el análisis del intercambiador. En esta condición de trabajo, el perfil de temperaturas es significativamente distinto con respecto a la situación original. De acuerdo con los datos mostrados en el Gráfico 54, el grado de sobrecalentamiento se ha reducido en 1.5 K y las temperaturas de los circuitos superiores es similar a la del resto de circuitos, consiguiéndose una distribución de refrigerante uniforme.

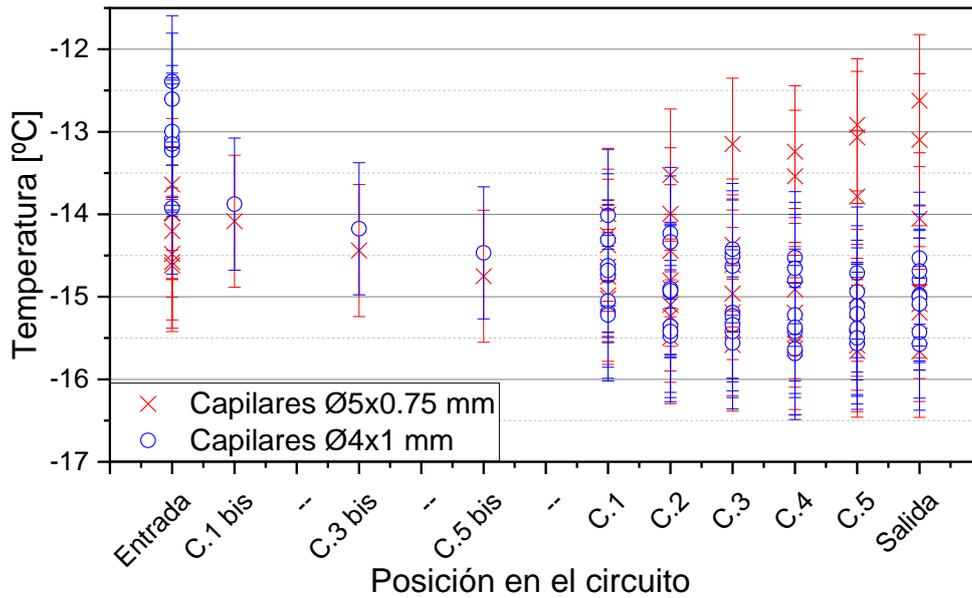


Gráfico 54. Comparativa de temperaturas en A-7(-8)W34 a lo largo del intercambiador de calor de aire tras el cambio de capilares

La comparativa de datos evidencia la mejora en la distribución del refrigerante, ya que no hay vapor sobrecalentado en ningún circuito y todo el refrigerante en el intercambiador de calor está a la temperatura de evaporación. No obstante, y a pesar de esta mejora, los resultados obtenidos son prácticamente similares con ambos distribuidores, manteniéndose dentro del rango del error de medida.

Tabla 39, Comparativa de prestaciones entre el distribuidor original y el nuevo en condiciones A-7(-8)W34

	Unidades	Incertidumbre de medida	Capilares originales	Capilares nuevos	Variación
<b>Temp. de entrada al evaporador</b>	°C	±1.2 K	-11.4	-3.7	7.7 K
<b>Temp. de salida del evaporador</b>	°C	±1.2 K	-15.8	-16.0	-0.2 K
<b>Presión de succión</b>	bar (abs)	±0.08 bar	2.10	2.09	0 K
<b>Temp. de saturación a la presión de succión</b>	°C	±1.0 K	-24.1	-24.3	-0.2 K
<b>Capacidad calorífica</b>	W	±110 W	6201	6212	0.2 %
<b>COP</b>	-	±0.06	2.20	2.17	-1.4 %

## 5.5 Conclusión

Tras haber realizado la selección de la tipología de circuito frigorífico para el diseño de una bomba de calor con R290, el análisis de los resultados experimentales ha permitido observar un fenómeno de baja evaporación con respecto al refrigerante de origen, que causa como consecuencia un deterioro de las prestaciones generales de la bomba de calor. Las conclusiones generales extraídas tras el estudio y optimización de la unidad en torno a este fenómeno son las siguientes:

- Se ha observado que este fenómeno está relacionado con una mala distribución de refrigerante en el intercambiador de tubos y aletas, que provoca un perfil no uniforme de temperaturas en el mismo.

