



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio experimental del comportamiento de una bomba de calor agua/agua para generación de agua caliente que utiliza CO₂ como refrigerante. Caracterización de la presión óptima de operación.

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Alberto Martínez Simón
Director: Fernando Illán Gómez
Codirector: José Ramón García Cascales



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Cartagena, 2020

Índice

1. Introducción y objetivos.....	8
2. Justificación (o interés) del estudio.....	9
2.1. Las bombas de calor en el marco de la estrategia europea de lucha contra el cambio climático.....	10
2.2. Restricciones al uso de refrigerantes halogenados.....	13
2.3. Recuperación de calor de las aguas grises de los edificios para mejorar la eficiencia de las bombas de calor.....	16
2.4. Ventajas y limitaciones del CO ₂ como refrigerante.....	20
3. Presión óptima en ciclos transcíticos de refrigeración.....	22
4. Descripción de la instalación.....	33
4.1. Circuito de agua del evaporador	34
4.2. Circuito de agua del <i>gas cooler</i>	36
4.3. Bomba de calor	38
4.3.1. Configuración 1	40
4.3.2. Configuración 2	43
4.3.3. Configuración 3	46
4.3.4. Configuración 4	49
5. Descripción de las condiciones de ensayo	51
5.1. Estudio de la presión óptima.....	51
5.1.1. Procedimiento experimental.....	52
5.2. Ensayos de calefacción, refrigeración y ACS.....	54
5.2.1. Ensayos de calefacción.....	54
5.2.2. Ensayos de refrigeración	57
5.2.3. Ensayos de ACS	58
6. Procedimiento de ensayo.....	60
6.1. Monitorización con LabVIEW	60
6.2. Tratamiento de datos con <i>MatLab</i>	64
6.3. Procesado final en <i>Excel</i>	65
7. Resultados experimentales	67
7.1. Modelo de ajuste propio	71
8. Conclusiones	76

Índice de figuras

Figura 1. Clasificación de los sistemas de calefacción en función de su eficiencia energética.....	12
Figura 2. Prohibiciones de comercialización de aparatos de calefacción / refrigeración en función de su PCA.	14
Figura 3. Comparativa de los costes iniciales de montaje de diferentes tecnologías para la obtención de agua caliente o fría [9].....	17
Figura 4. Comparativa del coste anual de operación de cada una de las tecnologías presentadas [9].....	18
Figura 5. Gráfico comparativo entre la suma de costes de operación y de montaje a lo largo de los años [9].	19
Figura 6. Variación del COP en función de la presión de operación para diferentes temperaturas del refrigerante en el gas cooler.	22
Figura 7. Esquema simplificado de la bomba de calor.....	24
Figura 8. Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico teórico que tiene lugar en la bomba de calor.....	25
Figura 9. Variación del COP en función de la presión del gas cooler para el resto de variables fijas.	31
Figura 10. Esquema de la instalación completa.	33
Figura 11. Circuito de agua del evaporador.	34
Figura 12. Circuito de agua del gas cooler.	36
Figura 13. Esquema de la bomba de calor.....	38
Figura 14. Depósito empleado en la Configuración 1.....	40
Figura 15. Esquema de la Configuración 1.	41
Figura 16. Esquema simplificado de la Configuración 1.	42
Figura 17. Ciclo termodinámico teórico Configuración 1.....	42
Figura 18. Depósito de la Configuración 2.....	43
Figura 19. Esquema de la Configuración 2.	44
Figura 20. Esquema simplificado de la Configuración 2.	45
Figura 21. Ciclo termodinámico teórico de la Configuración 2.	45
Figura 22. Esquema de la Configuración 3.	46
Figura 23. Esquema simplificado de la Configuración 3.	47
Figura 24. Ciclo termodinámico teórico de la Configuración 3.	48
Figura 25. Esquema de la Configuración 4.	49
Figura 26. Esquema simplificado de la Configuración 4.	50
Figura 27. Mínima diferencia de temperatura entre entrada y salida del gas cooler (agua).....	58
Figura 28. Interfaz de LabVIEW.....	61
Figura 29. Monitorización de ensayo. Captura perteneciente a ensayo estabilizado en las 90 medidas necesarias.	62
Figura 30. Porción del Diagrama de Bloques correspondiente al fichero de la Configuración 2.	63

Figura 31. Archivo de texto generado por LabVIEW.	63
Figura 32. Interfaz de Matlab para el tratamiento de datos.	64
Figura 33. Ejemplo de archivo de texto generado con MatLab.....	65
Figura 34. Ejemplo de ensayo reflejado en hoja de datos en Excel.	65
Figura 35. Gráfica Pgc-COP del Modelo DORIN ajustado a una temperatura de evaporación de 5°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.	68
Figura 36. Gráfica SH-COP obtenida por Liao et al [1].....	69
Figura 37. Gráfica Pgc-COP del Modelo DORIN ajustado a una temperatura de evaporación de 10°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.	70
Figura 38. Gráfica Pgc-COP del Modelo de Ajuste propio a una temperatura de evaporación de 5°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.	73
Figura 39. Gráfica Pgc-COP del Modelo de Ajuste propio a una temperatura de evaporación de 10°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.	73
Figura 40. Variación que experimenta la potencia consumida y el gasto másico en función de la presión de descarga para un sobrecalentamiento de 5K según los diferentes modelos estudiados.	74
Figura 41. Variación que experimenta la potencia consumida y el gasto másico en función de la presión de descarga para un sobrecalentamiento de 10K según los diferentes modelos estudiados.	75

Índice de tablas

Tabla 1. PCA de refrigerantes e impuestos aplicables a los mismos.	13
Tabla 2. Porcentajes máximos de comercialización de hidrofluorocarbonos en función del año vigente.....	15
Tabla 3. Rangos tenidos en cuenta para cada una de las variables que intervienen en el modelo.	26
Tabla 4. Coeficientes empleados en las ecuaciones 5 y 6.	28
Tabla 5. Matriz de condiciones de ensayo para el estudio de la presión óptima.....	51
Tabla 6. Condiciones de ensayo en modo calefacción a baja temperatura según la norma UNE-EN 14511-2.	55
Tabla 7. Condiciones de ensayo en modo calefacción a media temperatura según la norma UNE-EN 14511-2.....	55
Tabla 8. Condiciones de ensayo de refrigeración según la norma UNE-EN 14511-2. ...	57
Tabla 9. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 5°C. COP teórico obtenido mediante Modelo DORIN ajustado.	67
Tabla 10. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 10°C. COP teórico obtenido mediante Modelo DORIN ajustado.	69
Tabla 11. Coeficientes para el modelo de ajuste propio.....	71
Tabla 12. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 5°C. COP teórico obtenido mediante Modelo de Ajuste propio.	72
Tabla 13. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 10°C. COP teórico obtenido mediante Modelo de Ajuste propio.	72

1. Introducción y objetivos

Este Trabajo Fin de Grado (TFG) se enmarca dentro del proyecto de investigación “Maximización de la eficiencia y minimización del impacto ambiental de bombas de calor para la descarbonización de la calefacción/ACS en los próximos edificios de consumo energético casi nulo” desarrollado por el grupo de investigación de la UPCT “Modelado de sistemas térmicos y energéticos”.

El proyecto tiene por objeto la investigación de una instalación de bomba de calor, que utiliza CO₂ como refrigerante, para la obtención de agua caliente (calefacción y ACS) o de agua fría (refrigeración) mediante un ciclo transcrito.

En cuanto a los objetivos de mi trabajo, destacan los siguientes:

- Introducción al campo de la investigación experimental. Se pretende que el desarrollo de este TFG permita una primera toma de contacto con los procedimientos y técnicas empleadas durante la investigación experimental, desde el adiestramiento en el manejo de la instalación hasta el procesado y análisis de datos experimentales y la obtención de conclusiones. Para ello, será necesario controlar la instrumentación de que constamos, así como adquirir unas nociones básicas para el uso de todos y cada uno de los programas informáticos que se requieren, tanto para la realización de ensayos como para el procesamiento de los datos (Visual Parameter Manager, LabVIEW, Excel, Matlab, ...).
- Validación experimental de una correlación matemática (obtenida por el grupo de investigación) para la presión óptima de funcionamiento de la bomba de calor, mediante la realización de una matriz de ensayos que será posteriormente presentada.

Teniendo en cuenta los objetivos anteriores, la memoria se ha estructurado de la siguiente forma: en el capítulo 2 de la misma se justifica el por qué de la realización del estudio. A continuación, en el capítulo 3, se encuentra el grueso de este trabajo: la presentación del modelo empleado para obtener la correlación matemática ya citada. En los capítulos 4 y 5 se procede, respectivamente, a una descripción de la instalación y una descripción de las condiciones de ensayo. Por otro lado, en el capítulo 6 se introduce el procedimiento experimental. Por último, en el capítulo 7 se presentan los resultados experimentales obtenidos en el estudio y en el capítulo 8 las conclusiones que surgen a raíz de los mismos.

2. Justificación (o interés) del estudio

A día de hoy, bien entrado el siglo XXI, la preocupación de los gobiernos (y de sus gentes) por el cambio climático y el efecto invernadero es un tema de rigurosa actualidad. Día tras día llegan a nosotros noticias que no hacen más que incrementar nuestra intranquilidad. Por nuestras cabezas pasa el futuro de las generaciones venideras, pero no solo de estas, también el de la nuestra. Los vaticinios apuntan al alcance de una situación más que complicada en nuestro planeta en un tiempo relativamente corto. La población mundial continúa en su vertiginoso ascenso (principalmente si atendemos a países en desarrollo), y seguimos dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles, en lo que al sector energético se refiere (nos centraremos en adelante en este, ya que es del que provienen la mayor parte de emisiones contaminantes). Estos recursos, además de ser limitados (no es posible plantearnos un futuro ligado a ellos en términos de disponibilidad), emiten en su combustión los conocidos gases de efecto invernadero. Es de urgente necesidad hallar una alternativa viable en pro de un desarrollo sostenible.

La Unión Europea, en el Consejo Europeo de Octubre de 2009 se comprometió a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero entre un 80 y un 95% para el año 2050 respecto a los niveles registrados en el año 1990. Mediante la *Hoja de Ruta de la Energía para 2050* [1] se pretende marcar las directrices a seguir para garantizar la descarbonización de la UE, y de forma simultánea, asegurar un abastecimiento energético competitivo con el existente en la actualidad.

Con la *Estrategia Energía 2020* (con fecha límite el 31 de diciembre de este mismo año), se pretende cumplir lo siguiente:

- Reducción del 20 % de los gases de efecto invernadero respecto de los niveles de 1990.
- El 20 % de la energía sea procedente de las renovables.
- 20 % de mejora de la eficiencia energética.

Siguiendo este camino se prevé que se podrían reducir las citadas emisiones hasta en un 40 % para el año 2050, ya que se continuarán cumpliendo los compromisos contraídos después de 2020, pero esto sigue siendo insuficiente. Se requiere de forma inmediata plantear un nuevo camino, aún más ambicioso, a seguir a partir de este año 2020. En la Hoja de Ruta se plantean 10 cambios estructurales con los que se pretende la transformación del sistema energético.

Uno de los pilares fundamentales sostiene que, analizando las diferentes hipótesis de trabajo que la Comisión Europea estudia, la mayor parte de la energía suministrada debe provenir de fuentes de energía renovables. Se pretende, mediante incentivos, lograr una mayor integración de las mismas en el mercado, así como una reducción

en los costes mediante el desarrollo de las mismas. No es un mal comienzo, que duda acabe.

2.1. Las bombas de calor en el marco de la estrategia europea de lucha contra el cambio climático

Llegados a este punto, la Unión Europea reconoce que la calefacción y refrigeración, que con un valor del 50 % de consumo de energía total se proclaman como el mayor sector energético de la UE [1]. La energía empleada para dar estos servicios debe ser, por tanto, procedente de renovables, otorgándole a este asunto el cartel de “cuestión vital”.

Se requiere de un cambio en el consumo de energía que beneficie a las fuentes de energía con baja emisión de carbono. Es aquí donde nuestra propuesta, una bomba de calor que opera con CO₂ como refrigerante (posteriormente analizaremos las ventajas de este respecto a otros refrigerantes fluorocarbonados tradicionales) se postula como una opción más que interesante para el presente en el que nos encontramos y, sobre todo, para el futuro, en detrimento de los tradicionales sistemas de calefacción y ACS.

Pero para que esta sea considerada una opción real, se deben tener únicamente en cuenta aquellas bombas de calor cuya producción sea significativamente superior a la energía necesaria para ponerlas en funcionamiento (eléctrica en nuestro caso) [2]. Este es el principal requisito a cumplir.

En la citada directiva, por otra parte, se aconseja la existencia de mecanismos para el fomento por parte de los Gobiernos de los sistemas de calefacción y refrigeración urbana a partir de energía procedente de fuentes renovables, por lo que las bombas de calor que sean consideradas como renovables se encuentran, nuevamente, en una posición ventajosa.

Asimismo, se cita que los Estados miembros debían introducir (con fecha límite el 31 de diciembre de 2014) en sus normas y códigos de construcción las medidas necesarias para aumentar la cuota de todos los tipos de energía procedentes de fuentes renovables en el sector de la construcción, lo que afectaría tanto a los nuevos edificios como a aquellos que precisen de una renovación importante. En dichas normas, se ha de fomentar la utilización de sistemas y equipos de calefacción y refrigeración a partir de fuentes renovables que permitan reducir notablemente el consumo de energía. Los Estados miembros utilizarán etiquetas ecológicas, etiquetas energéticas u otras normas o certificados adecuados, desarrollados a nivel nacional o comunitario, en la medida en que existan, como base para fomentar estos sistemas y equipos.

En base a esta directiva, en España, el Ministerio de Industria, Energía y Turismo elabora el documento [3], con el objetivo de establecer una metodología de cálculo

que permita, de forma cuantitativa, determinar qué bombas de calor puedan ser consideradas como fuentes de energía renovable.

En la *Directiva 2009/28/CE* se reconoce como energía renovable, en determinadas condiciones, la energía capturada por bombas de calor, según se dice en su artículo 5 y se define en el Anexo VII: Balance energético de las bombas de calor.

De este anexo podemos extraer lo siguiente:

“solo se tendrán en cuenta las bombas de calor para las que $SPF > 1.15 \cdot 1/\eta$ ”.

Posteriormente, en la *Decisión de la Comisión de 1 de marzo de 2013* [4], se establece un valor arbitrario para el parámetro η , siendo el mismo: el cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad. Este valor es de un 45,5 %. Siendo esto así, se requiere un valor del SPF superior a 2,5 para que la bomba de calor sea considerada renovable.

El SPF (Seasonal Performance Factor) es una medida del rendimiento medio estacional de una bomba de calor de accionamiento eléctrico. En la norma *UNE:14825* se establece el procedimiento para determinar dicho valor. Lo normal es que los fabricantes proporcionen esos valores, pero en caso contrario, la máquina es antigua, o, como es nuestro caso, se trata de un “prototipo”, podemos calcular de forma simplificada el SPF como:

$$SPF = COP_{nominal} \cdot FP \cdot FC$$

Ecuación 1

donde FP es un factor de ponderación que tiene en cuenta las diferentes zonas climáticas (A, B, C, D o E) existentes en España de acuerdo al *Código Técnico de la Edificación* (CTE en adelante), y FC un factor de corrección que tiene en cuenta la diferencia entre la temperatura de funcionamiento y la temperatura para la cual se ha obtenido el COP durante el ensayo realizado.

Si atendemos ahora a la *Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración* [5], tenemos que los requisitos de diseño ecológico y etiquetado energético de los sistemas de calefacción y dispositivos calentadores de agua entraron en vigor en 2015. Además, está prohibida la venta de equipos ineficientes. Mediante estas medidas se espera una reducción de las emisiones de CO₂ de 135 millones de toneladas hasta 2030.

Se deben aprovechar aquellas situaciones favorables para la transición de los antiguos sistemas de calefacción a otros más limpios energéticamente hablando, y estas pueden ser, por ejemplo, las reformas de edificios antiguos con el objetivo de hacerlos más eficientes. Esto permitiría la implantación de una tecnología relativamente novedosa, como son las bombas de calor. Tenemos que la propia UE

clasifica a las bombas de calor como una de las opciones más eficientes para calefacción, de acuerdo a la siguiente clasificación:

	Clase de mejores técnicas disponibles (MTD) para aparatos de calefacción (incluyendo paquetes)
A+++	Paquetes que emplean las renovables
A++	Bombas de calor (renovable) Mejor caldera de biomasa (renovable)
A+	Cogeneración de gas
A	Calderas de condensación de gas
B	
C	Calderas de gas sin condensación
D	Resistencia eléctrica

Figura 1. Clasificación de los sistemas de calefacción en función de su eficiencia energética.

Siempre y cuando, obviamente, sea considerada como fuente de energía renovable, de acuerdo al criterio anteriormente visto. Tendríamos que una instalación de bomba de calor no solo podría ser considerada renovable, sino que además, aquellas de mayor eficiencia energética entran dentro de lo que la UE considera calificación energética A++, siendo una de las opciones más eficientes existentes en el mercado, sólo superada por aquellos paquetes que combinan generadores de calor de alta eficiencia con controles de temperatura y un dispositivo solar, lo que la convierte en una opción muy atractiva para la generación de ACS y de calefacción. Asimismo, es una máquina que puede trabajar de forma inversa, en un ciclo de refrigeración.

2.2. Restricciones al uso de refrigerantes halogenados

Por otro lado, es de vital importancia el empleo de refrigerantes que sean lo más respetuosos que sea posible con el medio ambiente, siempre y cuando se garantice un uso seguro de los mismos. Pasemos así a hablar un poco más en profundidad del empleo de CO₂ desde un punto de vista ecológico.

Necesitamos, para ello, definir primero el Poder de Calentamiento Atmosférico (PCA), dado que es el parámetro utilizado a la hora de evaluar el impacto medioambiental de un refrigerante en lo que a contribución al efecto invernadero se refiere. Es un parámetro que mide la capacidad de un gas para absorber calor en la atmósfera terrestre. Se mide la cantidad de energía que es capaz de atrapar un contaminante en cuestión cuando se emite a la atmósfera una tonelada del mismo, de forma que su PCA será mayor cuanto mayor sea la energía que impide que se disipe hacia el exterior de la atmósfera. Es un parámetro que toma como referencia la cantidad de energía captada por una tonelada de emisión de dióxido de carbono, otorgándole al mismo un PCA de 1. Esto convierte al CO₂, a priori, en uno de los refrigerante menos contaminantes de los usados hasta la fecha en instalaciones de generación de calefacción o ACS.

Además en la *Ley 26/2013, de 29 de Octubre* [6] se establecen medidas financieras y tributarias, entre las que destaca la imposición de un impuesto fiscal a la adquisición de gases, en especial a los refrigerantes con un PCA elevado (aquellos que superen los 150kgCO₂ equivalentes).

REFRIGERANTE	PCA	Impuesto (€/kg)
R134a	1300.0	26.0
R404A	3784.0	75.7
R507A	3850.0	77.0
R410A	1690.0	33.8
R407C	1652.5	33.1
R600a	20.0	0.0
R290	20.0	0.0
R717 (NH ₃)	1.0	0.0
R744 (CO ₂)	1.0	0.0

Tabla 1. PCA de refrigerantes e impuestos aplicables a los mismos.

En la Tabla 1, podemos observar algunos refrigerantes usuales junto a su PCA y el impuesto aplicable ante el uso de los mismos.

Por si fuera poco el hecho de que los compuestos fluorocarbonados (refrigerantes tradicionales) sean más contaminantes y requieran del pago de impuestos para su uso, recientemente ha entrado en vigor el *Reglamento Europeo sobre los Gases Fluorados*: [7]

Tal y como se cita en su Artículo 1, referente al objeto del reglamento:

“El objetivo del presente Reglamento es proteger el medio ambiente mediante la reducción de las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero. En consecuencia, el presente Reglamento:

a) establece normas sobre contención, uso, recuperación y destrucción de gases fluorados de efecto invernadero, así como sobre las medidas de acompañamiento conexas;

b) establece condiciones a la comercialización de productos y aparatos específicos que contengan gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos;

c) establece condiciones a usos específicos de gases fluorados de efecto invernadero, y

d) fija límites cuantitativos para la comercialización de hidrofluorocarburos. “

Esto supone un duro golpe a los sistemas que funcionan con refrigerantes de este tipo en pro de aquellos más limpios energéticamente.

Vamos a ahondar un poco más en este reglamento para obtener datos un poco más exactos acerca de su objetivo. En el Anexo III encontramos las **PROHIBICIONES DE COMERCIALIZACIÓN CONTEMPLADAS EN EL ARTÍCULO 11, APARTADO 1**, y del mismo podemos extraer la siguiente información:

12. Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 2 500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a - 50 °C	1 de enero de 2020
--	--------------------

Figura 2. Prohibiciones de comercialización de aparatos de calefacción / refrigeración en función de su PCA.

Es decir, desde el 1 de enero de este mismo año ha quedado prohibida la comercialización de aquellos aparatos de refrigeración (calefacción o ACS) cuyo funcionamiento dependa del uso de un refrigerante con un PCA igual o superior a 2500, salvo raras excepciones.

Por otro lado, la principal novedad que incluye este reglamento es programar una retirada progresiva de los HFCs del mercado, con el objetivo de conseguir una disminución de su comercialización en un 79 % para el año 2030 en términos de CO₂ equivalente respecto a los niveles medios medidos entre 2009 y 2012. Este sistema de retirada es conocido como *phase down*. En la siguiente tabla, extraída del Anexo V, que trata sobre el *CÁLCULO DE LA CANTIDAD MÁXIMA, LOS VALORES DE REFERENCIA Y LAS CUOTAS DE COMERCIALIZACIÓN DE HIDROFLUOROCARBUROS*, podemos observar esto mismo precisamente:

Años	Porcentaje para calcular la cantidad máxima de hidrofluorocarbonos que pueden ser comercializados y cuotas correspondientes
2015	100 %
2016-2017	93 %
2018-2020	63 %
2021-2023	45 %
2024-2026	31 %
2027-2029	24 %
2030	21 %

Tabla 2. Porcentajes máximos de comercialización de hidrofluorocarbonos en función del año vigente.

Para que sirva como precedente, importantes cadenas de supermercados (por poner unos ejemplos) como *Consum* y *Mercadona* han extendido el uso de CO₂ como gas de operación en los sistemas de refrigeración de los locales de reciente y nueva apertura.

A la vista de todos los datos presentados y para concluir, tenemos que un cambio real es necesario para satisfacer nuestras necesidades sin comprometer las necesidades de las generaciones futuras (definición de *Desarrollo Sostenible*). El uso de bombas de calor (especialmente aquellas que usen refrigerantes respetuosos con el medio ambiente) es una alternativa, más que aceptable desde mi punto de vista, para la generación de ACS y calefacción, y podría aportar un granito de arena (o alguno más) para la consecución del objetivo principal que, hoy día, tanto nos preocupa.

2.3. Recuperación de calor de las aguas grises de los edificios para mejorar la eficiencia de las bombas de calor.

Los WWSHP (en inglés: wastewater source heat pump) son sistemas relativamente novedosos, y se encuentran actualmente en pleno desarrollo. Consisten fundamentalmente en el aprovechamiento del calor residual contenido en las aguas grises de los edificios con el objetivo de mejorar la eficiencia de una instalación de bomba de calor. Estos sistemas pueden ser aprovechados tanto para calefacción como para refrigeración. Mediante un uso optimizado de los mismos, y atendiendo a lo estudiado por Timea, publicado en la review [8], se puede reducir hasta en un 40 % el coste de la energía calorífica. Además, sin este tipo de sistemas, un porcentaje cercano al 90 % de la energía contenida en las aguas residuales es, literalmente, tirada por el desagüe.

En cuanto a su funcionamiento: En sistemas de generación de agua caliente las aguas grises se utilizan como foco frío del que se extrae calor en el evaporador; se eleva la T^a de evaporación y mejora el rendimiento. En sistemas de refrigeración las aguas grises se usan como foco caliente (en condensador o gas cooler, según ciclo), se baja la T^a de condensación y con ello se mejora el rendimiento de la instalación.

Además, podemos clasificar los sistemas de WWSHP en función de si dicha transmisión se produce de forma directa (las aguas grises circulan por el evaporador o por el *gas cooler*) o de forma indirecta: se calienta el agua de un depósito perteneciente a uno de los circuitos auxiliares de la instalación (como sería nuestro caso), y es esta agua previamente calentada la que se bombea hacia el evaporador con el objetivo de aprovechar la energía obtenida, o bien se enfría agua que se encuentra previamente a una temperatura superior, y esta misma se bombea hacia el *gas cooler*. En cualquiera de los casos, se puede obtener un incremento significativo de la temperatura de evaporación comparado con la que se obtendría con una bomba de calor aerotérmica e incluso con una bomba de calor geotérmica y, con ello, una mejora en el rendimiento de la instalación.

Llegados a este punto, la manera de optimizar este sistema reside en el adecuado diseño del intercambiador de calor que nos va a permitir aprovechar la energía contenida en las aguas grises, de forma que se obtenga una buena eficiencia energética, así como una elevada resistencia a la corrosión, ya que se presupone expuesto a un medio relativamente agresivo como es el creado por las citadas aguas de desecho. Otro de los principales problemas que presentan estos intercambiadores es el bloqueo por acumulación de partículas, por lo que se requiere un sistema de limpieza que permita sanear la instalación de forma periódica, evitando una caída en la eficiencia del intercambiador.

Pasemos ahora a introducir algunas ventajas que estos sistemas ofrecen respecto al calentamiento de agua mediante el uso de calderas convencionales. En términos medioambientales, los sistemas WWSHP son una tecnología *eco-friendly*, ya que no emiten gases contaminantes a la atmósfera. Centrándonos ahora en aspectos de eficiencia energética, estos sistemas presentan un mayor coeficiente de operación (COP: 4.0-4.6) que instalaciones con otras fuentes de calor (aire, con COP: 2.8-3.4, o geotérmica, con COP: 3.3-3.8) [9].

Además, económicamente, los sistemas de recuperación de calor se postulan como una de las soluciones más rentables. De la review que acabamos de citar [9] podemos extraer los siguientes gráficos referentes a un estudio de los costes de diferentes sistemas en instalaciones en China:

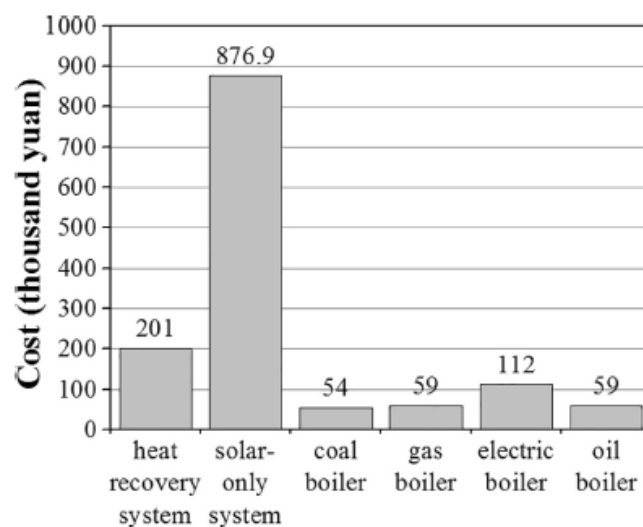


Figura 3. Comparativa de los costes iniciales de montaje de diferentes tecnologías para la obtención de agua caliente o fría [9].

El montaje de una bomba de calor presenta un coste inicial muy inferior al de las instalaciones solares, aunque superior al de otros sistemas tradicionales como calderas de carbón, gas, combustibles líquidos, etc. No obstante, la diferencia del coste inicial con estos otros sistemas no es tan significativa.

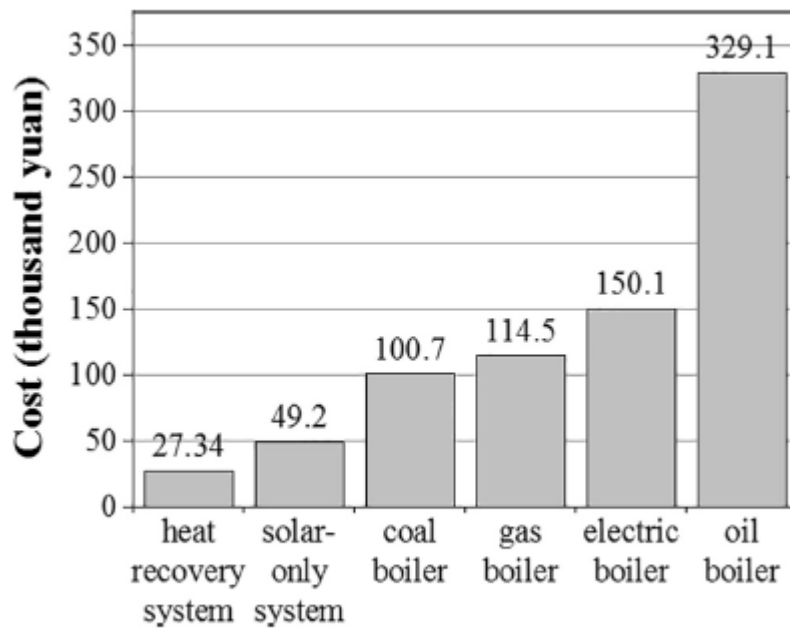


Fig. 27. Comparison of annual operating cost [11].

Figura 4. Comparativa del coste anual de operación de cada una de las tecnologías presentadas [9].

Sin embargo, si atendemos al coste que supone el funcionamiento de la instalación, es la opción más ventajosa con mucha diferencia. El coste anual de operación es prácticamente la mitad del que supondría la implementación de otra energía renovable como es la solar, y menos de diez veces del que supondría el uso de un sistema de calefacción tradicional como pueden ser las calderas de aceite.

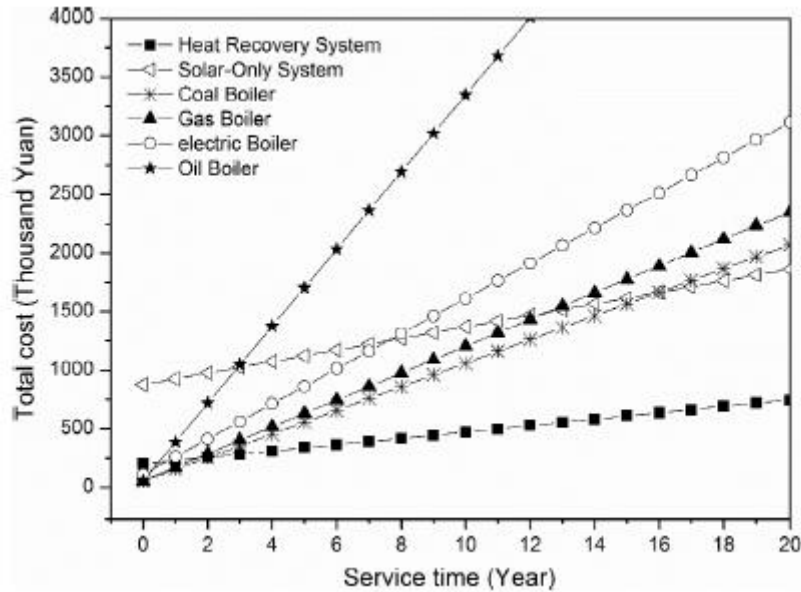


Figura 5. Gráfico comparativo entre la suma de costes de operación y de montaje a lo largo de los años [9].

Una vez transcurridos dos años desde su instalación, la bomba de calor con recuperación de calor se convertiría en la opción más barata de todas las estudiadas, muy por delante de la otra opción renovable (la energía solar), que necesita de 16 años para ser más rentable que los sistemas tradicionales de calentamiento de agua.

Como conclusión y en apoyo a las nuevas tendencias comentadas en los apartados anteriores, el aprovechamiento de esta energía supone romper una lanza más en favor de una reducción en las emisiones de calor y gases contaminantes al medio ambiente, así como del consumo eléctrico. Por si fuera poco, son sistemas de “fácil” instalación y bajo coste. Una alternativa muy atractiva desde múltiples puntos de vista.

2.4. Ventajas y limitaciones del CO₂ como refrigerante.

Con anterioridad hemos estudiado la alternativa que supone el uso de dióxido de carbono como refrigerante desde un punto de vista medioambiental. Pasamos ahora a citar algunos aspectos más técnicos acerca del empleo de este gas.

Entre sus principales ventajas, cabe destacar las relativas a términos de seguridad: es un gas no inflamable y únicamente es tóxico a elevadas concentraciones. No obstante, un problema relacionado con esto es la dificultad para detectar fugas del mismo, ya que es inodoro.

Económicamente hablando, su bajo coste, ligado a una altísima disponibilidad (se obtiene como sub-producto de múltiples procesos industriales) lo convierten en un refrigerante muy atractivo.

En términos de eficiencia energética, nos encontramos ante un gas que ofrece un elevado rendimiento, así como un alto coeficiente de transmisión de calor, lo que deriva en bajos consumos de energía eléctrica.

Para un óptimo aprovechamiento de las propiedades de este refrigerante, se deben emplear ciclos transcíticos, en lugar de subcríticos. El punto crítico del CO₂ se encuentra a una T^a relativamente baja (algo menos de 31 °C), y una presión relativamente alta (casi 74 bar). Esa T^a crítica tan baja supone que en la mayoría de las aplicaciones de refrigeración y prácticamente en todas las aplicaciones de calefacción o generación de ACS (quizá con la única excepción del calentamiento inicial del ACS cuando entra muy fría desde la red) no sea posible trabajar por debajo de la T^a crítica, lo que obliga a recurrir a ciclos transcíticos. Por otro lado, eso supone trabajar con presiones de alta muy elevadas para lo normal en instalaciones de refrigeración (por encima de 74 bar como mínimo) y esa es su principal desventaja. Además, necesitamos efectuar un especial control en la temperatura de salida del *gas cooler*, ya que a medida que aumenta esta y como quedará demostrado más adelante, el rendimiento de la instalación disminuye.

Referencias:

- [1] Comisión Europea, “Comunicación de la Comisión al Parlamento Europeo, al Consejo, al Comité Económico y Social Europeo y al Comité de las Regiones - Hoja de Ruta de la Energía para 2050.,” *D. Of. las Comunidades Eur.*, no. 15 de diciembre de 2011, pp. 1–23, 2011.
- [2] Consejo de la Unión Europea, “Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del

- Consejo de 23 de abril de 2009,” *D. Of. la Unión Eur.*, vol. 2008, no. 2, pp. 16–62, 2009.
- [3] Ministerio de Industria, “Prestaciones Medias Estacionales de las bombas de calor para la producción de calor en edificios” 2014.
- [4] Diario Oficial de la Unión Europea, “DECISIÓN DE LA COMISIÓN de 1 de marzo de 2013,” no. 5, pp. 27–35, 2016.
- [5] A. L. Comité, E. Y. Social, and E. Y. Al, “Estrategia de la UE relativa a calefacción y refrigeración,” 2016.
- [6] BOE, “Ley 16/2013, Boletín Oficial del Estado,” *Boletín Of. del Estado*, pp. 61561–61567, 2009.
- [7] A. Barrena Medina, “Reglamento (UE) núm. 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) núm. 842/2006 (DOUE L 150/195, de 20 de mayo de 2014),” *Actual. Jurídica Ambient.*, vol. 2014, no. 37, pp. 46–46, 2014.
- [8] O. Culha, H. Gunerhan, E. Biyik, O. Ekren, and A. Hepbasli, “Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review,” *Energy Build.*, vol. 104, pp. 215–232, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.07.013.
- [9] C. Shen, Z. Lei, Y. Wang, C. Zhang, and Y. Yao, “A review on the current research and application of wastewater source heat pumps in China,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, no. October 2017, pp. 140–156, 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2018.03.007.

3. Presión óptima en ciclos transcíticos de refrigeración

Tal y como hemos introducido recientemente, existen dos tipos de ciclos en función de si la presión a la salida del compresor se encuentra por debajo o por encima de la presión crítica del refrigerante, que en nuestro caso (CO_2) es de 73.8 bar.

En los ciclos subcríticos, la presión en el condensador viene impuesta por las condiciones del foco caliente (caudal y temperatura del fluido secundario, que en nuestro caso es agua).

Sin embargo, en los ciclos transcíticos, si bien la mínima presión que puede mantenerse en el gas cooler también viene impuesta por las unas condiciones del foco caliente, se puede modificar por encima de ese valor mínimo la presión con la que el refrigerante cede calor al agua en el *gas cooler*. Diferentes autores (Kauf fue el primero, en el año 1999 [1]) advierten de la existencia de una presión de operación que maximiza el rendimiento de la instalación, conocida como *presión óptima*. A partir de la Figura 6, extraída del artículo de Kauf, podemos hacernos una mejor idea de a qué nos referimos. El investigador alemán propone, que para diferentes temperaturas ambiente, existe un valor de la presión del *gas cooler* para la cual el valor obtenido para el COP es máximo:

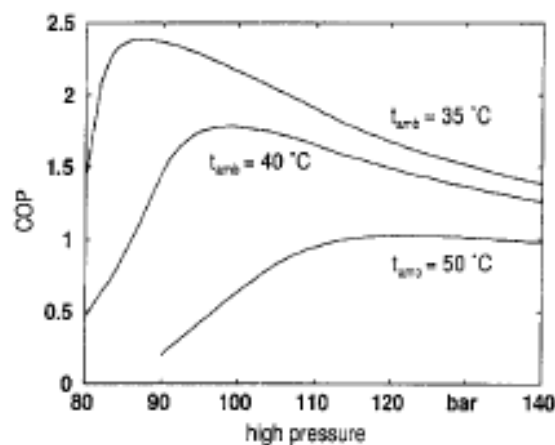


Figura 6. Variación del COP en función de la presión de operación para diferentes temperaturas del refrigerante en el gas cooler.

En lo referente a esta presión óptima, encontramos artículos de investigación que siguen diferentes caminos para la obtención de una correlación válida para este parámetro que tanta atención ha recibido por parte de diferentes investigadores desde el artículo de Kauf (1999). Estos trabajos van desde aquellos de tipo numérico a otros de tipo estrictamente experimental, pasando por algunos que combinan ambas metodologías.

Los primeros trabajos relacionados, incluido el de Kauf, optaron por la realización de estudios numéricos. Podríamos citar, por ejemplo:

- Kauf (1999) emplea una instalación sin existencia de intercambiador de calor intermedio. Tras proponer diferentes métodos (entre ellos un método gráfico, descartado por su falta de exactitud), obtiene una correlación lineal para la presión óptima dependiente únicamente de la temperatura de salida del *gas cooler*, a partir de una simulación numérica. [1]
- Liao et al. (2000), por el contrario, sí incluye un intercambiador de calor intermedio en su instalación. Según su estudio, la presión óptima va a depender fundamentalmente de tres parámetros: temperatura de salida del *gas cooler* (coincide con Kauf), y en menos medida de la temperatura de evaporación del refrigerante y de constantes empíricas propias del funcionamiento del compresor (Inicialmente tuvo en cuenta además el sobrecalentamiento que el refrigerante sufría en el evaporador, pero más tarde concluyó en que las variaciones que producía este sobre la presión óptima podían considerarse despreciables). Liao presenta de esta forma dos correlaciones, una en la que tiene en cuenta el rendimiento del compresor, y otra, simplificada, en la que considera constante dicho rendimiento y en la que la presión óptima únicamente depende de la temperatura de salida del *gas cooler* y de la temperatura de evaporación. [2]
- Chen y Gu (2005), por otro lado, concluyen en que la presión óptima va a depender únicamente de la temperatura de salida del *gas cooler* y la eficiencia del intercambiador, si lo hubiera (proponen dos correlaciones diferentes en función de si la instalación cuenta o no con intercambiador de calor intermedio). [3]

Resaltar que todos ellos advierten una dependencia importante de la presión óptima con la temperatura de salida del *gas cooler* (es, con diferencia, el parámetro más influyente), de forma que un aumento de esta se ve traducido en un aumento directo de la presión óptima de operación.

En cuanto a los trabajos de carácter experimental en busca de la presión óptima de operación, cabe citar, por ser uno de los primeros, el siguiente:

- Aprea y Maiorino (2009), utilizan una instalación que opera como un sistema clásico de aire acondicionado residencial. En su estudio experimental, advierten que la correlación propuesta por Liao et al. (2000) es la que más se ajusta a los resultados que obtuvieron, encontrándose el valor calculado para la presión óptima siempre entre un 1.7% y un 4.4% por encima de la obtenida experimentalmente. Siendo esto así, actualizan dicha expresión mediante una corrección. [4]

Como ya he mencionado, se han encontrado también otros artículos que combinan un modelo numérico con procedimientos experimentales, entre los que cabe destacar debido a las similitudes existentes entre la instalación usada y la nuestra, el siguiente:

- Zhang et al. (2010) emplearon una instalación que contaba con intercambiador de calor intermedio, y además, con un depósito de refrigerante, situado antes del evaporador. Como ya hicieron Aprea y Maiorino, proponen una corrección para la expresión de Liao et al. (2000), dotando así de cierta importancia a parámetros que Kauf consideró despreciables como la temperatura de evaporación o el rendimiento del compresor. [5]

Con este trabajo se pretende validar experimentalmente una correlación para la presión óptima obtenida mediante un modelo numérico que va a ser presentado a continuación.

Para ello es necesario, en primer lugar, presentar un esquema simplificado de la bomba de calor (Figura 7). El refrigerante es aspirado por el compresor (1). Una vez comprimido, entra al *gas cooler* (2). A la salida del mismo (3), cabe la posibilidad de hacer circular el refrigerante hacia el intercambiador de calor intermedio. A la salida de este (4), se produce una expansión isoentálpica de forma previa a la entrada al depósito de refrigerante (5). Por último, entra al evaporador (6), y a la salida del mismo se introduce en el citado intercambiador intermedio (7). Llegados a este punto, se repite el ciclo.

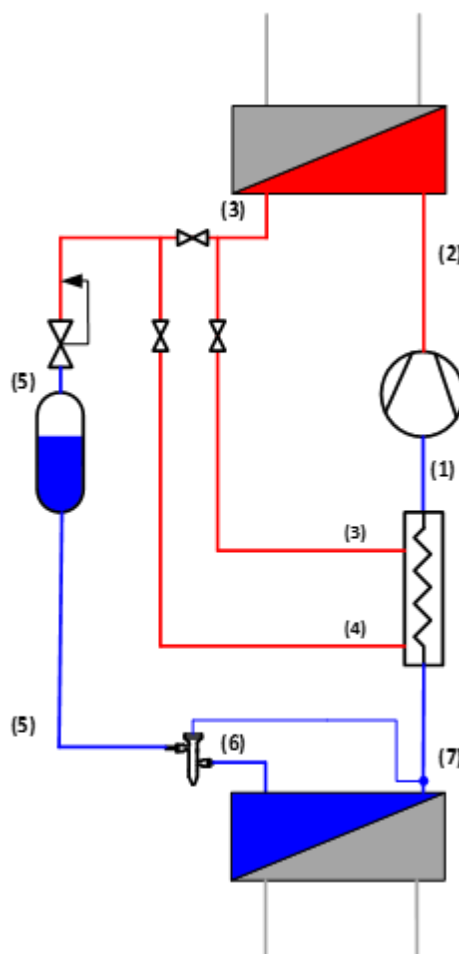


Figura 7. Esquema simplificado de la bomba de calor.

A este esquema le corresponde un ciclo termodinámico teórico que presenta el siguiente diagrama presión-entalpía:

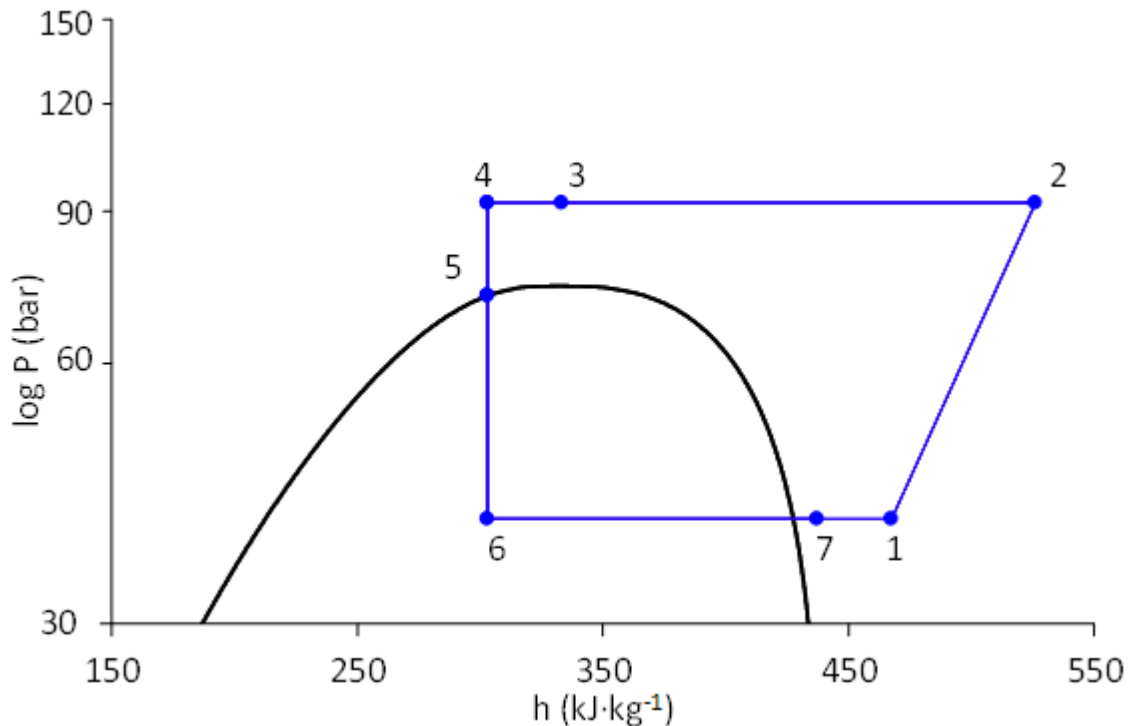


Figura 8. Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico teórico que tiene lugar en la bomba de calor.