- A lo largo de las distintas condiciones de carga parcial para baja temperatura de calefacción, el fenómeno presenta mayor o menor severidad en función del flujo másico de refrigerante por el sistema, siendo menos acusado en aquellas que presenta un mayor caudal másico de refrigerante.
- Este efecto es el causante de la diferencia de temperaturas de entre 2 K a 4.5 K a lo largo de los circuitos superior e inferior del intercambiador. Los datos obtenidos han permitido observar que los circuitos con mayor nivel de sobrecalentamiento son los que se encuentran en la parte superior del intercambiador, disminuyendo progresivamente hasta el circuito inferior, el cual se encuentra lleno de refrigerante en cambio de fase.
- La reducción del diámetro de capilares en el sistema de distribución para mejorar la distribución de refrigerante, los datos muestran una menor diferencia de temperaturas a lo largo de todos los circuitos del intercambiador de calor. Esta mejora en la distribución de refrigerante se traduce directamente en un incremento de COP de hasta el 3.9% y de hasta el 4.9% en la capacidad calorífica. Además, la mejora en la distribución ha permitido reducir la demanda de carga del sistema en 40 gramos de R290, estableciendo una carga final de la bomba de calor de 710 gramos.

El cambio propuesto en el sistema de distribución está en línea con el enfoque industrial del trabajo realizado, siendo un cambio que proporciona una mejora directa con un impacto mínimo en el diseño del intercambiador. A pesar de la mejora que se introduce al sistema, este cambio en los capilares del sistema de distribución no ha permitido alcanzar una distribución perfecta, y por tanto, aún existe margen de mejora en la distribución de refrigerante, que permitiría aumentar las prestaciones de la unidad e incrementar la temperatura de evaporación en el intercambiador.

# Conclusiones generales y líneas futuras de investigación

---

A la vista de los resultados y estudios presentados en esta tesis doctoral, queda marcada la referencia de diseño de la bomba de calor con R290, que facilitarán y servirán de base para la fase de industrialización de una unidad comercial para la producción de calefacción doméstica. A pesar del trabajo realizado, aún existen retos y potencial de mejora en el diseño de esta unidad para alcanzar un estado competitivo la unidad en el sector comercial.

### 6.1 Reemplazo directo del refrigerante con R290

Una de las opciones barajadas en cualquier diseño de bomba de calor a partir de un modelo de referencia funcional, es la omisión de cualquier cambio en dicho diseño y su lanzamiento al mercado tras un reemplazo directo del refrigerante que permita ajustarse a las demandas de un determinado sector de mercado. En la primera etapa de estudio de la unidad en la presente tesis doctoral se efectúa un cambio directo de refrigerante, junto un cambio de cilindrada del compresor para mantener una misma potencia calorífica.

En ausencia de cualquier otro cambio adicional en el circuito frigorífico, los resultados muestran una reducción generalizada de la eficiencia del sistema de entre un 2%-17% frente a los datos con R410A, mientras que por el contrario, la temperatura de descarga con R290 presenta valores más bajos que con R410A, lo que ofrecería margen para el rango de temperaturas de calefacción con propano.

La razón de estas menores prestaciones tiene su origen tanto en una temperatura de evaporación del evaporador anormalmente baja en comparación con el modelo de simulación de la unidad, como en la caída de presión detectada en la línea de succión mediante diferencia de temperaturas en el sistema para este refrigerante. Este último punto, supone un punto de mejora futuro que queda del lado del fabricante debido a que existen criterios relacionados con vibraciones y ensamblaje en producción adjuntos en su diseño. En relación al dimensionamiento del intercambiador de placas, no se observa una diferencia de funcionamiento con respecto al R410A, dado que los resultados muestran diferencias similares con R290 entre la temperatura de cambio de fase del refrigerante y el fluido secundario.

Esta reducción de la eficiencia del sistema se traduce en un descenso en el etiquetado energético con R290 con respecto a R410A para la categoría de baja temperatura de calefacción hasta A++, mientras que el etiquetado para la producción de calefacción a 55°C se mantiene similar para ambos refrigerantes en A++. Esto permite el lanzamiento

inmediato a mercado de la unidad en el caso de reemplazo directo del R410A con R290 sin efectuar un rediseño del sistema y sus componentes.