El COP (*Coefficient Of Performance*) de la instalación se define como la relación entre el calor útil obtenido o cedido y la potencia eléctrica consumida por la instalación. Podemos escribir:

$$COP = \frac{Q_{\text{útil}}}{W_{\text{compresor}}}$$

Ecuación 2

Si llamamos '1' a la entrada al compresor, '2' a la salida del compresor, coincidente con la entrada al *gas cooler* (ya que consideramos despreciable la pérdida de carga en tuberías) y '3' a la salida del *gas cooler*, podemos expresar el COP en función de las entalpías de dichos puntos, de la siguiente forma:

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 3

Para obtener el máximo valor del COP en función de la presión de operación (esta presión sería la óptima), en principio bastaría con derivar la expresión anterior de forma parcial respecto a la presión e igualar a cero. Pero, en la práctica, resolver esto se torna imposible (otros autores como los ya mencionados Kauf, Liao o Chen se toparon con el mismo problema). Esto es debido a la multitud de variables de las que dependen cada una de las entalpías presentes en la ecuación.

Es, debido a esto, por lo que se ha optado por el uso de un modelo numérico para la obtención de una correlación válida para la presión óptima. El modelo se ha programado en *Matlab*. En base a la bibliografía estudiada, las variables que se van a tener en cuenta para el modelo numérico debido a su contrastada influencia sobre el COP son las siguientes:

T_{evap} (°C)	SH (K)	η_{IHX} (-)	$T_{gc,out}$ (°C)	P_{gc} (bar)
5-25	3-7	0-0.9	10-60	74-140

Tabla 3. Rangos tenidos en cuenta para cada una de las variables que intervienen en el modelo.

Siendo esto así, para el cálculo de las diferentes entalpías, es necesario tener en cuenta lo siguiente:

- El valor de h_3 puede ser calculado directamente en función de la presión del *gas cooler*, que en el modelo se va a hacer que varíe, como podemos ver en la tabla, entre 74 y 140 bar, y la temperatura del refrigerante a la salida del mismo, variando esta entre 10 y 60 °C.
- El valor de h_1 (entrada del compresor), no solamente depende de las condiciones del evaporador (temperatura de evaporación que en el modelo varía entre 5 y 25°C y el *superheating* o sobrecalentamiento que en el modelo varía entre 3 y 7 K), sino también del sobrecalentamiento que sufre el refrigerante a su paso por el intercambiador intermedio en el lado de baja presión.

Ese sobrecalentamiento se obtiene a partir del salto de entalpías en el intercambiador, pero ese valor depende del rendimiento del mismo y de sus condiciones de operación, es decir, de las condiciones en las que el refrigerante entra al intercambiador: presión y temperatura de las dos entradas, la de alta

presión (3) y la de baja presión (7). Por tanto, el valor de h_1 se obtiene planteando un balance de energía en el IHX, siendo conocidos su rendimiento (valor impuesto en el modelo, en el que se hace variar entre 0 y 0.9), h_7 y h_3 .

Además, en lo referente al rendimiento del intercambiador, hay que tener en cuenta que este se define como:

$$\eta_{IHX} = \frac{q_{IHX}}{q_{max}} = \frac{h_{AP,e} - h_{AP,s}}{q_{max}} = \frac{h_{BP,s} - h_{BP,e}}{q_{max}}$$

Ecuación 4

Donde los subíndices *AP* y *BP* se refieren a las zonas de alta y baja presión respectivamente, y los subíndices *e* y *s*, como se intuye, a la entrada y salida del intercambiador. Además, q_{max} es calculado como la máxima variación de entalpía obtenible en el intercambiador:

$$q_{max} = \min[h_{AP,e} - h_{AP,s,min}; h_{BP,s,max} - h_{BP,e}]$$

Ecuación 5

Si la temperatura a la salida de la zona de alta presión del intercambiador se igualase con la temperatura de entrada de la zona de baja presión, se obtendría el valor mínimo de entalpía posible a la salida de la zona de alta presión: $h_{AP,s,min}$. Ahora, si la temperatura a la salida de la zona de baja presión del evaporador se iguala a la temperatura de entrada de la zona de alta presión, se obtendría el máximo valor posible para la entalpía en la salida de la zona de baja presión: $h_{BP,s,max}$.

- Por último, tenemos que h_2 va a depender del comportamiento del compresor (gasto másico y potencia consumida). Las ecuaciones que definen el comportamiento del compresor, atendiendo a las normas AHRI y en concreto a su estándar 540-2015, son:

$$\dot{m}_r = C_1 + C_2 \cdot T_0 + C_3 \cdot p_c + C_4 \cdot T_0^2 + C_5 \cdot T_0 \cdot p_c + C_6 \cdot p_c^2 + C_7 \cdot T_0^3 + C_8 \cdot p_c \cdot T_0^2 + C_9 \cdot T_0 \cdot p_c^2 + C_{10} \cdot p_c^3$$

Ecuación 6

$$\dot{W}_r = C_1 + C_2 \cdot T_0 + C_3 \cdot p_c + C_4 \cdot T_0^2 + C_5 \cdot T_0 \cdot p_c + C_6 \cdot p_c^2 + C_7 \cdot T_0^3 + C_8 \cdot p_c \cdot T_0^2 + C_9 \cdot T_0 \cdot p_c^2 + C_{10} \cdot p_c^3$$

Ecuación 7

Donde T_0 es la temperatura de evaporación en grados Celsius y p_c la presión del *gas cooler* en bar. Los coeficientes empleados son los siguientes, obtenidos del software de selección del fabricante del compresor:

	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}
\dot{m}	0.040044	0.001141	-0.000197	$1.08 \cdot 10^{-5}$	$-1.7 \cdot 10^{-6}$	$5.5 \cdot 10^{-7}$	0	0	0	0
\dot{W}	-1904.9	-77.21	78.17	-1.033	1.195	-0.5297	-0.0048	0.0052	-0.0032	0.0014

Tabla 4. Coeficientes empleados en las ecuaciones 5 y 6.

Otras dos ecuaciones empleadas en el modelo numérico para definir el comportamiento del compresor, obtenidas a partir de un ajuste realizado por el grupo de investigación en base a resultados experimentales, son:

$$\dot{m}_{D,ad} = 1.04421184522382 \cdot \dot{m}_r - 0.00557668566163589 \cdot (\rho_r / \rho_e)$$

Ecuación 8

$$\dot{W}_{D,ad} = 0.720381369216144 \cdot \dot{W}_r + 0.329684050844214 \cdot (\rho_r / \rho_e)$$

Ecuación 9

Siendo ρ la densidad del refrigerante a la entrada del compresor, donde el subíndice r hace referencia a las condiciones reales de aspiración y el subíndice e hace referencia a las condiciones estándar de aspiración (sobrecalentamiento de 10K de acuerdo con AHRI 540-2015).

Matlab trabaja de la siguiente forma: Calcula el COP en todos los casos posibles en función de los valores tomados para las variables recogidas en la Tabla 3, y hace un barrido seleccionando el COP más alto. Si fijamos algunas de las variables, al seleccionar ese COP máximo, la presión con la que se ha hecho el cálculo será la

presión óptima. Un ejemplo de uno de los muchos cálculos realizado por el software sería el siguiente:

Partiendo de los siguientes valores:

- Temperatura de evaporación: 5°C
- Sobrecalentamiento (*superheating*): 3K
- Rendimiento del intercambiador: 0.5
- Temperatura de salida del *gas cooler*: 35°C
- Presión de trabajo en el *gas cooler*: 80 bar.

Siguiendo los pasos antes definidos y atendiendo al esquema de la Figura x, tenemos: A partir de la temperatura de salida del *gas cooler* y de la presión de operación en el mismo, podemos calcular el valor de h_3 :

$$h_3 = h(T_3, P_3) = h(T = 35^\circ\text{C}, P = 80\text{bar}) = 352,29 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 10

Se ha empleado el software *REFPROP* para el cálculo de estos valores. Para el cálculo de h_1 , primero es necesario calcular el valor de la entalpía en el punto 7.

$$T_7 = T_{\text{evap}} + SH = 278,15 + 3 = 281,15 \text{ K}$$

Ecuación 11

$$P_7 = P_{\text{saturación a } 278\text{K}} = 39,542 \text{ bar}$$

Ecuación 12

Siendo esto así,

$$h_7 = h(T_7, P_7) = h(T = 281,15 \text{ K}, P = 39,542 \text{ bar}) = 433,55 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 13

Debemos servirnos ahora de la Ecuación 4. Para ello es necesario primero calcular $q_{\text{máx}}$. Suponiendo $T_1 = T_3 = 303,15\text{K}$, con P_1 aproximadamente igual a $P_7 = 39,542$ bar, tenemos:

$$h_{1\text{max}} = h(T_{1\text{max}}, P_1) = h(T = 308,15 \text{ K}, P = 39,542 \text{ bar}) = 477,33 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 14

Por otro lado, si suponemos $T_4 = T_7 = 281,15$ y $P_4 = P_{\text{gc}} = 80$ bar, tenemos

$$h_{4min} = h(T_{4min}, P_4) = h(T = 281,15 \text{ K}, P = 39,542 \text{ bar}) = 215,13 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 15

Atendiendo a la Ecuación 5,

$$q_{m\acute{a}x} = h_{1,m\acute{a}x} - h_7 = 43,78 \text{ kJ/kg}$$

Volviendo a la Ecuación 4, podemos calcular h_1 , que toma un valor de:

$$h_1 = 445,54 \text{ kJ/kg}$$

Ahora, para calcular h_2 es necesario emplear las Ecuaciones 6 y 7. Obtenemos:

$$\dot{m}_r = 0,0331 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_r = 1642,62 \text{ W}$$

Ahora, ρ_r toma un valor de:

$$\rho_r = \rho(T_{1(SH=10)}, P_1) = \rho(T = 288,15 \text{ K}, P = 39,542 \text{ bar}) = 101,19 \text{ kg/m}^3$$

Ecuación 16

Notar que se ha tomado un *superheating* estándar de 10K. Por otro lado, ρ_a toma un valor de:

$$\rho_r = \rho(h_1, P_1) = \rho(h = 445,54 \text{ kJ/kg}, P = 39,542 \text{ bar}) = 101,325 \text{ kg/m}^3$$

Ecuación 17

Así, los valores corregidos del gasto másico circulante por el compresor, así como de la potencia del mismo, atendiendo a las Ecuaciones 8 y 9, son:

$$\dot{m}_{D,ad} = 0,029 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{D,ad} = 1513,44 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta que:

$$\dot{W}_{D,ad} = \dot{m}_{D,ad}(h_2 - h_1)$$

Ecuación 18

tenemos que:

$$h_2 = 497,77 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente, en base a la Ecuación 3, obtenemos un COP de:

$$COP = 2,7855$$

Haciendo variar el valor de la P_{gc} y repitiendo el proceso se puede obtener la influencia que esa presión tiene en el COP del sistema para el resto de condiciones fijas (SH , T_{evap} , T_{gc} , etc) y se puede obtener la siguiente gráfica, similar a la obtenida por Kauf [1] y representada en la figura:

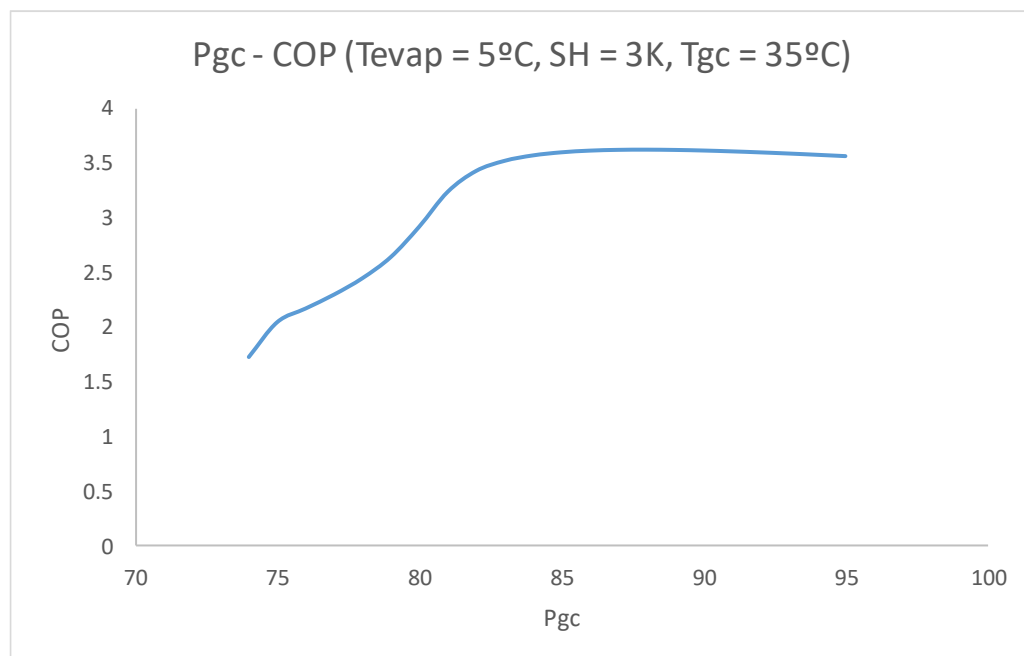


Figura 9. Variación del COP en función de la presión del gas cooler para el resto de variables fijas.

Una vez visto cómo el código programado en *Matlab* efectúa los cálculos y teniendo en cuenta lo anteriormente citado, se obtuvo, mediante la implementación del modelo numérico presentado, la siguiente correlación:

$$P_{gc} = 13,333 - 0,13143 \cdot SH + 2,1857 \cdot T_{gc} - 4,9945 \cdot \eta_{IHX} - 0,063429 \cdot T_{evap}$$

Ecuación 19

Notar que esta correlación que *Matlab* nos ofrece viene dada en base a unas directrices previamente establecidas. Es decir, se le puede ordenar al programa que

formule una ecuación atendiendo a la forma (por ejemplo: polinomial cuadrática, de segundo grado o como se quiera) impuesta por el grupo de investigación.

Una vez obtenida esta correlación, se va a proceder a la validación experimental de la misma, la cual es llevada a cabo en el capítulo 7.

Referencias:

- [1] F. Kauf, “Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 38, no. 4, pp. 325–330, 1999, doi: 10.1016/S1290-0729(99)80098-2.
- [2] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen, “Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 9, pp. 831–841, 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.
- [3] Y. Chen and J. Gu, “The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 8, pp. 1238–1249, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009.
- [4] C. Aprea and A. Maiorino, “Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 11, pp. 2373–2380, 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.03.006.
- [5] X. P. Zhang, X. W. Fan, F. K. Wang, and H. G. Shen, “Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 16, pp. 2537–2544, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.07.003.

4. Descripción de la instalación

Vamos a proceder en este apartado a realizar una descripción completa de la instalación, lo que nos será útil a la hora de entender un poco mejor la metodología de ensayo, así como el procedimiento experimental a seguir según el tipo de ensayo a realizar. A continuación podemos observar un esquema simplificado de la instalación completa:

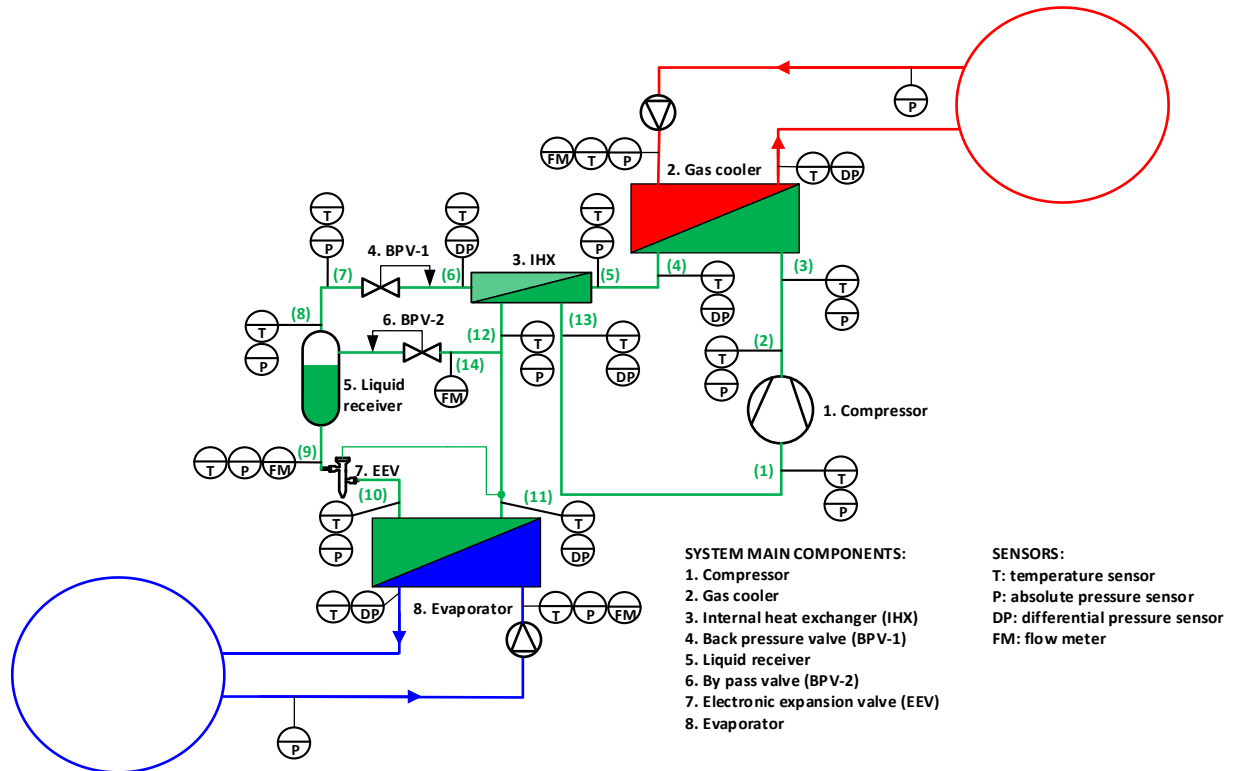


Figura 10. Esquema de la instalación completa.

La instalación, además de contar con la bomba de calor propiamente dicha, consta de dos circuitos auxiliares de agua que hacen las veces de foco frío (líneas azules) y foco caliente (líneas rojas) de la misma. En definitiva, podríamos dividir la instalación en tres grandes circuitos, los cuales van a ser detallados a continuación.

4.1. Circuito de agua del evaporador

Es el circuito de agua caliente. Actúa como foco frío de la instalación. Esta agua simula las aguas grises de las que se ha propuesto obtener energía en la introducción de esta memoria. Se ha procedido a la realización de un esquema detallado del circuito:

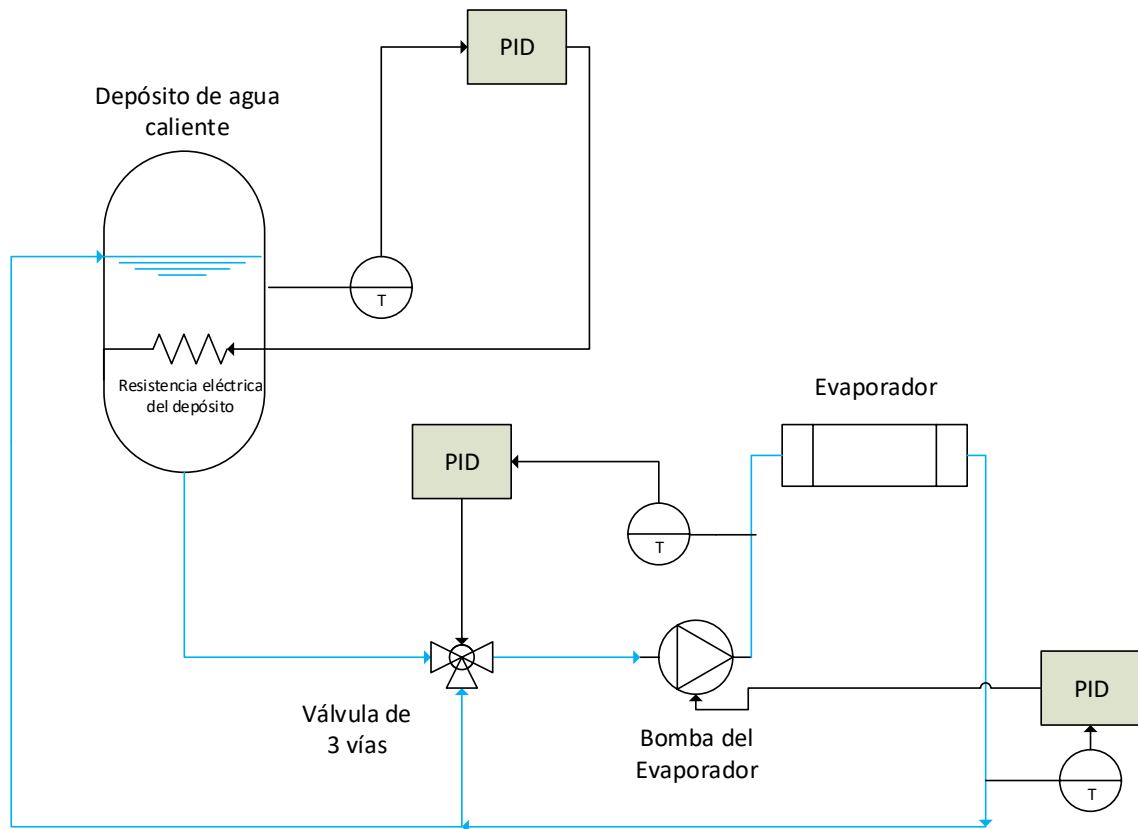


Figura 11. Circuito de agua del evaporador.

Disponemos de un tanque de agua relativamente grande (con una capacidad cercana a los 1000 litros), que trabaja normalmente a temperaturas elevadas (de hasta 60-65 grados centígrados). Como podemos observar, en el seno del mismo hay una resistencia eléctrica sumergida. Además, podemos observar una sonda de temperatura. Su función es dar una señal de alimentación al PID, que a su vez va a emitir una señal de control a un *din-a-mite* que regula la potencia que le entra a la resistencia, con el objetivo de alcanzar y mantener la temperatura deseada en el interior del depósito.

De este depósito sale agua en dirección a una válvula de 3 vías, cuyo objetivo es ajustar la temperatura de entrada del agua al evaporador a la consigna buscada. Esto es conseguido mezclando el porcentaje necesario de agua procedente del depósito con el porcentaje necesario de agua procedente de la salida del evaporador (agua más fría). Este control es efectuado por un regulador PID gracias a la señal de

entrada que recibe por parte de la sonda de temperatura situada a la entrada del evaporador.

A continuación nos encontramos con una bomba de agua que tiene como misión regular el caudal necesario para obtener una temperatura de salida del evaporador determinada. Siguiendo el mismo funcionamiento, una sonda de temperatura mide la salida del evaporador y ofrece una señal a otro PID, que a su vez, teniendo en cuenta la consigna que hayamos impuesto, emitirá una señal de control sobre la bomba, con el objetivo de regular su velocidad de giro para que circule más o menos caudal en función de las necesidades.

En el interior del evaporador, el agua cede energía al refrigerante de la bomba de calor.

Finalmente, parte del agua que sale del evaporador retornará al depósito y el resto entrará de nuevo al evaporador. Este porcentaje de agua que es “reutilizada” es impuesto en cada momento, como hemos dicho, por el PID que controla la válvula de tres vías.

Citar también que tanto la válvula de tres vías como la bomba que controla el caudal de agua que entra al evaporador pueden funcionar en modo “manual”, introduciendo nosotros las consignas y anulando el control por parte de los PID. Esto es en ocasiones necesario, dependiendo de las condiciones del ensayo a realizar. Por ejemplo, si necesitamos un caudal fijo y exacto de agua, no tiene sentido que el PID controle en cada momento el caudal que tiene que dar la bomba. Luego debemos activar esa opción “manual” de la misma y hacer que gire a las revoluciones por minuto necesarias para que el caudal sea el deseado. Esto es igualmente aplicable al siguiente circuito.

4.2. Circuito de agua del *gas cooler*

Es el circuito de agua fría, que actúa como foco caliente de la instalación. El agua, en su paso por el enfriador de gas, aumenta su temperatura. Simulamos así la obtención de agua para calefacción o ACS. El siguiente esquema nos permite visualizar un circuito relativamente más complejo que el anterior:

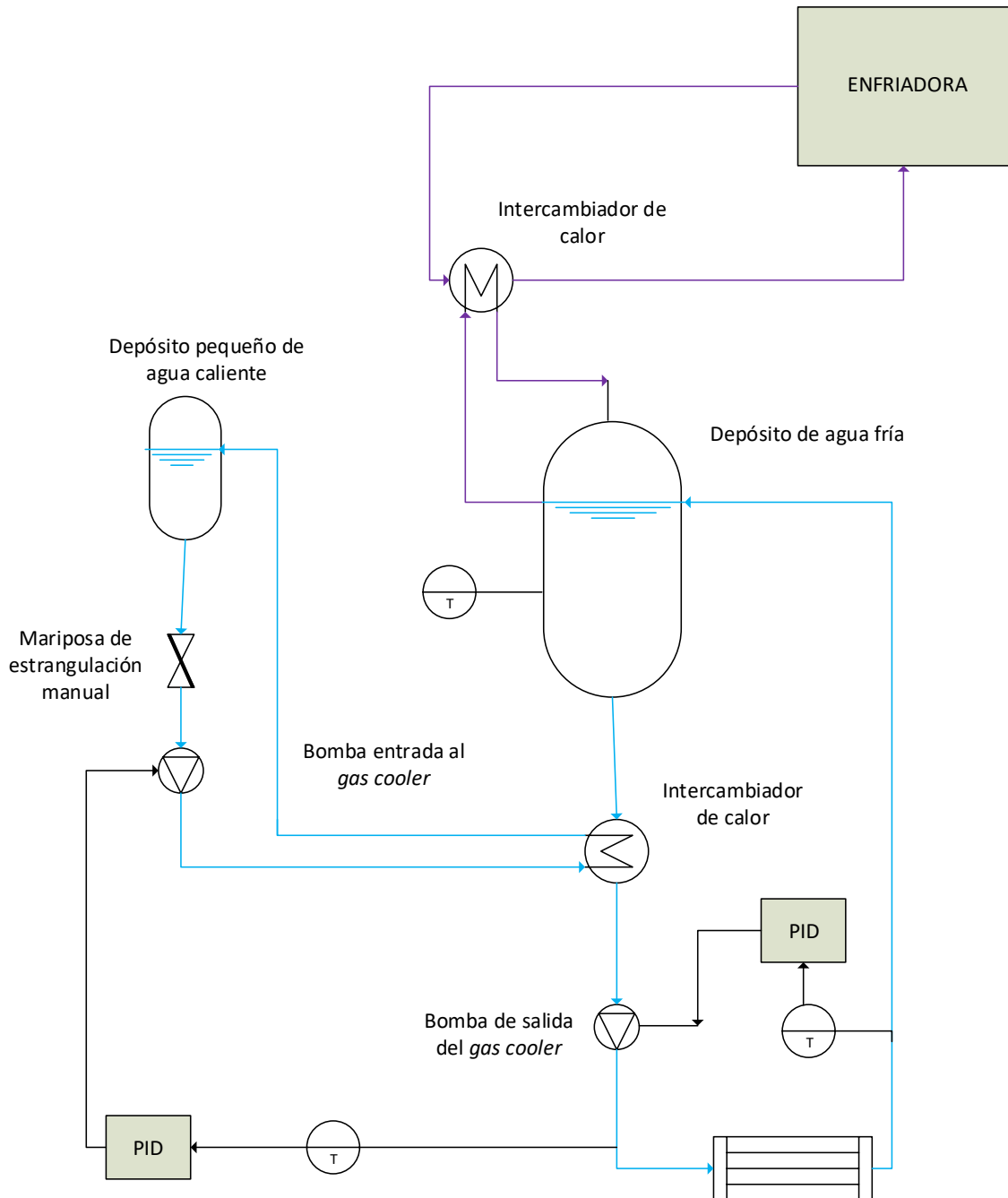


Figura 12. Circuito de agua del *gas cooler*.

A simple vista, llama la atención de la presencia de dos depósitos. El depósito pequeño alberga agua a una temperatura relativamente elevada y es controlado manualmente por un termostato.

En general, se tienen dos circuitos de agua, uno principal y otro auxiliar. El circuito principal es similar al descrito anteriormente, aunque en este caso en lugar de una resistencia eléctrica para aportar calor al depósito principal, se dispone de una enfriadora de agua que retira calor del depósito principal.

A diferencia del circuito de agua caliente descrito anteriormente, en el que se puede conseguir una regulación muy exacta de la temperatura de ese depósito gracias al control realizado por un PID y un *din-a-mite*, en este caso hay un menor control de las oscilaciones de temperatura en el depósito principal, que dependen del funcionamiento de la enfriadora. Por esta razón y después de numerosas pruebas con un esquema similar al empleado en el circuito del evaporador (válvula de 3 vías controlada por PID), se decidió emplear un sistema de control diferente para el circuito de agua del *gas cooler*.

Con este sistema, se intenta mantener el depósito principal a una temperatura ligeramente inferior a la que se desea alcanzar a la entrada del *gas cooler* y el control final de la temperatura a la entrada del *gas cooler* se realiza mediante un circuito auxiliar que, a través de un intercambiador de calor que conecta ambos circuitos, aporta la cantidad de calor necesaria para subir la temperatura del agua desde la temperatura del depósito hasta el valor de consigna establecido para cada ensayo. El control de la cantidad de calor aportada lo realiza un PID que controla el funcionamiento de la bomba auxiliar.

El control de la temperatura a la salida del *gas cooler*, al igual que en circuito de agua del evaporador, lo realiza otro PID que controla el funcionamiento de la bomba principal.

La consigna de la enfriadora, por otro lado, se establece manualmente a través de un control por PID situado en la pared. Esta consigna tiene un valor máximo de 23 grados centígrados. En multitud de ensayos se requiere que la temperatura del depósito principal sea muy superior a esos 23 grados, por lo que se requiere estrangular el paso de agua que circula hacia el intercambiador de calor. De esta forma, al entrar una cantidad de agua fría menor al intercambiador de calor, el depósito puede alcanzar temperaturas superiores.

4.3. Bomba de calor

Vamos ahora a centrarnos en el circuito principal de la instalación, el de la bomba de calor que opera con dióxido de carbono como refrigerante. Es necesario aclarar en primer lugar que se pueden adoptar hasta cuatro configuraciones diferentes, en función de las válvulas que dejemos cerradas o que abramos.

A continuación, tenemos un esquema general en el que podemos localizar la totalidad de las válvulas existentes, así como los diferentes elementos de que se compone la bomba de calor:

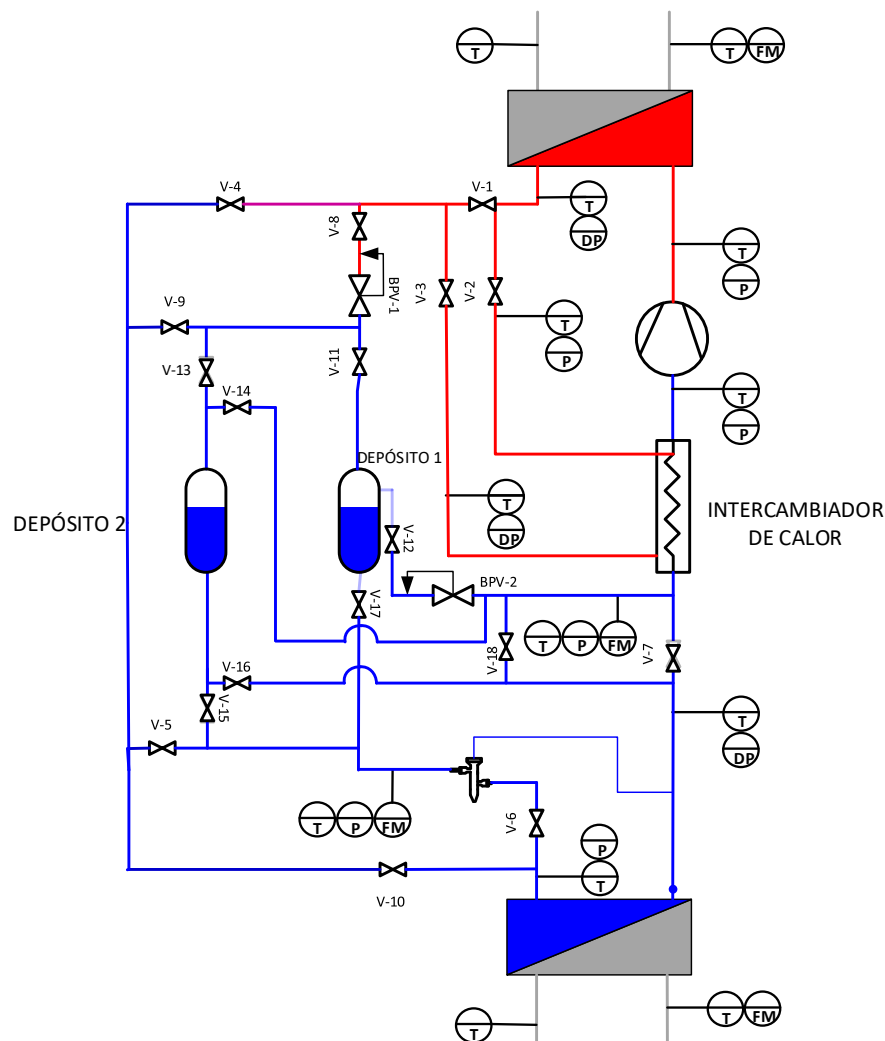


Figura 13. Esquema de la bomba de calor.

En cuanto a los elementos principales, destacar la presencia de los ya mencionados *gas cooler* y evaporador. Además, se cuenta con dos depósitos, uno de ellos con la posibilidad de realizar un *bypass*. La función de estos depósitos es almacenar el refrigerante en el momento en que la instalación no esté en funcionamiento, así

como separar la mezcla bifásica antes de entrar al evaporador, cuando la máquina esté efectivamente en funcionamiento. Existe además la posibilidad, cerrando la válvula 1 y abriendo las válvulas 2 y 3, de emplear un intercambiador de calor que actúe simultáneamente como subenfriador y como sobrecalentador en diferentes fases del ciclo de refrigeración. No podemos olvidarnos tampoco de uno de los elementos más sensibles, el compresor de la instalación, señalado en el esquema justo encima del intercambiador. Otros elementos que es necesario que sean mencionados son las válvulas “*Back Pressure Valve*”, cuya función es facilitar que la presión a la salida del *gas cooler*, así como la presión en el depósito principal (sobre él actúa la BPV-2) alcancen el estacionario. Además, con el objetivo de obtener una mayor eficiencia en el evaporador, se requería un control del caudal de refrigerante que entraba al mismo. Es por ello que se instaló una válvula de expansión electrónica a la entrada del mismo.

Tras comentar un poco, sin profundizar, acerca de los principales elementos que podemos encontrar en la bomba de calor, vamos a pasar a realizar un estudio de cada una de las configuraciones adoptables en la misma:

4.3.1. Configuración 1

En lo referente a esta primera configuración, podemos destacar el uso del siguiente depósito:



Figura 14. Depósito empleado en la Configuración 1.

Con el mismo, y como ya se ha adelantado, existe la posibilidad de realizar un *bypass*, de forma que parte del refrigerante salga del depósito en forma de líquido saturado y el resto como vapor saturado. Para adoptar esta configuración es necesario abrir las siguientes válvulas:

- V2, V3, V6, V7, V8, V11, V12, V17.

La válvula número 12 es la que abre el *bypass*. En caso de querer hacer ensayos a *bypass* cerrado o parcialmente abierto, se abre la válvula por completo igualmente y se ajusta la apertura a través del siguiente programa informático: *Visual Parameter Manager* (VPM en adelante). Este *software* proporcionado por el fabricante de las válvulas BPV mencionadas anteriormente nos permite efectuar un control sobre las mismas, controlando así parámetros como son la presión del *gas cooler* (variable central de este estudio), el sobrecalentamiento y el porcentaje de fluido que circula a través del *bypass* del depósito.

Con la apertura de válvulas, la instalación quedaría de la siguiente forma:

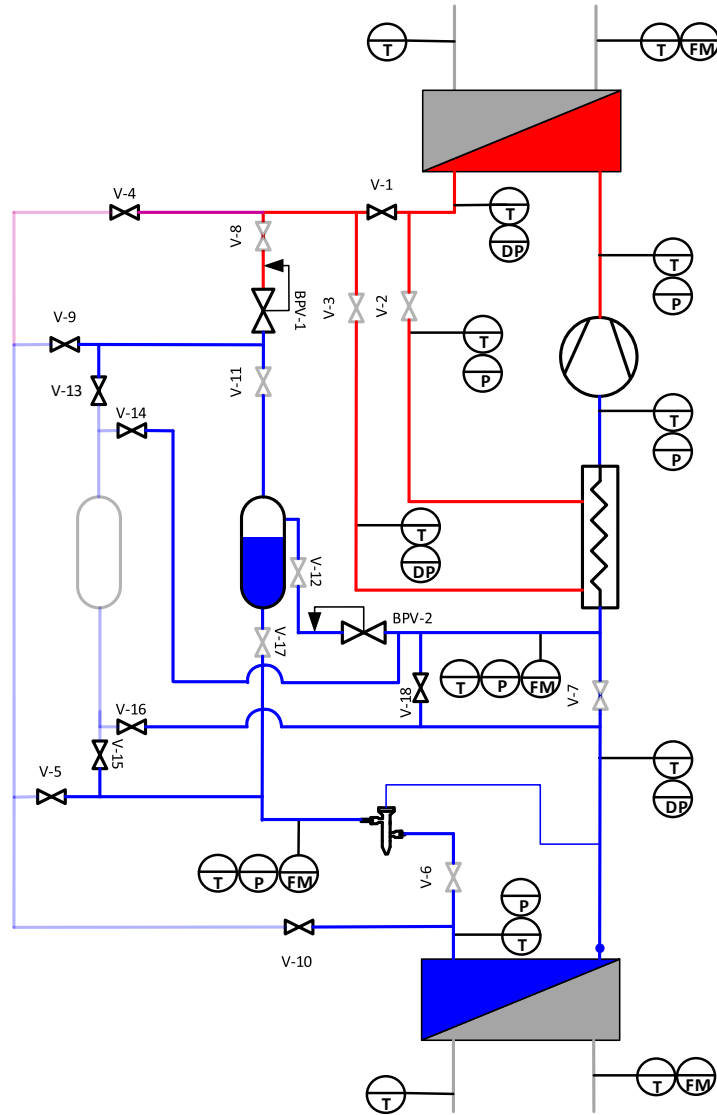


Figura 15. Esquema de la Configuración 1.

Asimismo, podríamos presentar una representación simplificada, del esquema presentado. Tomaría la siguiente forma:

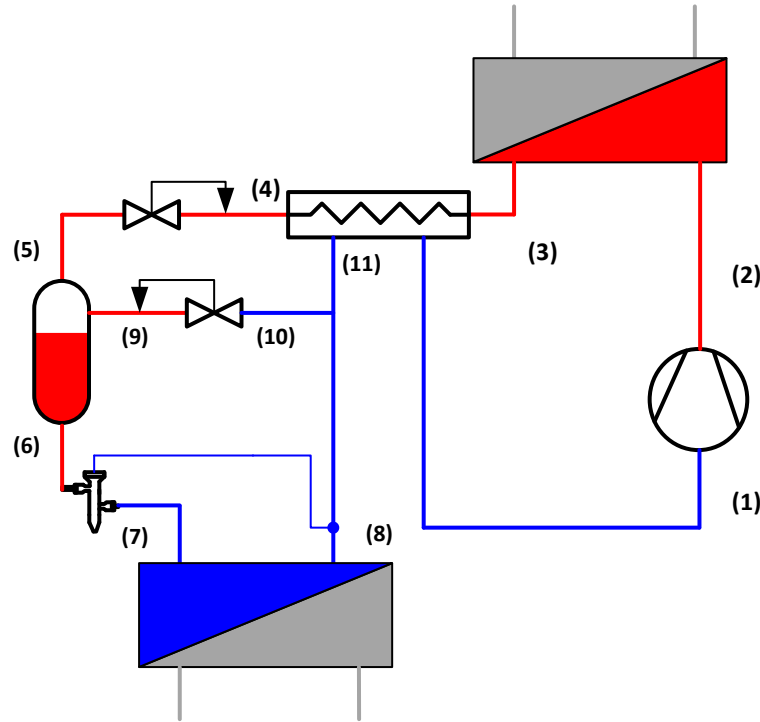


Figura 16. Esquema simplificado de la Configuración 1.

El ciclo termodinámico teórico que va a desarrollarse tiene la siguiente forma:

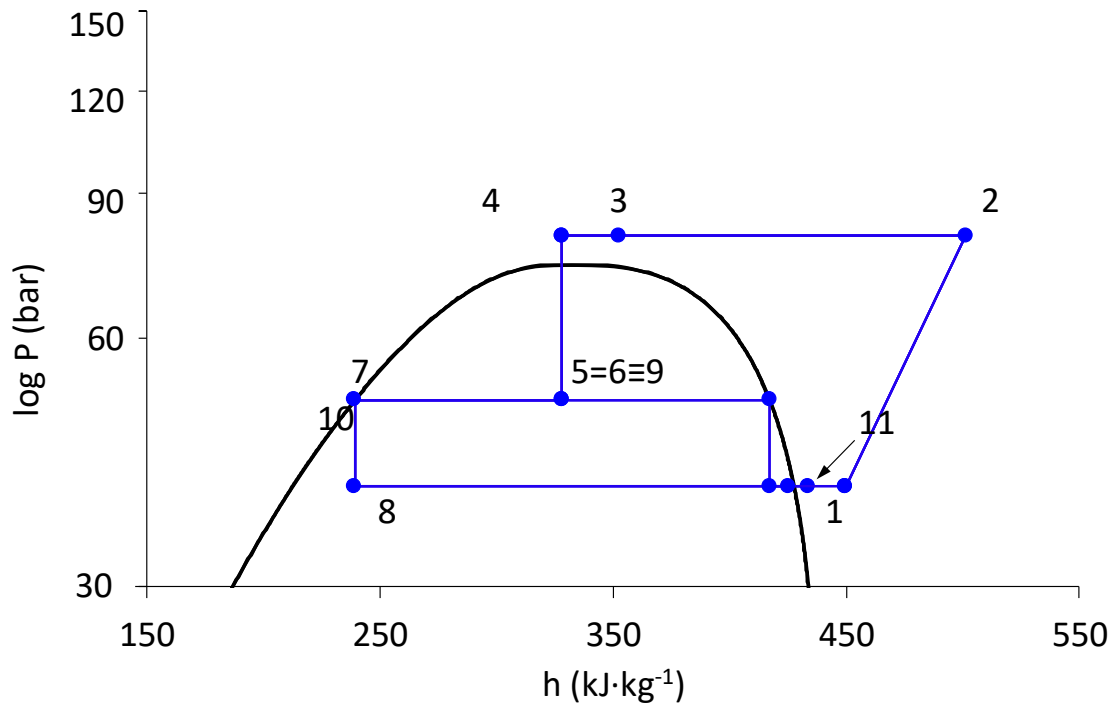


Figura 17. Ciclo termodinámico teórico Configuración 1.

Aquí se observan con claridad las dos salidas del depósito (líquido y vapor saturado). Podemos advertir también que la zona transcítica se comprende entre los puntos 2 y, en lo que supone el paso del refrigerante por el interior del *gas cooler*.

4.3.2. Configuración 2

En este caso, se utiliza el segundo depósito de la instalación. Depósito más pequeño, capaz de aguantar presiones mayores que el mostrado en la anterior configuración y que, por lo general, nos ha dado menos problemas. No existe la posibilidad de realizar un *bypass*, luego todo el refrigerante sale del recipiente como mezcla de líquido y vapor saturado. A continuación podemos observar una imagen del mismo:



Figura 18. Depósito de la Configuración 2.

Para adoptar esta configuración se requiere la apertura de las siguientes válvulas:

- V2, V3, V6, V7, V8, V13, V15.

La instalación quedaría de la siguiente forma:

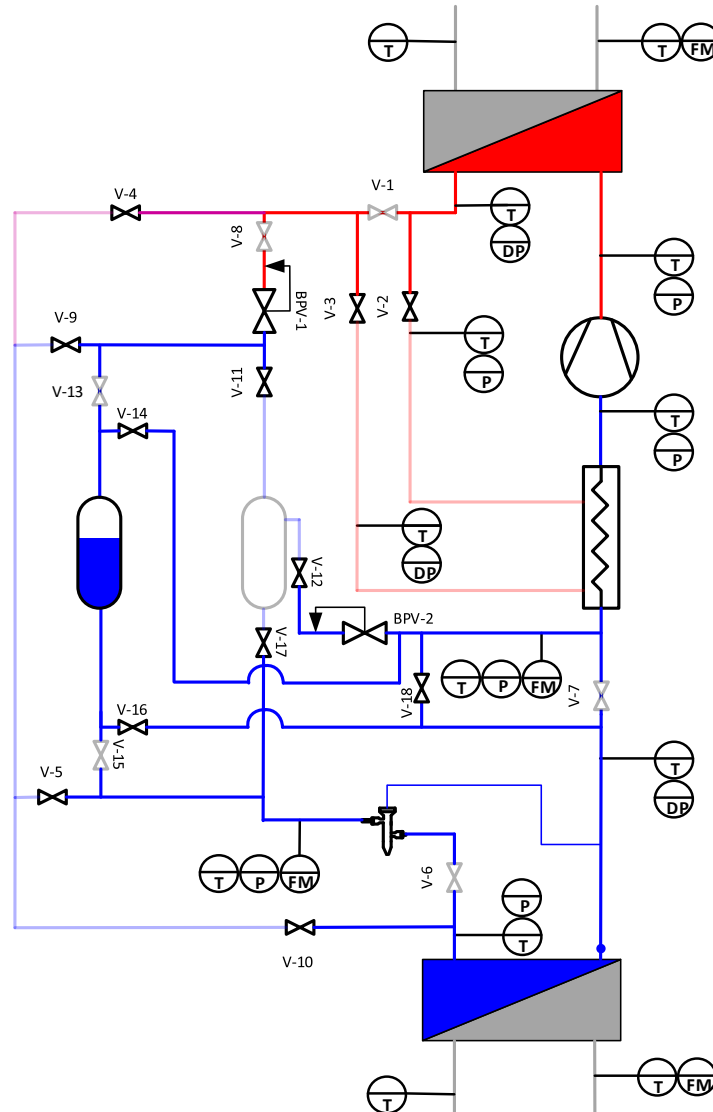


Figura 19. Esquema de la Configuración 2.