## 6.2 Selección de la tipología y optimización del control de la unidad

La tipología de circuito de refrigerante con depósito de líquido en la succión del compresor resulta ser aquella que mayores ventajas presenta con respecto a la unidad original de R410A. De acuerdo a los datos experimentales, los índices de eficiencia de esta tipología son similar a las otras tipologías propuestas, pero además, permite obtener unas temperaturas de descarga más bajas de entre las tipologías estudiadas para unas mismas condiciones de funcionamiento. Esta característica intrínseca a esta tipología permite incrementar el mapa de funcionamiento de la bomba de calor, permitiendo alcanzar temperaturas de hasta 75 °C de calefacción, lo que supone una ventaja clara con respecto al R410A.

La optimización del algoritmo de control de la válvula de expansión es una de las mejoras del sistema que se proponen para la fase de industrialización, tanto para la tipología con acumulador de succión como para las otras dos alternativas ensayadas. Muestra de esto es la mejora de la eficiencia obtenida de hasta un 55.8% en modo refrigeración en la plataforma salmuera-agua para la tipología seleccionada, a través del control del subenfriamiento a la salida del condensador en lugar del sobrecalentamiento a la entrada al compresor.

A su vez, y una vez mostradas las inestabilidades en aquellas tipologías controladas mediante el sobrecalentamiento a la entrada del compresor, es necesario estudiar en detalle cómo conducir al sistema a un estado de funcionamiento eficiente con bajos niveles de sobrecalentamiento, evitando oscilaciones similares a las observadas experimentalmente de entre 10 y 35 K. La consecución de esta situación, además, no tiene por qué obedecer a la única solución de la optimización de los parámetros de control del sistema, sino que también es alcanzable otro tipo de control, como es el de la temperatura de descarga del compresor.

## 6.3 Concepto de seguridad para refrigerantes A3 y optimización de carga del sistema

El uso de refrigerante inflamables tiene importantes implicaciones de seguridad hacia el usuario final en caso de fuga de que se produzca una fuga de refrigerante en algún punto del sistema. Por ello, y ante el riesgo de que se produzca una situación de riesgo en la instalación del usuario final, los estándares regulatorios exigen la gestión del riesgo mediante mecanismos que protejan al usuario final y aseguren que la unidad permanece en un estado estable y seguro sin riesgo para el cliente. La instalación de un sistema de ventilación forzada, el uso de un intercambiador de doble pared o el uso de un separador aire/refrigerante en el sistema hidráulico de la bomba de calor que evacúe el refrigerante en caso de migración a la instalación hidráulica, son algunas de las soluciones contempladas dentro de estas normativas para realizar la gestión del riesgo.

Cualquiera de los casos, es digno de estudio en la fase de industrialización de la unidad y en el caso concreto del uso de un intercambiador de doble pared, el diseño requerirá de un nuevo dimensionamiento de este componente, de acuerdo con los requisitos de eficiencia demandados a la bomba de calor.

Adicionalmente, dado que dentro del alcance de esta tesis también se encuentra el diseño de una plataforma salmuera-agua, su uso en interiores conlleva unas significativas restricciones de carga de refrigerante, lo que abre de nuevo una vía de trabajo futura relacionada con la optimización de carga del sistema para reducir al mínimo posible el riesgo producido en caso de fuga. Esta optimización, puede conllevar el desarrollo de nuevos intercambiadores de calor más compactos que disminuyan su volumen total interno con unas mismas prestaciones.

## 6.4 Mejora del sistema de distribución de refrigerante

La forma efectiva de solucionar el problema de mala distribución de refrigerante en el sistema depende de la mejora del sistema de distribución a la entrada del intercambiador de calor. Ante esta situación existen tres planteamientos posibles que se pueden abordar en el futuro:

- Realizar la caracterización de los parámetros dimensionales de la tipología de distribuidor que incorpora la unidad. Esto permitiría crear una guía de diseño para adaptar el sistema de distribución a los requisitos de funcionamiento de la unidad y establecer los criterios que permitan mejorar la distribución de refrigerante y las prestaciones de la bomba de calor.
- Cambio de tipología de sistema de distribución. La unidad estudiada incorpora un distribuidor de tipo venturi, y por tanto, el cambio de tipología permitiría explorar el potencial de mejora de distribución de refrigerante en el intercambiador, con la versatilidad de cambio entre los distintos tamaños de toberas que existen para un mismo distribuidor.
- Nuevo diseño de los circuitos de refrigerante del intercambiador de calor mediante bifurcación. Este planteamiento consiste en dividir los circuitos en un punto intermedio de su recorrido en el intercambiador de calor, obteniendo como resultado un mayor número de salidas que de entradas al mismo. Esto permitiría reducir el número de entradas al distribuidor de manera muy significativa, lo que mejoraría la distribución de refrigerante, a costa de incrementar la dificultad del diseño del intercambiador. No obstante, presenta una dificultad adicional relacionada con establecer los criterios de diseño que permitan optimizar el intercambio de calor en el lado del refrigerante.

Tras la mejora de prestaciones como consecuencia de la mejora de la distribución de refrigerante, existen distintos escenarios que se pueden plantear durante la fase de industrialización, por un lado, la mejora de prestaciones para el intercambiador estudiado, que permitiría mejorar la eficiencia de la unidad sin un nuevo diseño de intercambiador, y por otro lado, una nuevo diseño de intercambiador con menor área de intercambio, y con las mismas prestaciones antes de la mejora de la distribución de refrigerante y sin los fenómenos observados de perfil de temperaturas no uniforme, evitando situaciones

indeseables como la acumulación de hielo sólido en ciertas partes del intercambiador. El principal beneficio de este último planteamiento consiste en la reducción de costes del componente con un enfoque de producto orientado a coste.



## Referencias

---

- [1] EUROPEAN COMMISSION, «COM(2010)2020, final: COMMUNICATION FROM THE COMMISSION EUROPE 2020: A strategy for smart, sustainable and inclusive growth,» Brussels, 2010.
- [2] Eurostat, «Greenhouse gas emissions, base year 1990,» [En línea]. Available: [https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&plugin=1&language=en&pcode=t2020\\_30](https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&plugin=1&language=en&pcode=t2020_30). [Último acceso: 07 2019].
- [3] Eurostat, «Share of renewable energy in gross final energy consumption,» [En línea]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/renewable-gross-final-energy-consumption-4/assessment-3>. [Último acceso: 07 2019].
- [4] Eurostat, «Primary energy consumption,» [En línea]. Available: [https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&init=1&language=en&pcode=sdg\\_07\\_10&plugin=1](https://ec.europa.eu/eurostat/tgm/table.do?tab=table&init=1&language=en&pcode=sdg_07_10&plugin=1). [Último acceso: 07 2019].
- [5] EUROPEAN COMMISSION, «Directive 2013/12/EU of 13 May 2013 adapting Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council on energy efficiency by reason of the accession of the Republic of Croatia,» 2013.
- [6] European Environment Agency (EEA), «Energy intensity,» [En línea]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/total-primary-energy-intensity-3/assessment-2>. [Último acceso: 07 2019].
- [7] European Environment Agency (EEA), «Overview of electricity production and use in Europe,» [En línea]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/overview-of-the-electricity-production-2/assessment-4>. [Último acceso: 07 2019].
- [8] EUROPEAN COMMISSION, «COM(2014) 15 final/2: A policy framework for climate and energy in the period from 2020 to 2030,» Brussels, 2014.
- [9] EUROPEAN COMMISSION, «Directive 2012/27/EU of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives,» 2012.
- [10] EUROPEAN COMMISSION, «Directive (EU) 2018/2002 of 11 December 2018 amending Directive 2012/27/EU on energy efficiency,» 2018.
- [11] T. Fleiter, «Heat Roadmap Europe - Deliverable 3.1: Profile of heating and cooling demand in 2015,» 03 2017. [En línea]. Available: [https://heatroadmap.eu/wp-content/uploads/2018/09/HRE4-Exchange-Template-WP3\\_v22b\\_website.xlsx](https://heatroadmap.eu/wp-content/uploads/2018/09/HRE4-Exchange-Template-WP3_v22b_website.xlsx). [Último acceso: 07 2019].
- [12] E3MLab-IIASA, «Technical report on Member State results of the EUCO policy scenarios,» 2016.