Es una configuración muy similar a la anterior. La única diferencia es que esta no presenta la posibilidad de “bypassear” el depósito. De hecho, siendo esto así, el ciclo termodinámico obtenido al realizar ensayos en la Configuración 1 a *bypass* completamente cerrado es teóricamente igual al que obtendríamos con la Configuración 2. Un esquema simplificado de esta última, podría ser el siguiente:

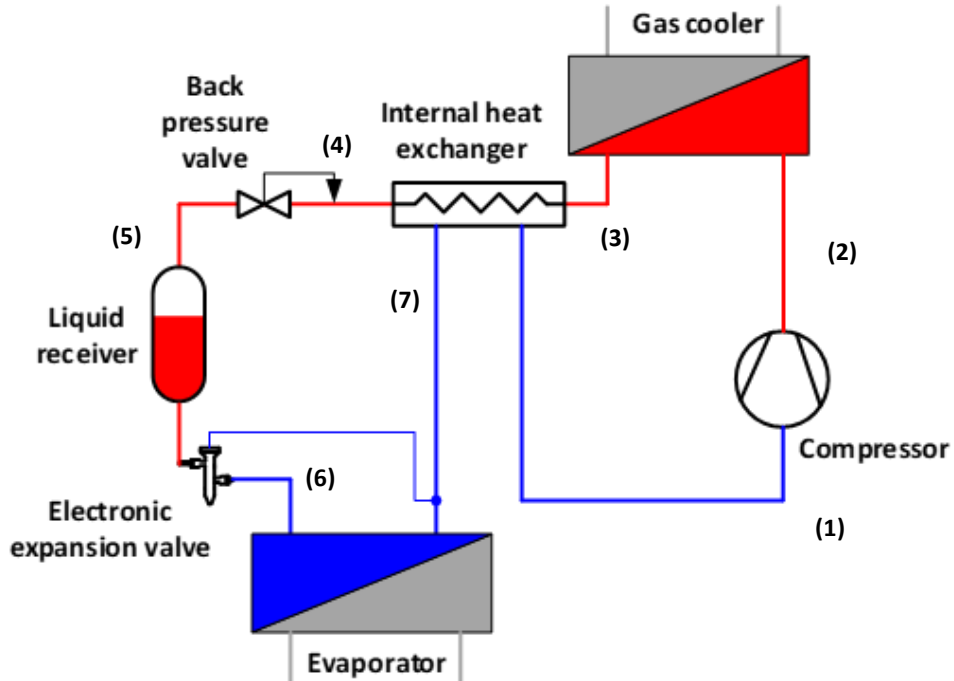


Figura 20. Esquema simplificado de la Configuración 2.

Como se puede apreciar, este esquema es similar al utilizado para presentar el modelo matemático empleado para el cálculo de la correlación para la presión óptima del apartado anterior, y es que es en esta configuración en la que se han realizado la gran mayoría de ensayos (unos pocos fueron llevados a cabo en la configuración 1). De hecho, como ciclo teórico que se obtiene con esta configuración, podríamos emplear también el anteriormente presentado:

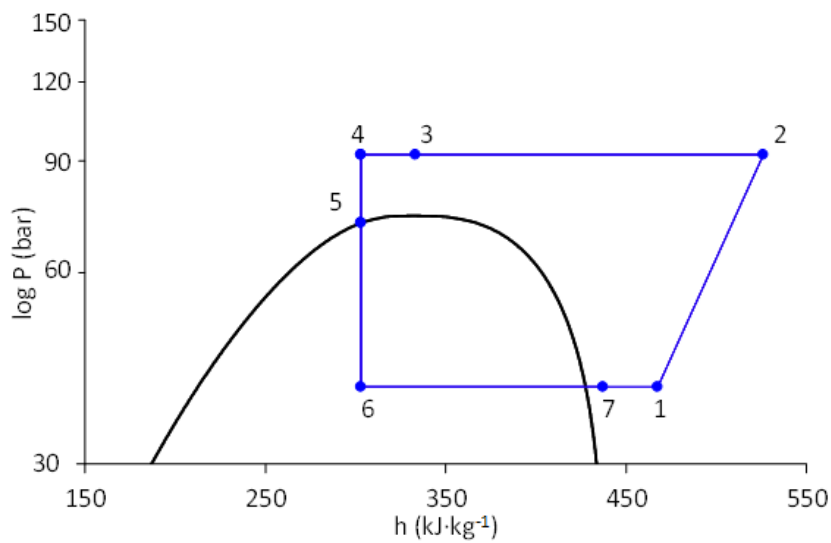


Figura 21. Ciclo termodinámico teórico de la Configuración 2.

4.3.3. Configuración 3

En esta configuración, el refrigerante pasa por el mismo depósito que en la Configuración 2. Para adoptarla, se requiere abrir las siguientes válvulas:

- V2, V3, V8, V9, V10, V14, V16.

La bomba de calor presentaría el siguiente aspecto:

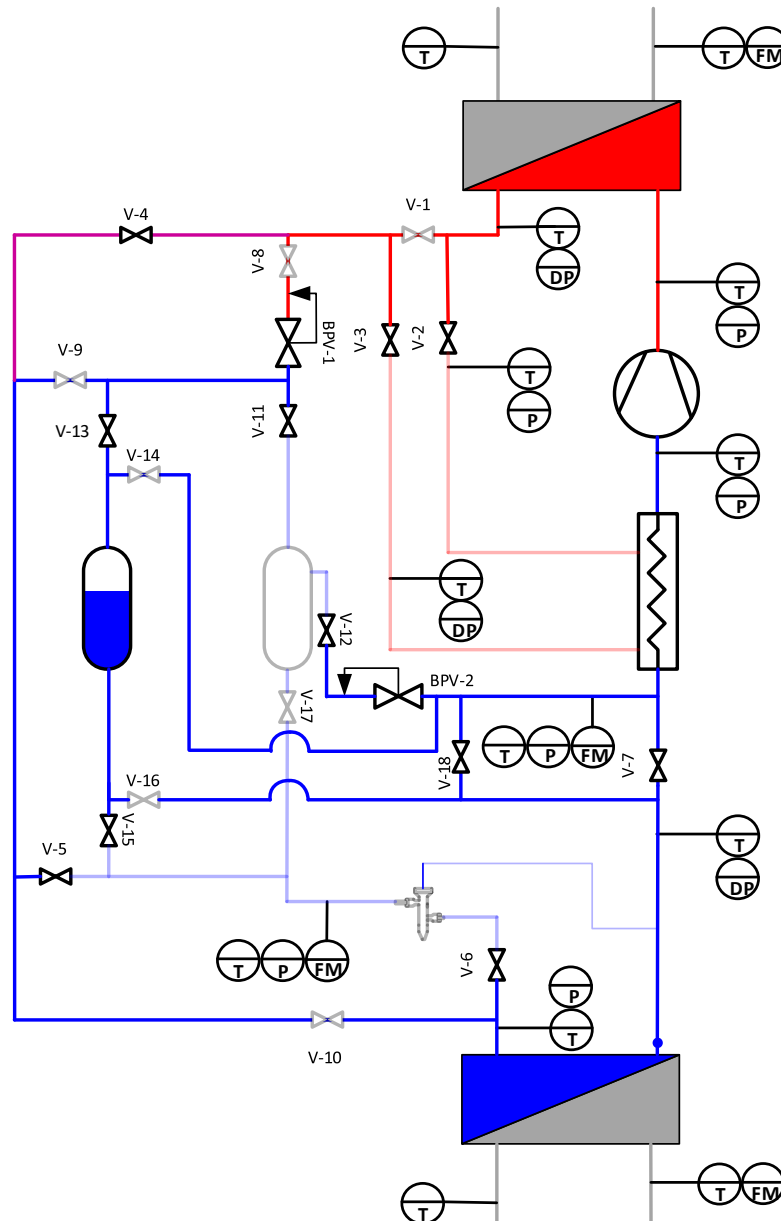


Figura 22. Esquema de la Configuración 3.

La diferencia fundamental respecto a la anterior configuración es que en esta el refrigerante pasa por el evaporador antes de entrar al depósito, es decir, tenemos lo

que se conoce como evaporador inundado. Luego el sobrecalentamiento en este tramo es nulo. Es una configuración que se hace ligeramente más cómoda a la hora de trabajar ya que al no tener sobrecalentamiento, es necesario controlar una variable menos para la realización de los ensayos. Aquí tenemos una representación simplificada de lo que sería esta configuración 3:

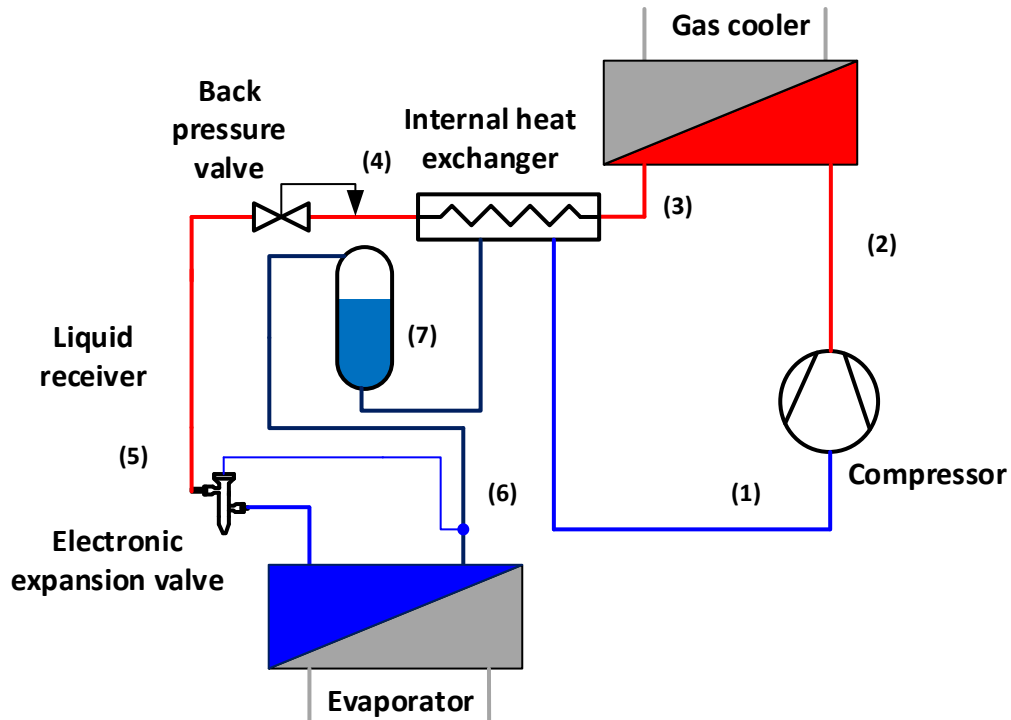


Figura 23. Esquema simplificado de la Configuración 3.

El ciclo termodinámico para esta configuración, como era de esperar, toma un aspecto parecido al de la configuración 2:

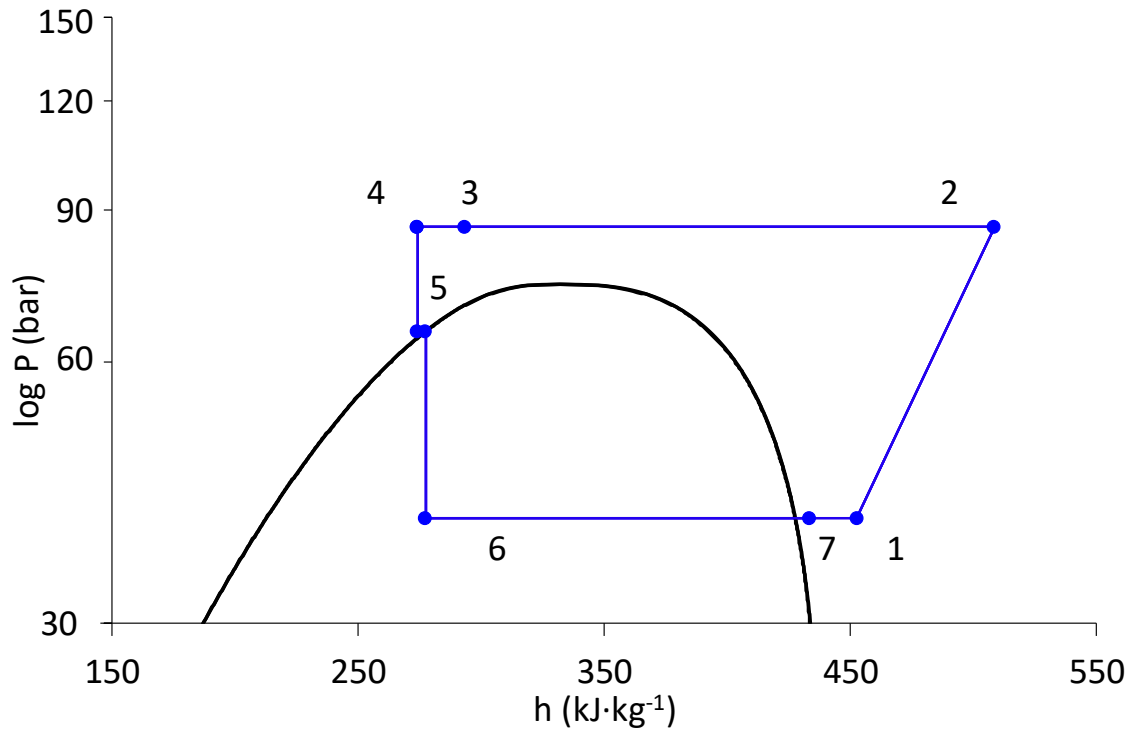


Figura 24. Ciclo termodinámico teórico de la Configuración 3.

4.3.4. Configuración 4

Es la configuración más simple de las cuatro posibles. Corresponde a un ciclo simple de refrigeración (aunque el refrigerante sí circula por el interior del intercambiador de calor intermedio). Por tanto, no se hace uso de ninguno de los dos depósitos presentes en la instalación. Para la obtención de dicha configuración se requiere la apertura de las siguientes válvulas:

- V2, V3, V4, V5, V6 y V7.

Siendo esto así, la bomba de calor se dispondría de la siguiente forma:

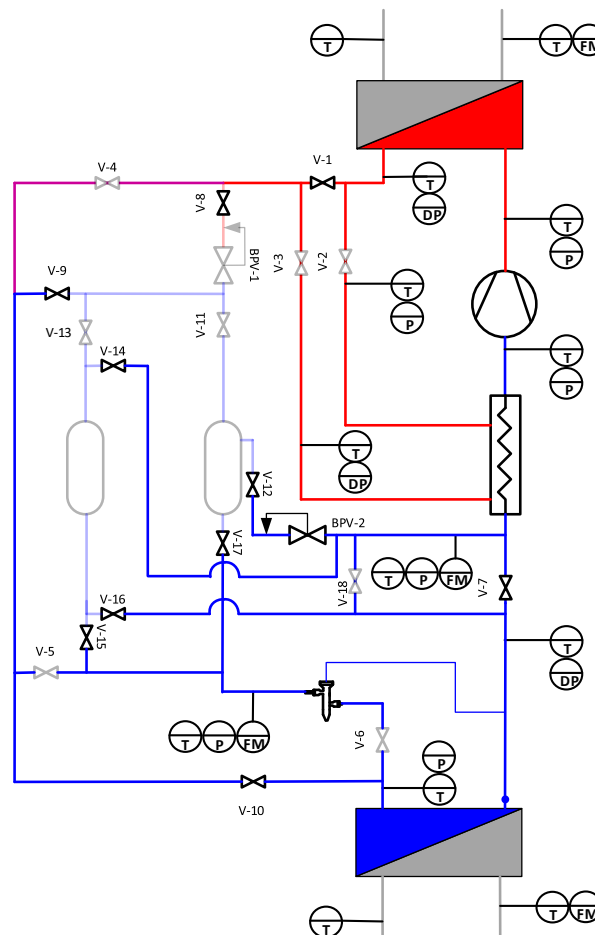


Figura 25. Esquema de la Configuración 4.

Una representación simplificada de la misma podría ser la siguiente:

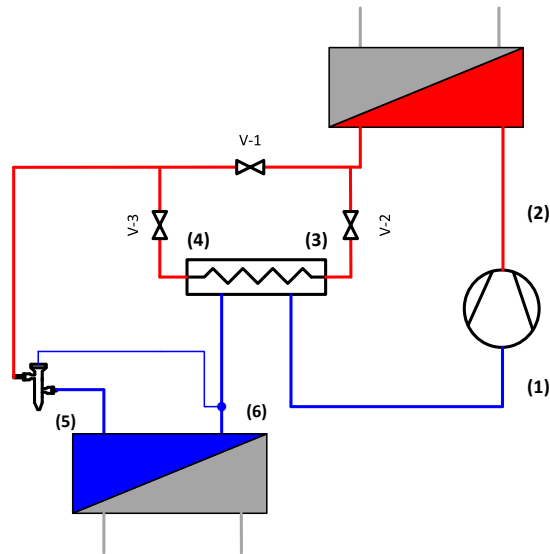


Figura 26. Esquema simplificado de la Configuración 4.

El principal problema que presenta esta configuración es que existen peores posibilidades de regulación de la presión de la zona de alta presión. Esto es un problema importante que apenas nos ha dejado ensayar con ella, ya que la presión tiende a superar el límite aceptable por seguridad para los componentes de la instalación (el compresor, por ejemplo, deja de funcionar cuando la presión del refrigerante sube por encima de los 91-92 bar). Es por ello que la práctica totalidad de los estudios realizados con esta instalación van a ser realizados en las otras tres configuraciones presentadas.

5. Descripción de las condiciones de ensayo

En primer lugar, se van a presentar los diferentes ensayos que se han llevado a cabo con el objetivo de la realización del estudio que nos ocupa, así como el procedimiento experimental a seguir para la consecución exitosa de dichos ensayos. Posteriormente, y dado que el objetivo fundamental del proyecto de investigación es probar el funcionamiento de la bomba de calor para la obtención de agua de refrigeración, calefacción o ACS, se van a presentar también las condiciones a adoptar para llevar a cabo dichos ensayos, así como, de nuevo, el procedimiento experimental a seguir.

5.1. Estudio de la presión óptima

El grupo de investigación, y en particular los directores de este Trabajo de Fin de Grado, proponen la siguiente matriz para la realización del estudio de la presión óptima en la instalación de la bomba de calor:

T_{evap}	SH	$T_{gc,out}$	P_{gc}	P_{dep}	COP (modelo 2)
5	5	30.5	74	65.6	4.4757
5	5	30.5	76	63.3	4.4670
5	5	30.5	80	60.8	4.3245
5	5	30.5	85	58.9	4.1270
5	5	30.5	90	57.6	3.9659
5	5	30.5	76	48.0	4.4565
5	5	32.5	76	73.8	3.2250
5	5	32.5	78	67.5	4.0507
5	5	32.5	80	65.1	4.0781
5	5	32.5	81	64.3	4.0658
5	5	32.5	85	61.9	3.9720
5	5	32.5	90	60.1	3.8482
5	5	32.5	80	56	4.0546
5	5	32.5	80	48.0	4.0539
5	5	36	80	73.8	2.7453
5	5	36	83	72.6	3.3359
5	5	36	85	69.7	3.5188
5	5	36	89	66.2	3.5791
5	5	36	91	65.0	3.5747
5	5	36	89	48.0	3.5650
10	5	30.5	74	66.4	5.3512
10	5	30.5	75	65.3	5.3586
10	5	30.5	80	62.1	5.1147
10	5	30.5	85	60.2	4.8003
10	5	30.5	90	58.9	4.5137
10	5	32.5	77	69.9	4.6438
10	5	32.5	78	68.4	4.7788
10	5	32.5	79	66.6	4.8062
10	5	32.5	80	68.6	4.7980
10	5	32.5	85	63.1	4.6050
10	5	32.5	90	61.2	4.3694
10	5	36	83	72.0	3.8254
10	5	36	85	70.4	4.0355
10	5	36	86	69.3	4.0649
10	5	36	87	68.5	4.0731
10	5	36	90	66.5	4.0382

Tabla 5. Matriz de condiciones de ensayo para el estudio de la presión óptima.

Podríamos dividir dicha matriz en seis bloques bien diferenciados. Notar que el sobrecalentamiento va a ser constante e igual a 5 K en todos ellos. Tenemos los tres primeros bloques en los que la temperatura de evaporación del refrigerante va a ser igual a 5 °C. Es la temperatura de salida del *gas cooler* la que diferencia a los tres, siendo esta 30'5, 32'5 y 36 °C en el primer, segundo y tercer bloque respectivamente. Los tres siguientes bloques se obtienen de igual forma, con la salvedad de que ahora la temperatura de evaporación es de 10 °C.

En cuanto a la presión del depósito, no se va a ejercer un control directo sobre la misma, siendo esta la oportuna para cada ensayo. La gran mayoría de ensayos han sido realizados en la configuración 2 de la instalación, a máxima presión del depósito. Sin embargo, como se puede apreciar en la sexta columna de la tabla, se han realizado determinados ensayos en la teórica presión óptima con el depósito a *bypass* abierto (en la configuración 1), con el fin de probar experimentalmente además, que apenas hay diferencias entre el COP obtenido trabajando con el depósito sin *bypass* (presión máxima) y trabajando con el depósito con el *bypass* totalmente abierto. Además, se realizó un ensayo en el segundo bloque con el depósito cerrado al 99% en la configuración 1, y tampoco se observaron diferencias significativas en cuanto al COP, trabajando a presión óptima.

Sombreada en color verde está la presión para la cual, según el modelo numérico detallado en uno de los apartados anteriores, el COP es el máximo. Observar como, independientemente de la temperatura de evaporación que impongamos, la presión óptima sube con la temperatura de salida del *gas cooler*, en concordancia con lo que habíamos podido observar previamente en la bibliografía estudiada. Sin embargo, en cuanto a la temperatura de evaporación, se observa como al aumentar esta, la presión óptima disminuye ligeramente para la misma temperatura de salida del *gas cooler*. En cuanto al sobrecalentamiento, se decidió establecerlo en 5 K, ya que es un valor asequible, y no variarlo, ya que apenas va a influir en el valor de la presión óptima.

5.1.1. Procedimiento experimental

Es importante remarcar que las condiciones de ensayo vienen establecidas para temperaturas del refrigerante, y no para el agua de los circuitos auxiliares anteriormente presentados. Mediante un programa informático llamado *EZ-Zone* (proporcionado por el fabricante de los PID), podemos establecer consignas para las temperaturas de entrada y salida del agua en el evaporador y en el *gas cooler*, así como para la temperatura del depósito de agua caliente. Además, se puede controlar la temperatura del depósito de agua fría gracias al circuito que lo conecta con la enfriadora.