- [13] EUROPEAN COMMISSION, «DIRECTIVE 2009/28/EC of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC,» 2009.
- [14] EUROPEAN COMMISSION, «Commission Decision 2013/114/EU of 1 March 2013 establishing the guidelines for Member States on calculating renewable energy from heat pumps from different heat pump technologies pursuant to Article 5 of Directive 2009/28/EC,» 2013.
- [15] EUROPEAN COMMISSION, «Directive 2009/125/EC of 21 October 2009 establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products,» 2009.
- [16] EUROPEAN COMMISSION, «Regulation (EU) 2017/1369 of 4 July 2017 setting a framework for energy labelling and repealing Directive 2010/30/EU,» 2017.
- [17] EUROPEAN COMMISSION, «Regulation (EU) No 811/2013 of 18 February 2013 with regard to the energy labelling of space heaters, combination heaters, packages space heater, temperature control and solar device and packages combination heater, temperature control and solar device».
- [18] EUROPEAN COMMISSION, «REGULATION (EU) No 813/2013 of 2 August 2013 with regard to ecodesign requirements for space heaters and combination heaters,» 2016.
- [19] United Nations, «Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Concluded at Montreal on 16 September 1987,» 1987.
- [20] United Nations, «Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Concluded at Montreal on 16 September 1987. Art 5.,» 1987.
- [21] United Nations, «Amendment to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer.Copenhagen, 25 November 1992,» 1992.
- [22] The Intergovernmental Panel on Climate Change, «Safeguarding the ozone layer and the global climate system,» 2005.
- [23] United Nations, «Kyoto Protocol to the United Nations framework convention on climate change,» 1998.
- [24] EUROPEAN COMMISSION, «Regulation (EC) No 842/2006 of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases,» 2006.
- [25] EUROPEAN COMMISSION, «Regulation (EU) No 517/2014 of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Article 15.,» 2014.
- [26] EUROPEAN COMMISSION, «Regulation (EU) No 517/2014 of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Annex III,» 2014.
- [27] United Nations, «Amendment to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer. Kigali, 15 October 2016,» 2016.

- [28] Gluckman Consulting, «Information Sheet 29: Low GWP Alternatives,» 2015.
- [29] G. A. Longo, «HFC32, a low GWP substitute for HFC410A in medium size chillers and heat pumps,» *International Journal of Refrigeration*, nº 53, pp. 62-68, 2015.
- [30] K. Schultz, «Behavior of R410A Low GWP Alternative Refrigerants DR-55, DR-5A, and R32 in the Components of a 4-RT RTU,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, 2016.
- [31] Chemours, «The exponential growth of HFO-1234yf in automotive air conditioning,» 2017.
- [32] W. Tang, «The performance and risk assessment of R290 in a 13 kW air source heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, nº 144, pp. 392-402, 2018.
- [33] G. He, «Assessment of leakage and risk reduction of R290 in a split type household air conditioner,» *International Journal of Refrigeration*, nº 89, pp. 70-82, 2018.
- [34] K. Schultz, «Insights into the next generation HVAC&R refrigerant future,» *Science and Technology for the Built Environment*, nº 00, pp. 1-12, 2016.
- [35] CEN-CENELEC, «EN 378: Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements,» 2016.
- [36] CEN-CENELEC, «EN 14825: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at partial load conditions and calculation of seasonal performance,» 2016.
- [37] S. S. Bertsch, «Air source heat pump for Northern Climates part I: Simulation of different heat pump cycles,» de *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue University, 2006.
- [38] Stefan S. Bertsch & Eckhard A. Groll, «Air source heat pump for Northern Climates part II: Measurement and verification,» *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue University, 2006.
- [39] N. J. Hewitt, «Advanced air source heat pumps for UK and European domestic buildings,» *Applied Thermal Engineering*, nº 31, pp. 3713-3719, 2011.
- [40] GeoTech, «GeoTech: GEothermal Technology for economic Cooling and Heating,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.geotech-project.eu/project/>. [Último acceso: 07 2019].
- [41] A. Cazorla-Marín, «Dual source heat pump, a high efficiency and cost-effective alternative for heating, cooling and DHW production,» *International Journal of Low-Carbon Technologies*, nº 13, pp. 161-176, 2018.
- [42] R. M. Lazzarin, «Dual source heat pump systems: Operation and performance,» *Energy and Buildings*, nº 52, pp. 77-85, 2012.
- [43] Daikin, «Daikin: General Catalogue 2019,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.daikin.de/content/dam/Internet->

DAG/DAIKIN\_Kataloge\_und\_Broschueren/2019/General%20Catalogue%202019\_E  
CPEN19-500\_LR.pdf. [Último acceso: 07 2019].

- [44] Mitsubishi Electric, «Mitsubishi electric: Product Catalogue 2019,» 2019. [En línea]. Available: [https://library.mitsubishielectric.co.uk/pdf/book/2018\\_Product\\_Catalogue#page-1](https://library.mitsubishielectric.co.uk/pdf/book/2018_Product_Catalogue#page-1). [Último acceso: 07 2019].
- [45] Alpha Innotec, «Alpha Innotec: alira V-line - LWDV-series - dual air/water inverter heat pump for outdoor installation,» 2019. [En línea]. Available: <http://mw.ait-group.net/files/docs/EN/A0030/83055800.pdf>. [Último acceso: 07 2019].
- [46] HelioTherm, «HelioTherm heat pump: Natural technology heat pump,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.heliotherm.com/en/products/heat-pumps/natural-technology-heat-pump-new/kategorie/natural-technology-waermepumpe/>. [Último acceso: 07 2019].
- [47] Wolf, «Wolf: Monoblock heat pump CHA,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.wolf.eu/en/professionals/heat-pumps/monoblock-heat-pump-cha/>. [Último acceso: 07 2019].
- [48] EHPA, «Heat pump sales overview,» [En línea]. Available: [http://www.stats.ehpa.org/hp\\_sales/story\\_sales/](http://www.stats.ehpa.org/hp_sales/story_sales/). [Último acceso: 07 2019].
- [49] J. Chen, «Heating performance comparison of R410A and its substitutions in air-to-water heat pumps with vapor injection,» *International Journal of Refrigeration*, n° 96, pp. 78-87, 2018.
- [50] L. Cremaschi, «Drop-in performance of low gwp refrigerants in a heat pump system for residential applications,» de *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue University, 2012.
- [51] P. A. Domanski, «Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications,» *International Journal of Refrigeration*, n° 84, pp. 198-209, 2017.
- [52] A. Mota-Babiloni, «Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives Focus on energetic performance and environmental impact,» *International Journal of Refrigeration*, n° 82, pp. 288-301, 2017.
- [53] S. Konghuayrob, «Performance comparison of R32 R410A and R290 refrigerant in inverter heat pumps applications,» de *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue University, 2016.
- [54] E. Ganryd, *Refrigerating Engineering*, Stockholm, 2003, p. Annex B:7.
- [55] Gluckman Consulting, «Information Sheet 27: Flammability Issues,» 2014.
- [56] G. He, «Study on a R32/R290 blend as replacement for R410 a inhousehold applications,» de *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, Hangzhou, China, 2014.

- [57] P. Fernando, «Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests,» *International Journal of Refrigeration*, nº 27, pp. 761-773, 2004.
- [58] K. Andersson, «Water to water heat pump with minimum charge of propane,» de *13th IIR Gustav Lorentzen Conference*, Valencia, 2018.
- [59] European Commission, «NxtHPG project: Next Generation of Heat Pumps working with Natural fluids,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.nxthpg.eu/>. [Último acceso: 07 2019].
- [60] Universitat Politècnica de Valencia (UPVLC), «Deliverable 10.5: Presentations and publications at workshops and conferences at the midterm of the project,» Valencia, Spain, 2015.
- [61] T. Xu, «Experimental evaluation of air-to-water propane heat pumps with 40kW heating capacity,» 2015.
- [62] M. Pitarch, High capacity heat pump development for sanitary hot water production, Valencia, 2017.
- [63] E. Navarro-Peris, «Design and analysis of R290 high capacity air to water heat pump with finned tube heat exchanger of small diameter,» de *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, Hangzhou, China, 2014.
- [64] I. O. Martínez, «Estudio experimental de optimización de una bomba de calor agua-agua empleando propano como fluido de trabajo,» Valencia, 2008.
- [65] J. B. Castro, «Optimized design of a heat exchanger for an air-to-water reversible heat pump working with propane (R290) as refrigerant\_Modelling analysis and experimental observations,» *Applied Thermal Engineering*, nº 25, p. 2450-2462, 2005.
- [66] CEN-CENELEC, «EN 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors,» 2013.
- [67] CEN-CENELEC, «EN 60751: Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors,» 2008.
- [68] AENOR, «UNE-EN 60584-1: Termopares. Parte 1: Tolerancias y especificaciones EMF,» 2013.
- [69] JCGM, «JCGM 100 2008: Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement,» 2008.
- [70] CEN-CENELEC, «EN 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors. Table 4,» 2013.
- [71] CEN-CENELEC, «EN 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors. Table 5,» 2013.