Siendo esto así, y dado que no podemos ejercer un control directo sobre las temperaturas del refrigerante definidas en la matriz de ensayos, debemos conseguir

que las temperaturas del agua (sobre las que sí podemos efectuar un control) se establezcan en un valor (el que sea, no es de importancia un conocimiento exacto de este, ya que además va a variar según las condiciones de ensayo), de forma que el refrigerante se encuentre estable en el punto que queremos. El ensayo se dará por válido cuando todas estas variables a controlar se encuentren en un valor estable durante 90 medidas, realizadas cada 20 segundos (30 minutos en total).

Por ejemplo, para el ensayo del primer bloque de la matriz, a 76 bar de presión (óptima teórica), 30,5 °C de temperatura de salida del refrigerante del *gas cooler* y 5 °C de temperatura de evaporación y de sobrecalentamiento, con depósito cerrado, las temperaturas del agua medidas cuando el ensayo alcanzó el estacionario, fueron de:

- Temperatura de entrada del agua al *gas cooler*: 27,418 °C.
- Temperatura de salida del agua del *gas cooler*: 37,021 °C.
- Temperatura de entrada del agua al evaporador: 13,700 °C
- Temperatura de salida del agua del evaporador: 8,097 °C.

En este ensayo, el salto de temperatura obtenido en el *gas cooler* para el agua fue el adecuado para que la temperatura de salida del refrigerante promediara los 30,5 °C que se requerían, pero como hemos dicho, no tienen por qué ser exactamente esos valores de temperaturas del agua. El salto de temperatura óptimo va a depender de las condiciones de ensayo. Con el evaporador sucede algo similar a lo expuesto para el *gas cooler*. Es importante que la variación de temperatura del agua entre la entrada y la salida sea la óptima en función de las condiciones de ensayo, y no tanto el valor que tomen dichas temperaturas.

Para lograr se establezcan en estos valores, es necesario prestar atención a las temperaturas de los depósitos de agua fría y caliente. El depósito de agua fría ha de situarse a una temperatura ligeramente inferior a la temperatura de entrada del agua al *gas cooler* buscada. Unos dos grados centígrados por debajo es una estimación que nos ha funcionado bastante bien (unos 25°C). La enfriadora es capaz de mantener el agua que circula por su interior a una temperatura máxima de 23°C. Tomando estos mismos 23°C como consigna para la enfriadora, y abriendo por completo el paso del agua del depósito de agua fría hacia el intercambiador de calor que lo comunica con la enfriadora, podríamos obtener un valor cercano al orientativo necesario (el agua del depósito se va a encontrar a una temperatura ligeramente superior a la que tengamos en la enfriadora, siempre que no estrangulemos el paso de dicha agua hacia el intercambiador mencionado).

Para el depósito de agua caliente existe algo más de libertad en este aspecto. Se requiere que esté estable a una temperatura superior a la que se necesita a la entrada del evaporador (esta temperatura es establecida como consigna en el PID que regula la entrada de potencia a la resistencia del depósito), aunque no importa mucho el valor de la misma, ya que el PID que controla la válvula de 3 vías regula el porcentaje de agua caliente y agua fría (agua a la salida) que va a entrar al evaporador. En el ensayo tomado como ejemplo, la temperatura de este depósito se encontraba a 37,645 °C.

En cuanto al sobrecalentamiento y a la presión de operación, ambas variables son controladas mediante válvulas sobre las que actúa un software informático mencionado con anterioridad, el VPM, abriéndose estas el porcentaje necesario para obtener el valor que establezcamos nosotros en consigna.

5.2. Ensayos de calefacción, refrigeración y ACS

Una vez validada la correlación para la presión óptima (ver apartados siguientes de esta memoria), se procedió a la realización de ensayos de calefacción y refrigeración según la norma española (los ensayos de ACS no se realizaron según norma) trabajando a la presión que se podía calcular en base a la citada correlación, para las condiciones de ensayo pertinentes.

El objeto de este trabajo no es el estudio del funcionamiento de la instalación trabajando en modo calefacción, refrigeración o ACS, pero sí se han querido presentar algunas consideraciones acerca del procedimiento experimental a seguir (para que sirva como guía para futuros trabajos) para la realización de este tipo de ensayos.

En este caso, todos los ensayos van a venir determinados por condiciones expresas del agua, sobre la que, como ya hemos comentado, podemos ejercer un control directo a través de los PID. La temperatura exacta que promedie el refrigerante en estos ensayos no va a ser de interés para la realización de un estudio de los mismos.

5.2.1. Ensayos de calefacción

Para la realización de estos ensayos (también para los de refrigeración), vamos a atender a la norma UNE-EN 14511-2. En ella se establecen las condiciones de ensayo, entre otras, para el modo calefacción de una bomba de calor en baja, media, alta y muy alta temperatura. Debido a las limitaciones (por presión de operación) de nuestra instalación, se han realizado los ensayos a baja y media temperatura. En las siguientes tablas, obtenidas directamente de la norma española, vienen recogidas estas condiciones de ensayo:

Tabla 7 – Aparatos agua/agua y salmuera/agua – Modo calefacción (baja temperatura)

		Intercambiador de calor exterior		Intercambiador de calor interior Aplicaciones a baja temperatura	
		Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C	Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C
Condiciones nominales	Agua ^a	10	7	30	35
	Salmuera	0	-3	30	35
Condiciones adicionales	Agua	15	^b	^b	35
	Salmuera	5	^b	^b	35
	Salmuera	-5	^b	^b	35

^a El término "agua" incluye indistintamente agua de ríos o lagos, agua subterránea o agua de un circuito cerrado.
^b El ensayo se realiza con el caudal obtenido durante el ensayo en las correspondientes condiciones nominales.

Tabla 6. Condiciones de ensayo en modo calefacción a baja temperatura según la norma UNE-EN 14511-2.

Tabla 8 – Aparatos agua/agua y salmuera/agua – Modo calefacción (Media temperatura)

		Intercambiador de calor exterior		Intercambiador de calor interior Aplicaciones a media temperatura	
		Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C	Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C
Condiciones nominales	Agua ^a	10	7	40	45
	Salmuera	0	-3	40	45
Condiciones adicionales	Agua	15	^b	^b	45
	Salmuera	5	^b	^b	45
	Salmuera	-5	^b	^b	45

^a El término "agua" incluye indistintamente agua de ríos o lagos, agua subterránea o agua en un circuito cerrado.
^b El ensayo se realiza con el caudal obtenido durante el ensayo en las correspondientes condiciones nominales.

Tabla 7. Condiciones de ensayo en modo calefacción a media temperatura según la norma UNE-EN 14511-2.

En este caso, el intercambiador de calor exterior haría referencia al evaporador de nuestra instalación y el intercambiador de calor interior al *gas cooler* de la misma.

Si nos fijamos por ejemplo en la primera de las tablas, ensayos en modo calefacción a baja temperatura, tenemos que habría que realizar un primer ensayo con temperaturas (entrada-salida) del evaporador de 10-7 y del *gas cooler* de 30-35 (condiciones nominales). Tras esto, y como se indica en las tablas, se realizarán otros ensayos en los que operaremos de la siguiente forma: se establece una nueva temperatura de entrada al evaporador, por ejemplo 15 °C, y se mantiene la temperatura de salida del *gas cooler* en 35 °C. Ahora no fijamos también las temperaturas de salida del evaporador y de entrada del *gas cooler* (pueden tomar cualquier valor), sino que se fijan los caudales de agua que circula por ambos

intercambiadores en el mismo valor que hemos obtenido en el ensayo de referencia con condiciones nominales.

Para ello, habrá que activar el modo manual de la bomba que impulsa agua hacia el evaporador (para un mejor entendimiento, revisar los esquemas de los circuitos de agua del apartado de *Descripción de la instalación*), y de la bomba que impulsa agua hacia el *gas cooler*, de forma que ambas giren a la velocidad angular necesaria para que el caudal sea el deseado.

En el caso del evaporador, además, debido a fallos en la regulación que efectúa la válvula de tres vías, se recomienda también que esta trabaje en modo manual. Estando bomba y válvula en manual, la única forma de obtener la temperatura deseada a la entrada del evaporador (en este caso, 15) es modificando la temperatura del depósito de agua caliente mediante la variación de la consigna del PID que controla la resistencia que hay en su interior. De esta forma obtendríamos 15 °C a la entrada, y X a la salida. Debido a que los cambios de temperatura en el depósito son lentos, este proceso de alcanzar la temperatura deseada en el evaporador puede consumir mucho tiempo.

Por otro lado, en el *gas cooler*, una vez fijado el caudal que entra al mismo, se controla la temperatura de salida variando la temperatura de entrada con la otra bomba presente en el circuito de agua. Así, obtendríamos 35 °C a la salida del *gas cooler* y X' a la entrada.

Siguiendo esta línea de actuación, otros ensayos realizados fueron el 20-Y, Y'-35 (entrada-salida del evaporador y del *gas cooler*, respectivamente) o el 25-Z, Z'-35.

Para los ensayos con una temperatura de salida del *gas cooler* de 45 °C se opera de igual forma.

Por otro lado, en cuanto a las temperaturas de los depósitos, ya sea para el de agua fría o para el de agua caliente, podemos utilizar las indicaciones dadas en la descripción del procedimiento experimental para el estudio de la presión óptima.

Como podemos observar, son ensayos en los que únicamente se fijan las consignas de las temperaturas del agua. Las variables del refrigerante pueden tomar cualquier valor. No obstante, se debe asegurar que esté operando a presión óptima, y que el sobrecalentamiento se mantenga en un valor bajo (se toma una misma consigna de VPM para todos los ensayos, y el sobrecalentamiento toma el valor oportuno en cada uno de ellos), con el objetivo de cerciorarnos que no estén teniendo lugar pérdidas de refrigerante en la instalación (normalmente, cuando esto ocurre, el sobrecalentamiento se dispara).

5.2.2. Ensayos de refrigeración

En la misma norma UNE-EN 14511-2 se recogen las condiciones de temperaturas en el evaporador y en el *gas cooler*, para la realización de los ensayos de refrigeración en bombas de calor agua/agua. En la siguiente tabla (recogida en dicha norma), podemos observar estas:

Tabla 11 – Aparatos agua /agua – Modo refrigeración

		Intercambiador de calor exterior		Intercambiador de calor interior	
		Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C	Temperatura de entrada °C	Temperatura de salida °C
Condiciones nominales	Agua/agua (para aplicaciones de calefacción/refrigeración a media temperatura) a partir de una torre de refrigeración	30	35	12	7
	Agua/agua (para aplicaciones de calefacción a baja temperatura) a partir de una torre de refrigeración	30	35	23	18

Tabla 8. Condiciones de ensayo de refrigeración según la norma UNE-EN 14511-2.

En nuestra instalación, para que trabaje en modo refrigeración, y en contraposición a los ensayos de calefacción, el intercambiador de calor exterior haría referencia al *gas cooler* y el interior al evaporador.

Como podemos observar en la tabla, se requiere la realización de dos ensayos. Uno primero en el que las temperaturas (entrada-salida) del evaporador y *gas cooler* serían 12-7 y 30-35 respectivamente, y otro en el que tendríamos 23-18 y 30-35 (nuevamente). Para estudiar mejor el funcionamiento de las diferentes configuraciones se decidió que era oportuno realizar dos ensayos más en cada una de ellas (a expensas de lo que dice la norma):

- 12-7, 25-30.
- 23-18, 25-30.

Estos cuatro, son ensayos teóricamente más fáciles de realizar debido a que todas las bombas trabajan en modo automático (esto siempre simplifica un poco el procedimiento experimental). En la práctica, el problema que nos encontramos en las tres configuraciones estudiadas (configuración 1, 2 y 3) es que en los ensayos en los que en el evaporador tenía que entrar agua a 23 y salir a 18 grados, no se podían obtener las condiciones deseadas en el *gas cooler* o la dificultad era muy alta. Llegaba un punto en el que, dando la bomba que controla la temperatura de entrada

el 100% de “calor”, y la bomba que controla la temperatura de salida el 100% de frío, la variación de temperatura en el *gas cooler* era mayor que 5 grados (siendo esta la variación mínima obtenible). En la captura correspondiente a la Figura 25, procedente de un intento del ensayo 23-18, 25-30 en la configuración 3, se obtuvo lo siguiente:

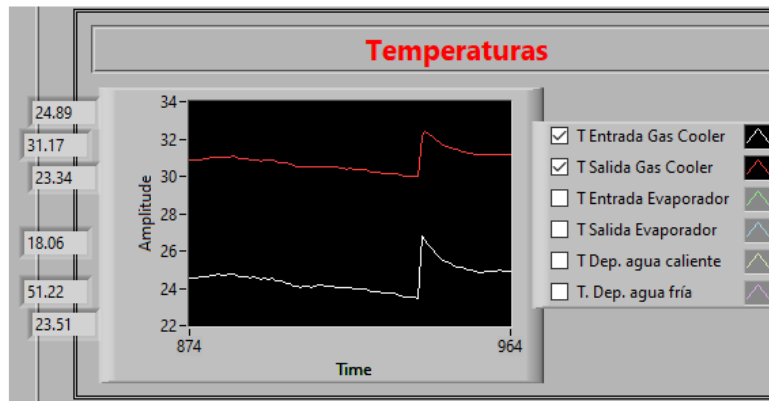


Figura 27. Mínima diferencia de temperatura entre entrada y salida del *gas cooler* (agua).

Cuando la entrada del *gas cooler* se encontraba cerca de la consigna (24,89 °C), la salida aún estaba a más de un grado de diferencia de la consigna (31,17 °C). Para la realización de estos ensayos se requeriría la instalación de bombas más potentes, con la capacidad de impulsar un caudal de agua mayor, de forma que la variación mínima de temperaturas obtenible en el *gas cooler* sea menor de la que se puede conseguir actualmente.

En definitiva, debido a este problema, y salvo el 23-18, 30-35 que sí se pudo llevar a cabo en la configuración 3 con mucha dificultad, los únicos ensayos de refrigeración que se realizaron fueron aquellos en los que las condiciones del evaporador correspondían a 12-7 °C.

5.2.3. Ensayos de ACS

En el caso de los ensayos para generación de ACS, y como ya se ha dicho, no se realizaron según norma española. Los ensayos realizados forman parte de un estudio que pretende realizar el grupo de investigación en colaboración con investigadores del Grupo IMST de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV), para comparar su instalación, la cual funciona con gas propano, con la nuestra, que como ya saben, opera con dióxido de carbono. Ejemplos de ensayos que han sido realizados en las diferentes configuraciones son los siguientes:

- 10-5, 10-60 (condiciones nominales).
- 10-X, 30-60 (con el mismo caudal en el evaporador que el obtenido en condiciones nominales).

- 10-Y, 50-60 (con el mismo caudal en el evaporador que el obtenido en condiciones nominales).

Estos ensayos fueron llevados a cabo, con el fin de que fueran lo más comparables posible a los realizados en la UPV, con un sobrecalentamiento de 10 K, y como es obvio, persiguiendo la presión óptima de funcionamiento.

En cuanto a la consecución de las condiciones deseadas en el evaporador, nos son de utilidad las indicaciones ofrecidas para los ensayos de calefacción, ya sea para realizar el ensayo en condiciones nominales o en lo referente a fijar el caudal de entrada al mismo en los siguientes ensayos.

Sin embargo, observamos importantes saltos de temperatura en el *gas cooler* (sobre todo en los dos primeros ensayos expuestos). Para que esto sea posible, y como es natural, se requiere un caudal de agua circulante relativamente bajo. En el caso de nuestra instalación, debido a la potencia de las bombas (girando a la mínima velocidad angular, el caudal era mayor que el necesario para obtener el salto de temperatura deseado), y para que sirva como advertencia para futuros trabajos, es necesario estrangular la válvula de retorno del agua al depósito de agua fría. Esto se realiza con el objetivo de provocar una pérdida de carga aguas abajo de la bomba, de forma que el caudal impulsado por la misma sea menor del mínimo que se podría impulsar en condiciones normales.

Como se puede advertir, en ocasiones las condiciones de realización de los ensayos, ya sean de calefacción, refrigeración o ACS, nos llevan a situaciones que se encuentran lejos de lo idílico. Unas veces se requieren mayores caudales, lo que implica un cambio de bomba por una de mayor potencia, otras lo contrario: el caudal requerido es muy bajo y es necesario provocar una pérdida de carga externa en la instalación. Hay ensayos que para su realización se requiere llevar al límite a la instalación (se han realizado ensayos con una presión de *gas cooler* de 92 bar), en otros directamente ni siquiera se pueden alcanzar las condiciones de funcionamiento requeridas debido a estas limitaciones de presión... En definitiva, se requiere de un proceso de aprendizaje lento y seguro para poder realizar un óptimo manejo de la instalación.

6. Procedimiento de ensayo

Creemos conveniente introducir brevemente los pasos a seguir para abordar la realización del ensayo propiamente dicho, así como el cálculo de determinadas propiedades relevantes y el posterior tratamiento de datos mediante el uso de *software* específico.

Además de los ya mencionados *EZ-Zone* y *VPM* para el control físico de las variables que intervienen en los ensayos, utilizamos otros programas como *LabVIEW* para la monitorización y control de dichas variables, *MatLab* para el tratamiento de datos obtenidos durante el ensayo y *Excel* para la recolección y estudio de los resultados obtenidos.

6.1. Monitorización con LabVIEW

Para entender un poco mejor el funcionamiento interno de este programa es importante que estemos familiarizados con el término inglés *DAQ (Data Acquisition)*. Existen diversos sensores de presión y temperatura ubicados en las zonas de mayor interés de la instalación, los cuales están conectados a un *Data Logger*. Este dispositivo de adquisición de datos tiene como objetivo recoger los valores de las medidas realizadas por parte de los sensores, y mediante una señal eléctrica, enviar dicha información al ordenador en el que se está ejecutando el *software LabVIEW*.

Mediante la adecuada programación previa del fichero de *LabVIEW* es posible recoger estos datos ofrecidos por el *Data Logger* (además, podemos prefijar cada cuánto tiempo se realizan las medidas de presión y temperatura; en nuestro caso este tiempo es siempre de 20 segundos), así como mostrarlos por pantalla mediante gráficas para una correcta monitorización de los ensayos.

En la Figura 26 podemos observar el Panel Frontal del fichero propio de la Configuración 2 de la instalación, con la que se han realizado la gran mayoría de ensayos de este estudio.

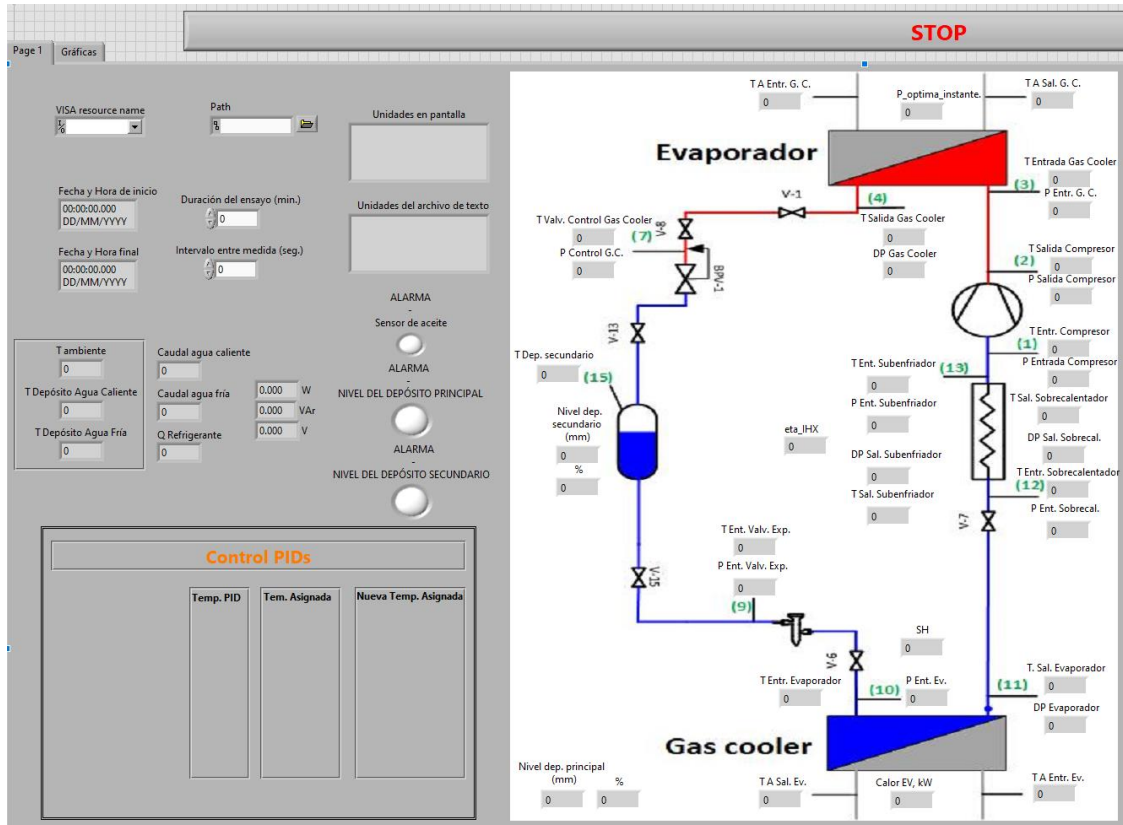


Figura 28. Interfaz de LabVIEW.

En la parte superior izquierda del mismo, seleccionamos la fuente de DAQ. En nuestro caso, como ya se ha mencionado, es un *Data Logger*. Además, podemos seleccionar la duración del ensayo, así como el intervalo de tiempo entre cada una de las medidas que se van a realizar.

En la parte derecha de esta interfaz, por otro lado, tenemos un esquema simplificado de la instalación, en el que aparecen los valores instantáneos de cada una de las variables medidas durante la realización de un ensayo.

Además, en este mismo Panel Frontal del archivo de *LabVIEW* encontramos otra pestaña: *Gráficas* (parte superior izquierda de la Figura 28).

En la figura 29 podemos observar una captura de pantalla de esta pestaña durante la realización de un ensayo del estudio. Más concretamente, aquel con:

- Temperatura de salida del *gas cooler*: 30,5° C
- Presión del *gas cooler*: 76 bar (teórica presión óptima)
- Temperatura de evaporación: 5° C.
- Sobrecalentamiento: 5 K (Diferencia entre las variables “T Entrada Evaporador” y “T Salida Evaporador”).