- [72] IMST-ART v3.80, «IMST-ART v3.80: Investigación y modelado de sistemas térmicos - Advanced Refrigeration Technologies. Instituto de Ingeniería Energética. Universidad Politécnica de Valencia.».
- [73] J. M. Corberán, P. Fernández de Córdoba, J. González y F. Alias, «Semiexplicit method for wall temperature linked equations (SEWTLE): A general finite-volume technique for the calculation of complex heat exchangers,» *Numerical Heat Transfer Fundamentals*, 2001.
- [74] B. Linnhoff, «Understanding heat exchanger networks,» *Computers & Chemical Engineering*, vol. 3, pp. 295-302, 1979.
- [75] J. R. Flower, «Thermodynamic analysis in the design of process networks,» *Computers & Chemical Engineering*, vol. 3, pp. 283-291, 1979.
- [76] I. C. Kemp, *Pinch Analysis and Process Integration*, Oxford, UK: Elsevier Ltd, 2007.
- [77] G. Venkatarathnam, «Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 19, nº 6, pp. 361-368, 1996.
- [78] G. Venkatarathnam, «Effect of mixture composition on the formation of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures,» *International Journal of Refrigeration*, nº 22, pp. 205-215, 1999.
- [79] L. Zhao, «The occurrence of pinch point and its effects on the performance of high temperature heat pump,» *Applied Energy*, nº 97, pp. 869-875, 2012.
- [80] Y.-G. Chen, «Pinch point analysis and design considerations of CO<sub>2</sub> gas cooler for heat pump water heaters,» *International Journal of Refrigeration*, nº 69, pp. 136-146, 2016.
- [81] M. Pitarch, «Evaluation of optimal subcooling in subcritical heat pump systems,» *International Journal of Refrigeration*, nº 78, pp. 18-31, 2017.
- [82] CEN-CENELEC, «EN 14825: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at partial load conditions and calculation of seasonal performance. Table A.2,» 2016.
- [83] D. S. Miller, *Internal Flow Systems*, 1978.
- [84] E. J. R.A. Bajura, «Flow distribution manifolds,» *Journal of Fluids Engineering*, 1976.
- [85] A. C. Mueller, «Effects of Some Types of Maldistribution on the Performance of Heat Exchangers,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 8:2, pp. 75-86, 1987.
- [86] A. C. Mueller y J. P. Chiou, «Review of various Types of Flow Maldistribution in Heat Exchangers,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 9:2, pp. 36-50, 1988.

- [87] J. M. Choi, W. V. Payne y P. A. Domanski, «Effects of Non-Uniform Refrigerant and Air Flow Distributions on Finned-Tube Evaporator Performance,» de *International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C., 2003.
- [88] C. K. Bach, E. A. Groll y J. E. Braun, Application of a Hybrid Control of Expansion Valves to a 5-ton Domestic Heat Pump, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012.
- [89] M. Nakayama, Y. Sumida, S. Hiraokuni y A. Mochizuki, «Development of a Refrigerant Two-Phase Flow Distributor for a Room Air Conditioner,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2000.
- [90] S. Vist y J. Pettersen, «Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, nº 28, pp. 209-215, 2004.
- [91] S. Yoshioka, H. Kim y K. Kasai, «Performance Evaluation and Optimization of A Refrigerant Distributor for Air Conditioner,» *Journal of Thermal Science and Technology*, vol. 3, nº 1, pp. 68-77, 2008.
- [92] J.-H. Kim, J. E. Braun y E. A. Groll, «A hybrid method for refrigerant flow balancing in multi-circuit,» *International Journal of Refrigeration*, nº 32, pp. 1271-1282, 2009.
- [93] L. Friedel, «Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow,» de *Proceedings, European Two Phase Flow Group Meeting. Paper E2.*, Ispra, Italy, 1979.
- [94] J. R. Thome, «Engineering Data Book III,» de *Chapter 17 - Void fractions in two-phase flows*, 2006, pp. 17.1 - 17.33.