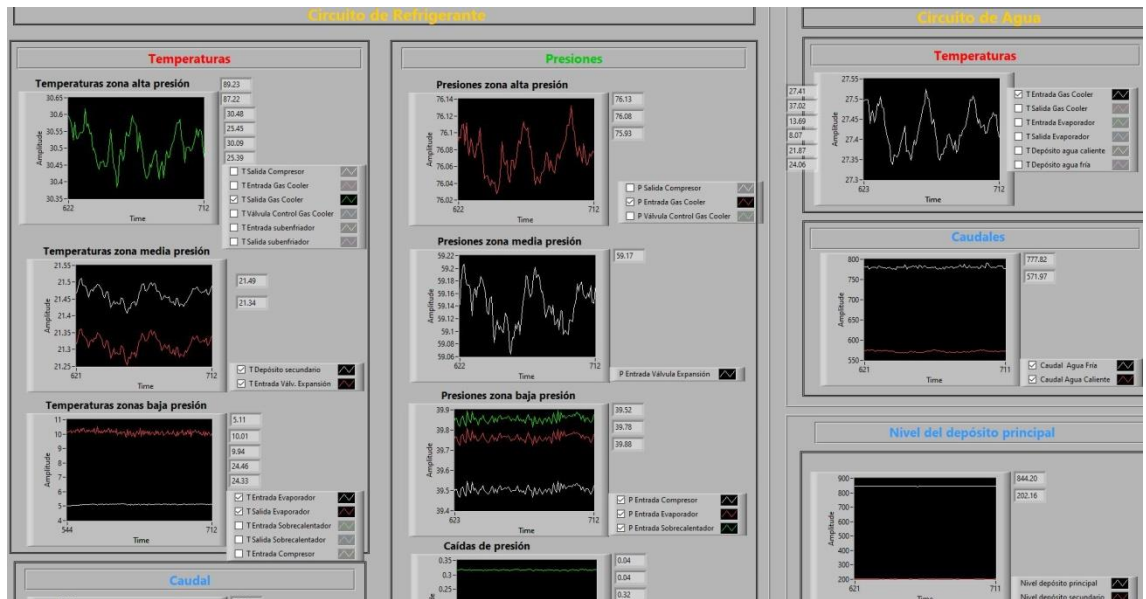


Figura 29. Monitorización de ensayo. Captura perteneciente a ensayo estabilizado en las 90 medidas necesarias.

Como se puede observar, esta captura de pantalla fue tomada una vez todas las variables se encontraban estables durante 90 medidas (30 minutos de ensayo). Las oscilaciones de estas medidas son del orden de décimas de unidad. El ensayo fue válido.

Para que este control sea posible, y como ya se ha mencionado, es necesario realizar una correcta programación de lo que se conoce como “Diagrama de Bloques” (ya que *LabVIEW* emplea un método de programación gráfico). Esta tarea fue llevada a cabo por Mario Pérez [1] y Domingo Fernández [2], dos ex-alumnos de la universidad.

En la imagen de la Figura 28 podemos observar una porción del Diagrama de Bloques del mismo fichero que ha sido presentado, el de la configuración 2.

6.2. Tratamiento de datos con *MatLab*

MatLab es una herramienta de *software* matemático que nos permite realizar de forma directa el cálculo de determinadas propiedades como la entalpía o el calor específico a partir del archivo de texto que genera *LabVIEW*, anteriormente expuesto. Fue Domingo Fernández también el encargado de la programación de los ficheros de *MatLab* utilizados para la realización de estos cálculos.

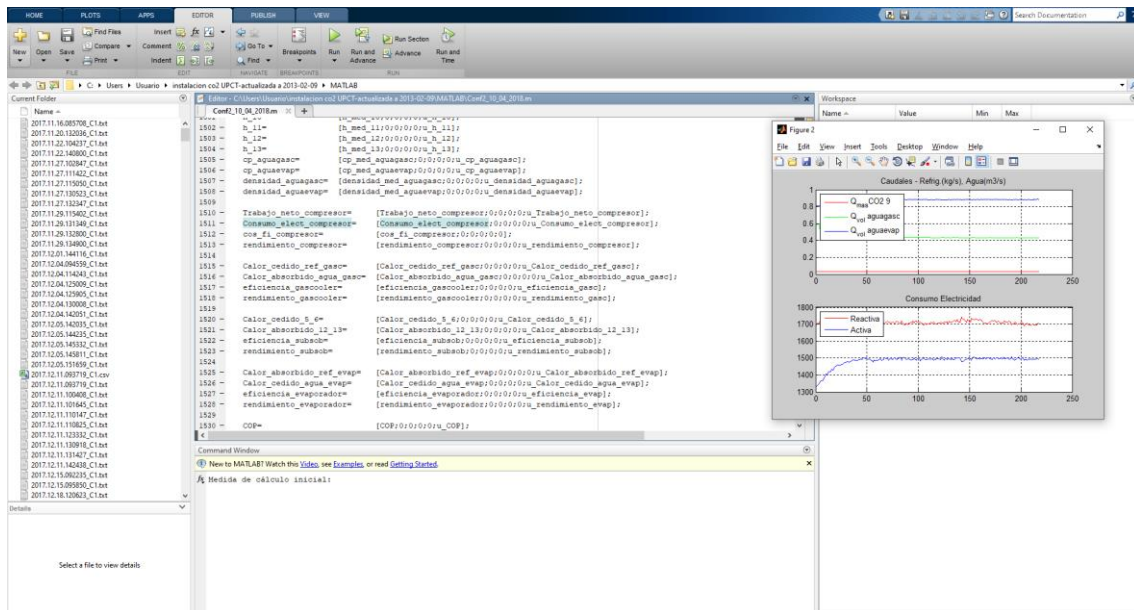


Figura 32. Interfaz de Matlab para el tratamiento de datos.

En la Figura 30 podemos observar la interfaz que este *software* nos proporciona. En la parte central de la imagen encontramos una porción del código implementado por Domingo Fernández. Por otro lado, en la parte derecha de la misma podemos observar un ejemplo de las gráficas que este programa genera. Además, en la ventana de comandos (“Command Window”, en la parte inferior central de la imagen), podemos observar cómo nos pide que introduzcamos el número de la medida inicial. Una vez introducido, nos pedirá el de la medida final (en nuestro caso, una vez más, tendremos un intervalo de 90 medidas).

MatLab, al igual que *LabVIEW*, genera un archivo de texto que posteriormente será implementado en una hoja de *Excel*.

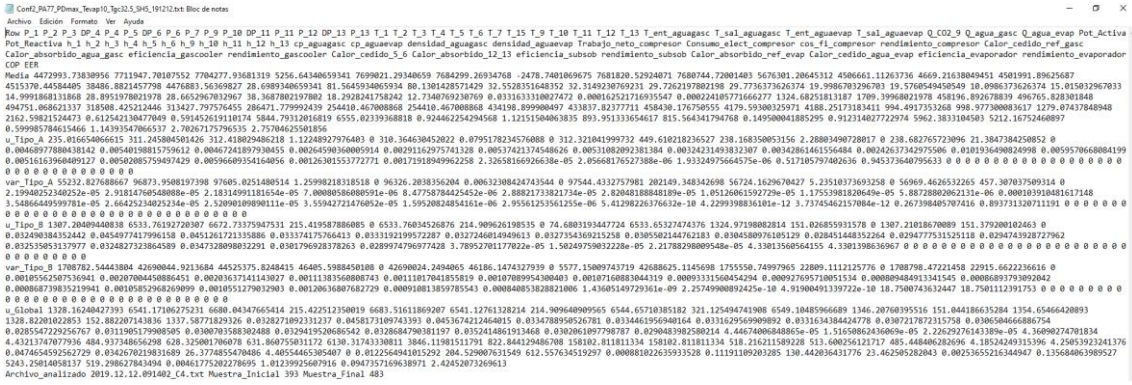


Figura 33. Ejemplo de archivo de texto generado con MatLab.

6.3. Procesado final en Excel

Los datos reflejados en el archivo de texto obtenido con *MatLab* son trasladados finalmente a un fichero de *Excel*, con el que se realiza el procesado final de los mismos. Con ello obtenemos en primer lugar una representación del ciclo que ha tenido lugar durante el ensayo, graficado en un diagrama Presión-Entalpía y en un diagrama Temperatura-Entropía.

Además, se realiza el cálculo de otras magnitudes como potencias, consumos más representativas de los ensayos, tanto para el agua como para el refrigerante, divididas en secciones, una para cada uno de los componentes principales de la instalación (compresor, evaporador, gas cooler, etc.).

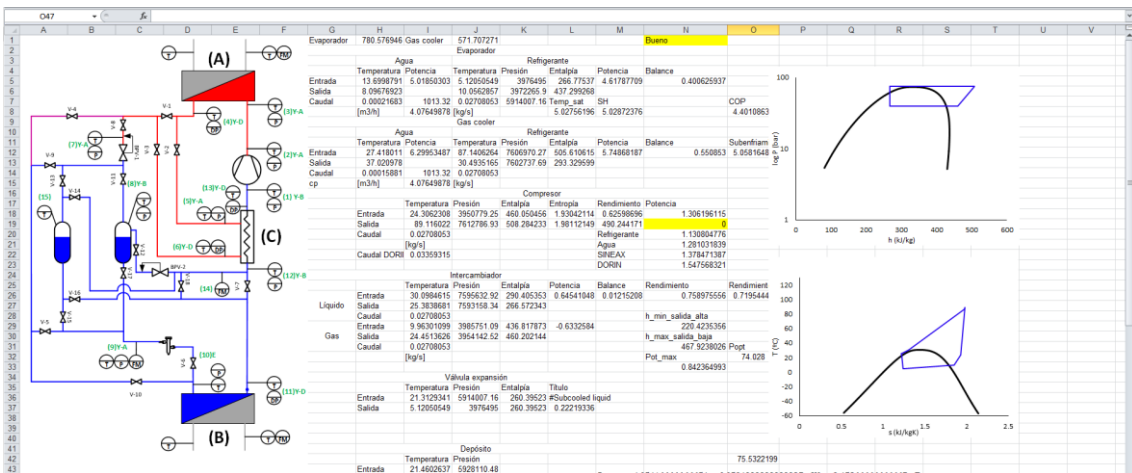


Figura 34. Ejemplo de ensayo reflejado en hoja de datos en Excel.

En la imagen podemos observar la hoja de datos obtenida para el mismo ensayo que hemos tomado de ejemplo a la hora de presentar el ejemplo de las gráficas de *LabVIEW*.

A partir de estos ficheros generados en *Excel* es posible realizar un análisis efectivo de los datos obtenidos, así como la comparación entre ensayos con un fin determinado.

Referencias:

[1]: Cruzado, M. P. (2016). *TFG: Diseño e instrumentación de una bomba de calor funcionando con CO₂*. Cartagena: UPCT.

[2]: Esquivá, D. F. (2017). *TFG: Análisis experimental de diferentes configuraciones de una bomba de calor agua-agua*. Cartagena: UPCT.

7. Resultados experimentales

Una vez presentadas las condiciones de ensayo y el procedimiento experimental a seguir, en este apartado se va a ofrecer una síntesis de los resultados obtenidos experimentalmente a partir de la realización de los ensayos previamente expuestos.

Para la presentación de los mismos, se va a realizar una división fundamental en dos grandes bloques: ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 5°C y ensayos con una temperatura de evaporación de 10°C. Todos estos ensayos, por supuesto, han sido realizados en base a la matriz presentada en el apartado anterior.

En esta primera tabla podemos observar una comparativa entre los valores de consigna o esperados y los valores obtenidos experimentalmente en la realización de los ensayos del primer de los bloques mencionados:

Tevap		SH		T _{gc,out}		P _{gc}		P _{dep}	R. IHX	COP		Diff DORIN(%)
Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Experimental	Experimental	Modelo DORIN	Experimental	
5	5.02	5	5.06	30.5	30.49	74	74.0	60.6	0.78	4.4757	4.3983	-1.7%
5	5.03	5	5.03	30.5	30.49	76	76.1	59.3	0.75	4.4951	4.4011	-2.1%
5	5.06	5	5.06	30.5	30.51	80	80.0	57.8	0.72	4.4063	4.2783	-2.9%
5	5.01	5	5.03	30.5	30.49	85	85.0	56.3	0.70	4.2553	4.0779	-4.2%
5	5.05	5	5.03	30.5	30.49	90	90.0	54.2	0.68	4.1065	3.8871	-5.3%
5	5.01	5	5.06	30.5	30.51	76	76.1	45.6	0.75	4.4804	4.3847	-2.1%
5	5.02	5	5.01	32.5	32.56	76	76.2	67.4	0.95	3.1960	3.3275	4.1%
5	5.07	5	5.04	32.5	32.54	78	78.1	61.3	0.80	4.0770	4.0485	-0.7%
5	5.02	5	5.06	32.5	32.53	80	80.1	59.3	0.76	4.1418	4.0580	-2.0%
5	5.04	5	5.11	32.5	32.54	81	81.0	59.8	0.75	4.1453	4.0101	-3.3%
5	5.09	5	5.00	32.5	32.55	85	85.0	58.0	0.72	4.0991	3.9303	-4.1%
5	5.01	5	5.03	32.5	32.52	90	90.0	56.9	0.70	3.9977	3.7669	-5.8%
5	5.07	5	4.99	32.5	32.53	80	80.10	46.1	0.76	4.1403	4.0150	-3.0%
5	5.05	5	5.02	32.5	32.54	80	80.0	46.2	0.76	4.1299	4.0435	-2.1%
5	5.05	5	5.04	36	36.00	80	80.0	69.5	0.93	2.6907	2.8378	5.5%
5	4.98	5	5.06	36	36.06	83	83.07	64.6	0.86	3.4780	3.3450	-3.8%
5	5.01	5	5.12	36	36.03	85	85.0	62.2	0.80	3.6535	3.5090	-4.0%
5	5.04	5	4.94	36	35.99	89	89.0	59.7	0.75	3.7485	3.5479	-5.4%
5	5.03	5	5.07	36	36.00	91	91.0	58.5	0.73	3.7452	3.5263	-5.8%
5	5.03	5	4.99	36	36.00	89	89.0	46.3	0.74	3.7429	3.5221	-5.9%

Tabla 9. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 5°C. COP teórico obtenido mediante Modelo DORIN ajustado.

Como se puede observar, las variables permanecen estables en torno a los valores de consigna durante las 90 medidas que dura cada uno de los ensayos (30 minutos en total). Como ya se comentó en el apartado anterior, en lo referente al depósito, se realizaron para cada una de las tres temperaturas de salida del *gas cooler*, un ensayo con depósito cerrado y otro con el *bypass* totalmente abierto (ambos en la teórica presión óptima). Así, por ejemplo, para el primer sub-bloque se realizó un ensayo a 76 bar de presión de *gas cooler* con una presión de depósito obtenida de 59.3 bar (sin *bypass*), y además se realizó otro ensayo a 76 bar en el que la presión del depósito tomó un valor de 45.6 bar (*bypass* abierto). Con esto, logramos comprobar experimentalmente que no hay diferencias entre el valor del COP obtenido para el

ensayo a presión del depósito máxima y el ensayo a presión del depósito mínima. Notar que esto fue así para cada uno de los sub-bloques.

Por otro lado, sobre la eficiencia del intercambiador no se ha ejecutado ningún tipo de control. Esta ha sido la que ha ofrecido la máquina en cada uno de los ensayos. Aun así, hemos creído conveniente incorporarla en esta tabla-resumen con el objetivo de aportar una información más completa.

Centrándonos en lo verdaderamente importante, podemos advertir que, además de coincidir la presión óptima con la que se predecía, la diferencia en porcentaje entre el COP esperado (calculado a partir del modelo previamente presentado) y el COP obtenido experimentalmente es mínima. Realizando un barrido por todos los ensayos, tenemos que la máxima diferencia porcentual obtenida ha sido de un 5.9%, correspondiente al último ensayo del tercer sub-bloque ($T_{gc, out} = 36^\circ\text{C}$).

Podemos a continuación graficar las curvas del modelo para cada una de las temperaturas de salida del *gas cooler*, así como el valor de los COP obtenidos experimentalmente, con el fin de observar mejor la adecuación del modelo a lo que sucede en la realidad.

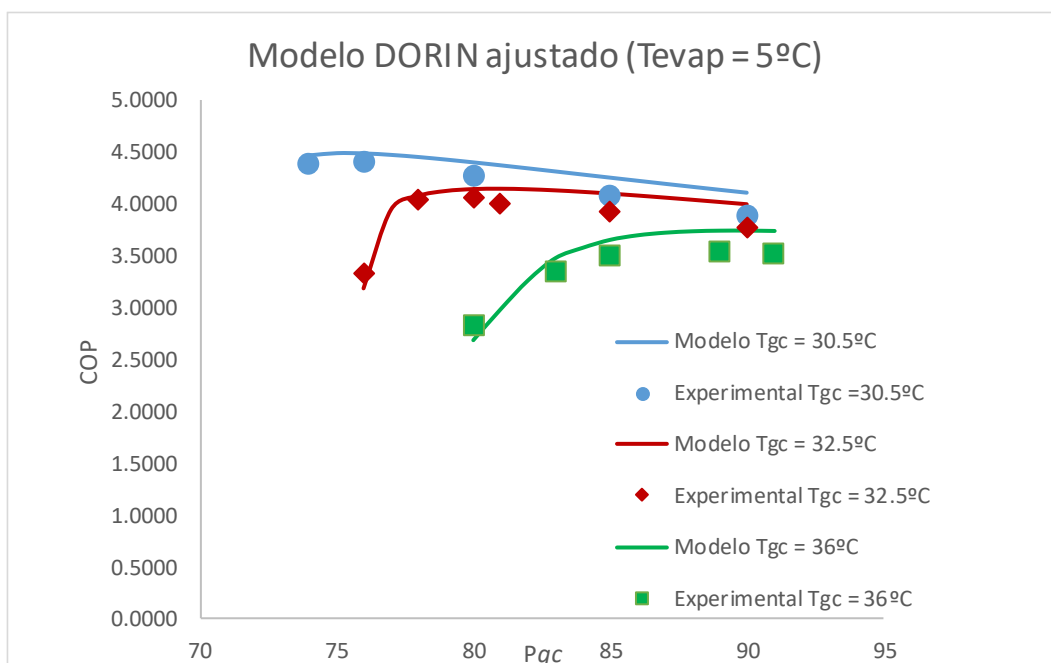


Figura 35. Gráfica P_{gc} -COP del Modelo DORIN ajustado a una temperatura de evaporación de 5°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.

A continuación, se van a presentar los resultados para aquellos ensayos en los que la temperatura de evaporación tomaba un valor de 10°C . Podemos observar los datos obtenidos en la siguiente tabla-resumen:

Tevap		SH		Tgc,out		Pgc		Pdep	R. IHX	COP		Diff DORIN(%)
Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Experimental	Experimental	Modelo DORIN	Experimental	
10	10.02	5	5.03	30.5	30.52	74	74.0	53.8	0.77	5.1599	5.2987	2.7%
10	10.02	5	4.96	30.5	30.50	75	75.0	54.0	0.75	5.1828	5.3039	2.3%
10	10.01	5	5.03	30.5	30.49	80	80.0	51.1	0.71	5.0432	5.0667	0.5%
10	10.04	5	4.97	30.5	30.51	85	85.0	48.9	0.68	4.8380	4.8008	-0.8%
10	10.051	5	6.86	30.5	30.47	90	90.0	46.8	0.66	4.6416	4.5518	-1.9%
10	10.00	5	5.02	32.5	32.55	77	77.0	57.3	0.83	4.5677	4.5695	0.0%
10	9.98	5	5.02	32.5	32.56	78	78.0	55.9	0.79	4.7176	4.7028	-0.3%
10	10.03	5	4.98	32.5	32.55	79	79.0	55.0	0.77	4.7630	4.7717	0.2%
10	9.97	5	5.00	32.5	32.53	80	80.0	53.9	0.75	4.7739	4.7323	-0.9%
10	10.02	5	4.99	32.5	32.55	85	85.0	51.7	0.71	4.6788	4.5759	-2.2%
10	9.99	5	5.00	32.5	32.55	90	90.0	49.6	0.68	4.5260	4.3785	-3.3%
10	10.00	5	4.95	36	36.01	83	83.1	58.7	0.84	3.8046	3.8738	1.8%
10	10.03	5	4.97	36	36.00	85	85.0	56.2	0.79	4.0933	4.0517	-1.0%
10	10.03	5	4.97	36	36.01	86	86.0	55.3	0.77	4.1548	4.0675	-2.1%
10	10.05	5	4.97	36	36.00	87	87.1	54.3	0.75	4.1918	4.0811	-2.6%
10	10.01	5	5.01	36	36.03	90	90.0	53.0	0.73	4.2285	4.0503	-4.2%

Tabla 10. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 10°C. COP teórico obtenido mediante Modelo DORIN ajustado.

Es importante comentar que en uno de los ensayos, concretamente el último del primer sub-bloque, debido a las condiciones del mismo, no se pudo rebajar el sobrecalentamiento al valor de consigna. Sin embargo, el COP obtenido no dista mucho del propuesto por el modelo. Esto tal vez nos indique que la influencia del sobrecalentamiento sobre el COP es prácticamente despreciable. A esta conclusión ya llegaron otros investigadores como Liao et al. [1] en su artículo publicado en el año 2000. En la siguiente gráfica, extraída de dicho artículo, se observa como para grandes variaciones del sobrecalentamiento a una presión de descarga fija, el COP apenas varía:

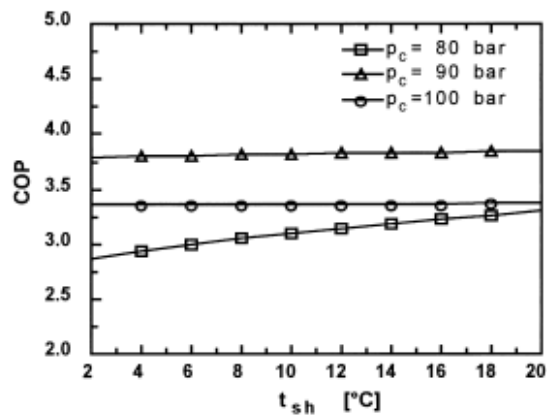


Figura 36. Gráfica SH-COP obtenida por Liao et al [1].

En general, las diferencias entre los valores del COP proporcionados por el modelo y los obtenidos experimentalmente son aún menores que en el bloque anterior. La mayor diferencia se produce en el último ensayo del tercer sub-bloque, tal y como ocurría con el bloque anterior de ensayos: en este caso, es de un 4.2%.

Las gráficas que recogen las curvas del modelo y los puntos correspondientes a los valores obtenidos experimentalmente toman la siguiente forma:

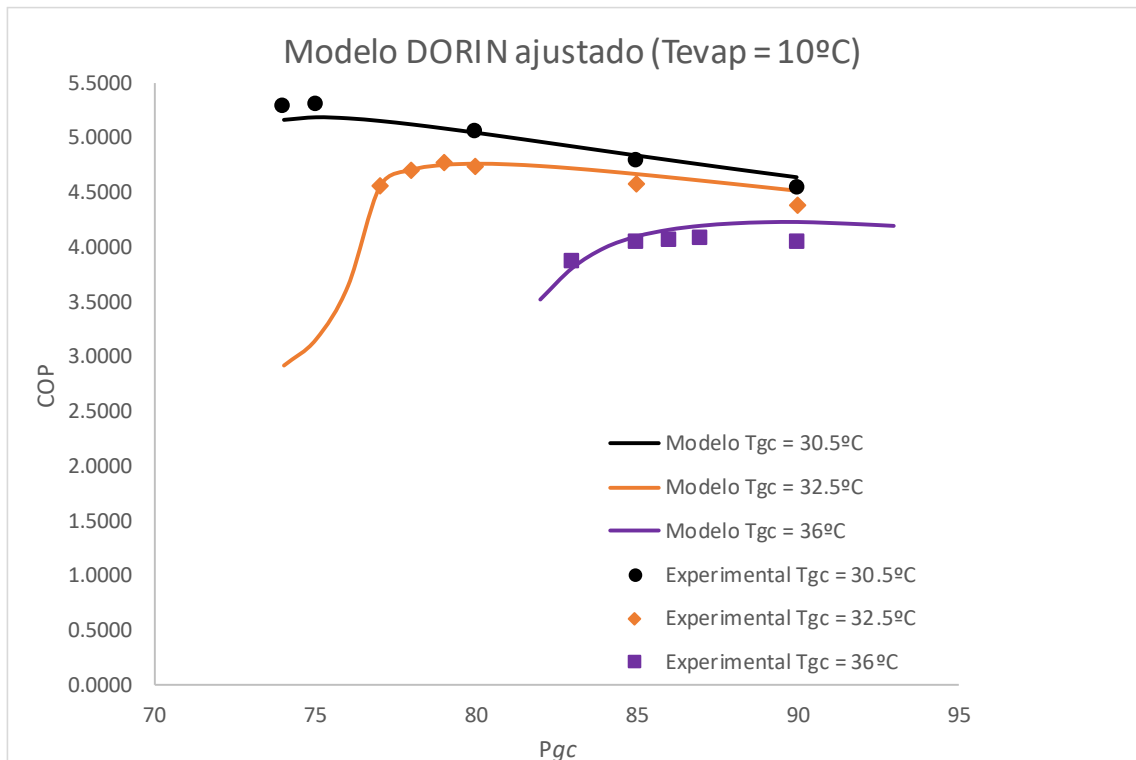


Figura 37. Gráfica Pgc-COP del Modelo DORIN ajustado a una temperatura de evaporación de 10°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.

A pesar de que el ajuste del modelo obtenido a partir de las curvas del compresor proporcionadas por el fabricante predice bastante bien lo que sucede realmente, desde el grupo de investigación se ha propuesto un nuevo modelo basado en datos propios obtenidos experimentalmente.

7.1. Modelo de ajuste propio

Las ecuaciones empleadas para el cálculo en este modelo son:

$$\dot{m}_r = C_1 + \left(\frac{\rho^a}{\rho_r}\right) \cdot [C_2 \cdot T_0 + C_3 \cdot p_c + C_4 \cdot T_0^2 + C_5 \cdot T_0 \cdot p_c + C_6 \cdot p_c^2 + C_7 \cdot T_0^3 + C_8 \cdot p_c \cdot T_0^2 + C_9 \cdot T_0 \cdot p_c^2 + C_{10} \cdot p_c^3]$$

Ecuación 20

$$\dot{W}_r = C_1 + \left(\frac{\rho^a}{\rho_r}\right) \cdot [C_2 \cdot T_0 + C_3 \cdot p_c + C_4 \cdot T_0^2 + C_5 \cdot T_0 \cdot p_c + C_6 \cdot p_c^2 + C_7 \cdot T_0^3 + C_8 \cdot p_c \cdot T_0^2 + C_9 \cdot T_0 \cdot p_c^2 + C_{10} \cdot p_c^3]$$

Ecuación 21

Aunque son formalmente similares a las utilizadas para el modelo DORIN, estas ecuaciones ya corrigen las variaciones que se puedan dar en la densidad a la entrada del compresor. Además, como ya se ha adelantado, es un modelo basado en datos obtenidos experimentalmente durante los propios ensayos. A partir de los mismos, se han obtenido los siguientes coeficientes:

	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉	C ₁₀
\dot{m}	0.0046811	-0.00201699	0.001428	-3.199·10 ⁻⁶	8.4521·10 ⁻⁵	-2.450·10 ⁻⁵	4.277·10 ⁻⁷	1.681·10 ⁻⁷	-5.661·10 ⁻⁷	1.2303·10 ⁻⁷
\dot{W}	0.9663	-0.10163	-0.02341	-0.000103	0.001716	0.000644	-2.1845·10 ⁻⁵	-5.984·10 ⁻⁶	-5.546·10 ⁻⁶	-3.2244·10 ⁻⁶

Tabla 11. Coeficientes para el modelo de ajuste propio.

Tomando estas ecuaciones, las diferencias entre el COP esperado y el obtenido experimentalmente son todavía más pequeñas que con el modelo del fabricante ajustado. En las siguientes tablas, en las que se recogen los datos experimentales presentados anteriormente, pero comparados con el nuevo modelo, podemos observarlo más detenidamente:

Tevap		SH		Tgc,out		Pgc		Pdep	R. IHX	COP		Diff Ajuste propio (%)
Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Experimental	Experimental	Modelo Ajuste propio	Experimental	
5	5.02	5	5.06	30.5	30.49	74	74.0	60.6	0.78	4.4757	4.3983	-1.7
5	5.03	5	5.03	30.5	30.49	76	76.1	59.3	0.75	4.4670	4.4011	-1.5
5	5.06	5	5.06	30.5	30.51	80	80.0	57.8	0.72	4.3245	4.2783	-1.1
5	5.01	5	5.03	30.5	30.49	85	85.0	56.3	0.70	4.1270	4.0779	-1.2
5	5.05	5	5.03	30.5	30.49	90	90.0	54.2	0.68	3.9659	3.8871	-2.0
5	5.01	5	5.06	30.5	30.51	76	76.1	45.6	0.75	4.4565	4.3847	-1.6
5	5.02	5	5.01	32.5	32.56	76	76.2	67.4	0.95	3.2250	3.3275	3.2
5	5.07	5	5.04	32.5	32.54	78	78.1	61.3	0.80	4.0507	4.0485	-0.1
5	5.02	5	5.06	32.5	32.53	80	80.1	59.3	0.76	4.0781	4.0580	-0.5
5	5.04	5	5.11	32.5	32.54	81	81.0	59.8	0.75	4.0658	4.0101	-1.4
5	5.09	5	5.00	32.5	32.55	85	85.0	58.0	0.72	3.9720	3.9303	-1.0
5	5.01	5	5.03	32.5	32.52	90	90.0	56.9	0.70	3.8482	3.7669	-2.1
5	5.07	5	4.99	32.5	32.53	80	80.10	46.1	0.76	4.0546	4.0150	-1.0
5	5.05	5	5.02	32.5	32.54	80	80.0	46.2	0.76	4.0539	4.0435	-0.3
5	5.05	5	5.04	36	36.00	80	80.0	69.5	0.93	2.7453	2.8378	3.4
5	4.98	5	5.06	36	36.06	83	83.07	64.6	0.86	3.3359	3.3450	0.3
5	5.01	5	5.12	36	36.03	85	85.0	62.2	0.80	3.5188	3.5090	-0.3
5	5.04	5	4.94	36	35.99	89	89.0	59.7	0.75	3.5791	3.5479	-0.9
5	5.03	5	5.07	36	36.00	91	91.0	58.5	0.73	3.5747	3.5263	-1.4
5	5.03	5	4.99	36	36.00	89	89.0	46.3	0.74	3.5650	3.5221	-1.2

Tabla 12. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 5°C. COP teórico obtenido mediante Modelo de Ajuste propio.

Tevap		SH		Tgc,out		Pgc		Pdep	R. IHX	COP		Diff Ajuste propio (%)
Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Consigna	Experimental	Experimental	Experimental	Modelo Ajuste propio	Experimental	
10	10.02	5	5.03	30.5	30.52	74	74.0	53.8	0.77	5.3512	5.2987	-1.0
10	10.02	5	4.96	30.5	30.50	75	75.0	54.0	0.75	5.3586	5.3039	-1.0
10	10.01	5	5.03	30.5	30.49	80	80.0	51.1	0.71	5.1147	5.0667	-0.9
10	10.04	5	4.97	30.5	30.51	85	85.0	48.9	0.68	4.8003	4.8008	0.0
10	10.051	5	6.86	30.5	30.47	90	90.0	46.8	0.66	4.5137	4.5518	0.8
10	10.00	5	5.02	32.5	32.55	77	77.0	57.3	0.83	4.6438	4.5695	-1.6
10	9.98	5	5.02	32.5	32.56	78	78.0	55.9	0.79	4.7788	4.7028	-1.6
10	10.03	5	4.98	32.5	32.55	79	79.0	55.0	0.77	4.8062	4.7717	-0.7
10	9.97	5	5.00	32.5	32.53	80	80.0	53.9	0.75	4.7980	4.7323	-1.4
10	10.02	5	4.99	32.5	32.55	85	85.0	51.7	0.71	4.6050	4.5759	-0.6
10	9.99	5	5.00	32.5	32.55	90	90.0	49.6	0.68	4.3694	4.3785	0.2
10	10.00	5	4.95	36	36.01	83	83.1	58.7	0.84	3.8254	3.8738	1.3
10	10.03	5	4.97	36	36.00	85	85.0	56.2	0.79	4.0355	4.0517	0.4
10	10.03	5	4.97	36	36.01	86	86.0	55.3	0.77	4.0649	4.0675	0.1
10	10.05	5	4.97	36	36.00	87	87.1	54.3	0.75	4.0731	4.0811	0.2
10	10.01	5	5.01	36	36.03	90	90.0	53.0	0.73	4.0382	4.0503	0.3

Tabla 13. Resumen de los resultados obtenidos experimentalmente para el bloque de ensayos realizados con una temperatura de evaporación de 10°C. COP teórico obtenido mediante Modelo de Ajuste propio.

En el primero de los bloques, la mayor diferencia porcentual entre los COP esperado y obtenido es de un 3.4%, mientras que en el segundo tan solo es de un 1.6%. Tal y como sucedía con el anterior modelo, se predice mejor el comportamiento de la instalación para una temperatura de evaporación de 10°C.

Si, de forma análoga a lo que habíamos hecho para el modelo anterior, graficamos las curvas del COP comparadas con los puntos obtenidos experimentalmente, obtenemos lo siguiente:

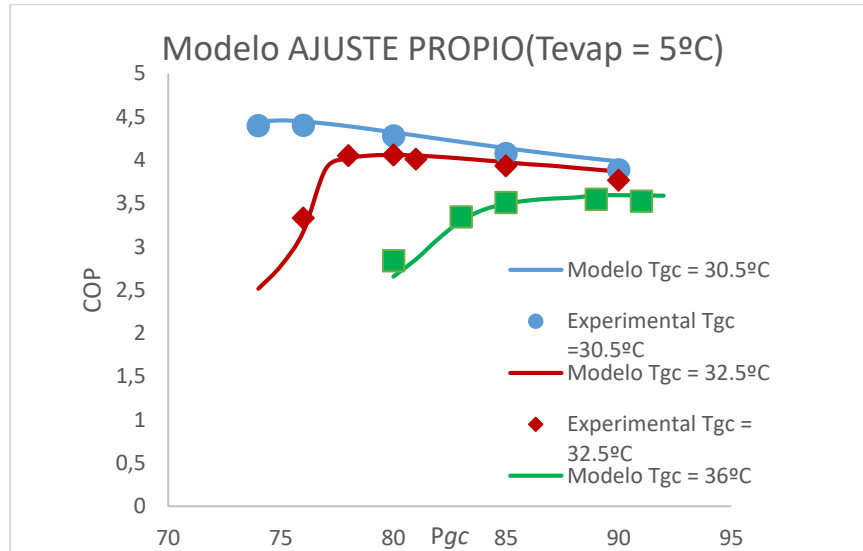


Figura 38. Gráfica Pgc-COP del Modelo de Ajuste propio a una temperatura de evaporación de 5°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.

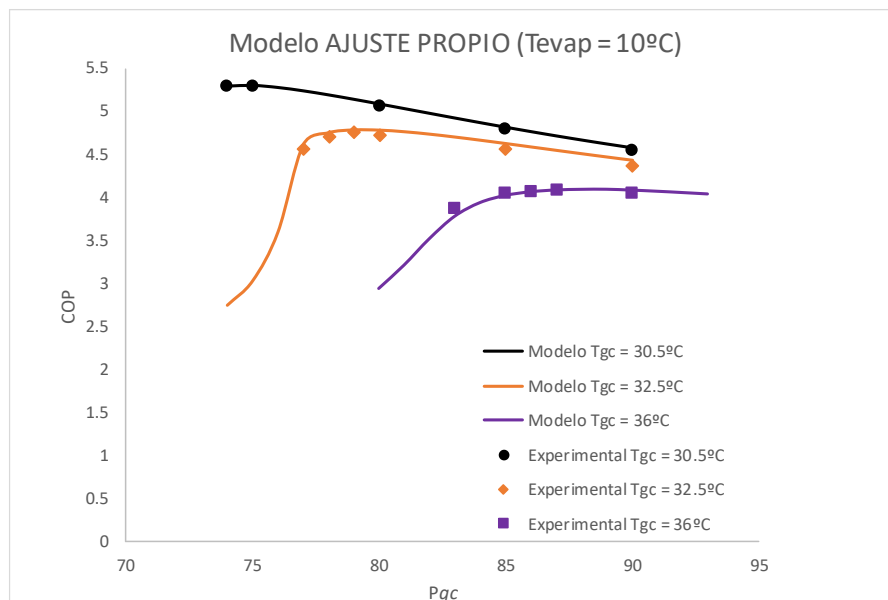


Figura 39. Gráfica Pgc-COP del Modelo de Ajuste propio a una temperatura de evaporación de 10°C para diferentes temperaturas de salida del gas cooler.

Como se puede observar también de forma gráfica, este modelo se ajusta mucho mejor a los resultados obtenidos experimentalmente que el modelo DORIN ajustado.

El problema con este modelo surge cuando tratamos de extrapolar para predecir el comportamiento de la instalación en un rango de presiones en el que no se ha ensayado por las limitaciones de la misma (recordar que los coeficientes empleados en este modelo fueron obtenidos a partir de los datos procedentes de los ensayos que nosotros mismos hemos realizado). Podemos advertir este comportamiento si

representamos en una gráfica la variación que tiene el gasto másico y la potencia consumida por el compresor con la presión de descarga del mismo, para los modelos: DORIN, DORIN ajustado y AJUSTE PROPIO.

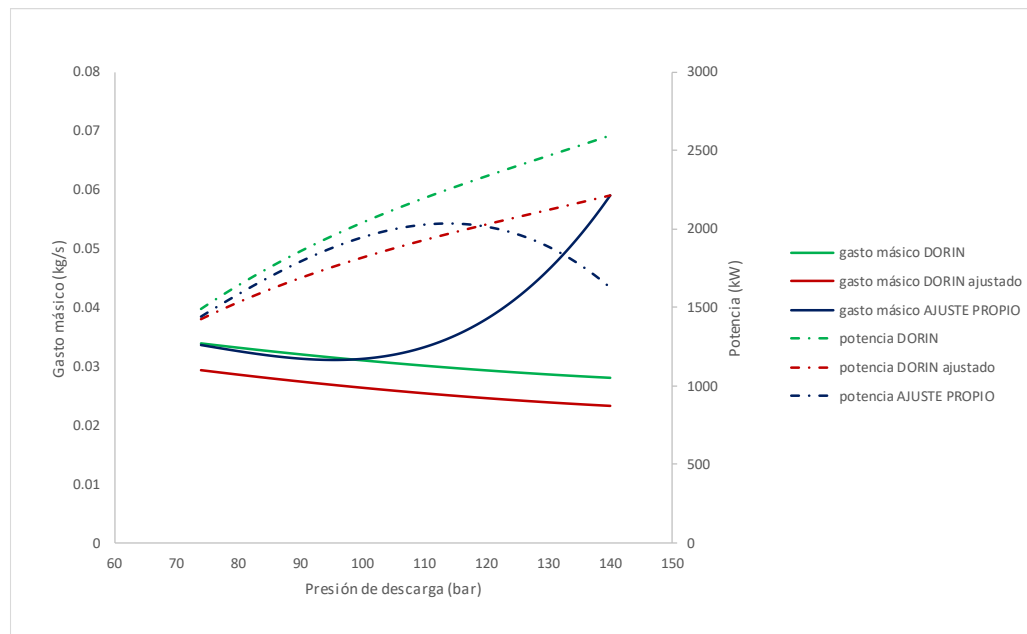


Figura 40. Variación que experimenta la potencia consumida y el gasto másico en función de la presión de descarga para un sobrecalentamiento de 5K según los diferentes modelos estudiados.

Como se puede observar, en un primer rango de presiones (de 74 a 90 bar aproximadamente) el modelo de ajuste propio se asemeja bastante al comportamiento del modelo DORIN, algo lógico teniendo en cuenta que el compresor instalado es de este fabricante. Sin embargo, en el momento en el que predecimos la potencia consumida por el compresor y el gasto másico circulante para presiones de descarga superiores a las ensayadas (a partir de 90 bar), la tendencia de estas curvas para nada se asemeja a lo esperado.

Siendo esto así, nos encontramos ante un modelo (el de ajuste propio) que se adecúa muy bien a nuestra instalación y sus particulares condiciones, pero que, por otro lado, es difícilmente aplicable a otras instalaciones que trabajen en un rango de presión mayor.

Por otro lado, es importante comentar que las gráficas han sido obtenidas para un sobrecalentamiento de 5K. Esto se aleja un poco de las condiciones en las que trabajamos en nuestra instalación, ya que debido a la presencia del intercambiador intermedio, el sobrecalentamiento que sufre el refrigerante desde la temperatura de evaporación hasta la temperatura de entrada al compresor, suele rondar los 20K. Es por ello interesante presentar las mismas gráficas pero tomando un sobrecalentamiento de 20K:

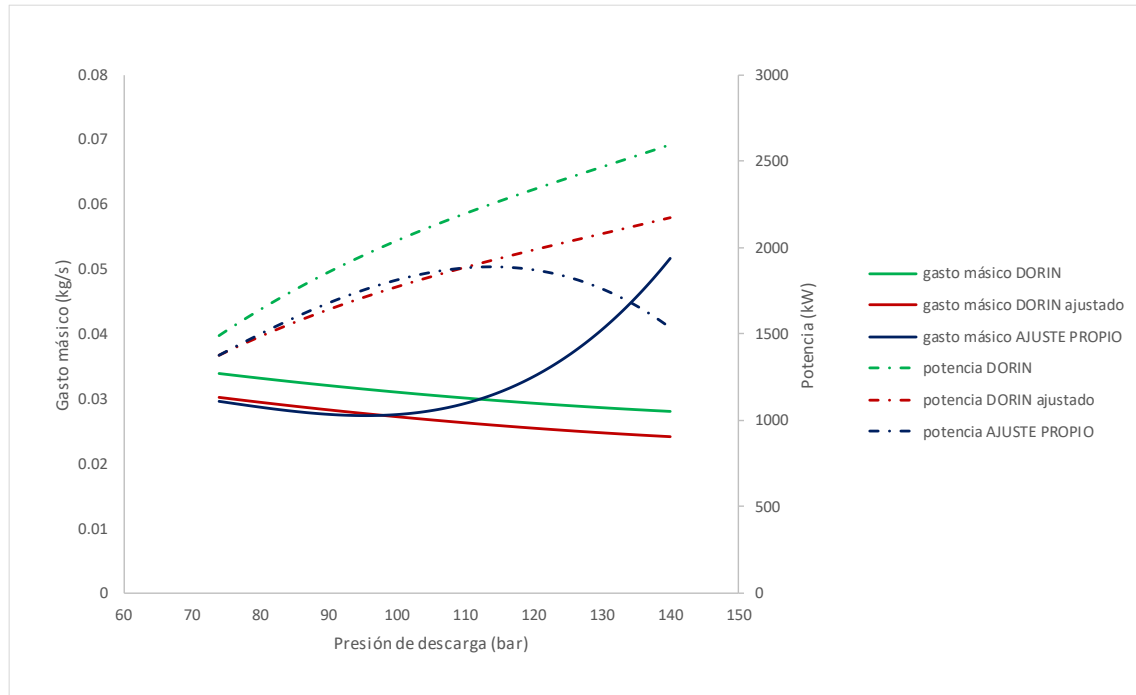


Figura 41. Variación que experimenta la potencia consumida y el gasto másico en función de la presión de descarga para un sobrecalentamiento de 10K según los diferentes modelos estudiados.

En el gráfico podemos observar que el modelo de ajuste propio se asemeja en gran medida al modelo DORIN ajustado, en el rango de presiones en el que se han realizado los ensayos. No obstante, tal y como ocurría para sobrecalentamientos más bajos, las curvas de potencia y gasto másico se comportan de forma anómala una vez que salimos del rango de presiones ensayado.

Sería interesante, quizás para trabajos futuros, realizar un reajuste del modelo en el caso de que un cambio en los componentes críticos de la instalación permita ensayar en un rango de presiones más amplio. Posiblemente los resultados obtenidos serían aún más precisos que los ahora presentados. Pero, mientras la realización de este trabajo no sea posible, debemos descartar el modelo de ajuste propio y validar (aunque no sea tan exacto como el anterior), el modelo DORIN ajustado (como se puede observar en el gráfico, es el que más se parece al modelo de ajuste propio).

Referencias:

- [1] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen, "Correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 9, pp. 831–841, 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.

8. Conclusiones

En este, el último apartado de la memoria, se presentan las conclusiones a las que se ha llegado a partir de la realización del estudio.

Se torna imperiosamente necesaria la búsqueda de soluciones para la reducción del efecto invernadero, y con ello, del cambio climático. La legislación vigente y futura obliga a implementar medidas que reduzcan drásticamente las emisiones contaminantes derivadas de la producción energética. Ante este panorama, la implementación de bombas de calor que utilicen refrigerantes *eco-friendly* para la obtención de agua caliente o fría, se postula como una muy buena opción.

Esta es la idea que el grupo de investigación tomó como base para empezar a investigar con la instalación que hoy nos ocupa. Una vez se produce el desarrollo de la misma y de diferentes estudios relacionados con esta, surge la inminente necesidad de optimizar al máximo el rendimiento de la bomba de calor. Se comprueba que el COP de la instalación varía significativamente en función de la presión de operación en el *gas cooler*, en concordancia con lo observado en otras líneas de investigación previa. Llegamos entonces al concepto clave de este estudio: *presión óptima*.

Se presenta entonces el modelo matemático implementado (en base a las ecuaciones proporcionadas por el fabricante del compresor) en el software *Matlab* para obtener una ecuación con la que obtener la presión óptima del *gas cooler* en función de las diferentes variables presentes en la instalación, mediante el procedimiento detallado en el capítulo 3 de esta memoria.

A partir de la citada expresión (Ecuación 19), se plantea una matriz de ensayos a realizar, con el último objetivo de validar esta experimentalmente.

Luego de la realización experimental de la batería de ensayos previamente programada, advertimos que los resultados experimentales se ajustan bastante a lo esperado a partir del citado modelo. Sin embargo, podemos predecir aún mejor los resultados a obtener de forma empírica si utilizamos un modelo de ajuste propio (coeficientes obtenidos a partir de ensayos realizados en la propia instalación). El inconveniente principal de este modelo radica en que las predicciones que ofrece no son extrapolables a rangos de presiones en los que no se han realizado ensayos (por las limitaciones existentes: imposibilidad de determinados componentes de la instalación de sobrepasar determinadas presiones de operación). Es posible entonces abrir aquí una vía a futuros estudios en caso de que en un futuro se realicen las modificaciones necesarias en la instalación con el objetivo de mitigar dichas limitaciones.

Siendo esto así, no existe inconveniente alguno en validar el “Modelo DORIN ajustado”, y con ello, la expresión matemática para el cálculo de la presión óptima presentada en la Ecuación 19, cumpliéndose así el objetivo de este estudio.

