



# **UNIVERSITAT JAUME I**

**ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS  
GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

## ***ESTUDIO EXPERIMENTAL Y MODELIZACIÓN DE UN MICRO REFRIGERADOR DOMÉSTICO***

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**AUTOR**

**Eduard García Muñoz**

**DIRECTOR**

**Rodrigo Llopis Doménech**

Castellón, Septiembre de 2015



## AGRADECIMIENTOS

Los trabajos presentados en este proyecto han sido desarrollados durante mi estancia en Francia en el INSA de Lyon, en el Centre Thermique de Lyon (CETHIL). Este proyecto ha sido realizado a partir de toda la experiencia adquirida durante 3º y 4º curso como estudiante en el Departamento de Ingeniería en Energía y Medio Ambiente (GEN) y también con el grupo de investigación ISTENER de la UJI en España.

De este modo, quiero expresar mi total gratitud al señor Philippe Haberschill y al señor Rémi Revellin, catedráticos del departamento GEN del INSA de Lyon y tutores del proyecto, por su disponibilidad, su paciencia, por el seguimiento de este proyecto y su constante estímulo para la reflexión de la problemática de este estudio.

Además, mi especial agradecimiento al señor Frédéric Lefèvre, director del departamento GEN del INSA de Lyon, por su ayuda y su esfuerzo a ayudarme a realizar mis prácticas en el CETHIL, así como también al señor Rodrigo Llopis Doménech, Doctor en el Departamento de Ingeniería y Construcción de la Universitat Jaume I, tanto por el seguimiento de este proyecto como por haber aceptado ser el Director de mi Trabajo Final de Grado.

Asimismo, quiero expresar mi profundo agradecimiento al señor Jacques Jay, antiguo director del departamento GEN del INSA de Lyon, por su seguimiento y apoyo permanente, sus consejos y su disponibilidad durante mi primer año en el INSA.

Igualmente, quiero agradecerle al señor Jean Paul Ancian, profesor del Centro de Deportes y entrenador del equipo de fútbol del INSA de Lyon, por su ayuda constante durante mi difícil primer año en el INSA y su interés mostrado para mi aceptación en cursar el 4º curso en el departamento GEN.

También me gustaría expresar mi gratitud a los miembros del laboratorio y del taller del CETHIL, a los profesores, investigadores, estudiantes y técnicos que me han ayudado ciertamente en el aprendizaje de los nuevos programas de ordenador y me han solucionado los problemas de la instalación a nivel técnico.

Finalmente, agradezco a mis padres, profesores en la escuela primaria, a animarme a realizar mis estudios en Francia, por su ayuda constante y por sus preciosos consejos. Tanto a ellos, como a los familiares y amigos que han mostrado interés en el avance de este trabajo.



## RESUMEN

En los últimos años, un compresor frigorífico de tamaño reducido ha sido propuesto en el ámbito de la refrigeración. Por consiguiente, el año 2013 el laboratorio del CETHIL diseñó un circuito frigorífico en miniatura con el propósito de implantarlo en electrodomésticos de baja potencia, con el objetivo de una eficiencia elevada y unas dimensiones mínimas.

Asimismo, su mayor interés era su funcionamiento sin aceite. Sin embargo, a causa de una avería en el compresor, algunas modificaciones serán necesarias para resolver este problema y continuar con su estudio.

De este modo, el objetivo del proyecto es efectuar un redimensionamiento de los intercambiadores de calor a partir del pliego de condiciones impuestas por el nuevo compresor y de los ensayos experimentales realizados precedentemente. Además, un modelo capaz de simular el comportamiento dinámico será desarrollado y comparado con los resultados experimentales finales, y el circuito será probado como un sistema de refrigeración de agua, con el fin de evaluar sus posibilidades de empleo.

**Palabras clave:** sistemas de refrigeración de baja potencia, compresor de baja potencia, modelización dinámica, ebullición convectiva, condensación en cambio de fase, dimensionado de intercambiadores de calor, pérdidas de presión, R134a.

## ABSTRACT

For some years now, a more compact refrigeration compressor has been needed in the refrigeration market. Thus in 2013, the laboratory of Cethyl designed a miniature refrigeration circuit, for low power domestic appliances, that combined high efficiency with minimal dimensions.

Furthermore, a major interest in this design was due to its use of an oil-free compressor. However, this device also suffered from mechanical breakdowns. Consequently, further modifications would be needed to solve these problems and to continue with the study of the circuit.

Hence, the first major aim of this project is to solve the mechanical problems by accurately sizing heat exchangers based on the specifications of the new compressor and on the previously collected data. Additionally, a model capable of simulating transient behavior will be developed and compared to eventual experimental results, and the device will be bench tested by incorporating a water chiller into the design in order to evaluate potential applications.

**Key words:** low power refrigerating systems, micro refrigeration systems, low power compressor, transient model, convective boiling, phase change condensation, heat exchangers sizing, pressure drop, R134a.



## **DOCUMENTOS DEL PROYECTO**

<b>1. MEMORIA</b>	<b>1</b>
<b>2. ANEXOS</b>	<b>81</b>
<b>3. PLANOS</b>	<b>101</b>
<b>4. PLIEGO DE CONDICIONES</b>	<b>107</b>
<b>5. ESTUDIO ECONÓMICO</b>	<b>117</b>



# **MEMORIA**



# ÍNDICE DE LA MEMORIA

<b>NOMENCLATURA</b>	<b>5</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN</b>	<b>7</b>
<b>II. ESTUDIO BIBLIOGRÁFICO</b>	<b>9</b>
II.1.    Principio de funcionamiento de los sistemas de refrigeración	9
II.2.    Sistemas de refrigeración de baja potencia	11
II.3.    Correlaciones utilizadas en los procesos de transferencia de calor	12
II.3.1.    Pérdidas de carga	13
II.3.1.1.    Flujo monofásico	13
II.3.1.2.    Flujo bifásico	13
II.3.2.    Método del DTLM	16
II.3.3.    Método de la eficiencia – NTU	16
II.3.4.    Coeficiente de transferencia térmica	17
II.3.4.1.    Flujo monofásico	17
II.3.4.1.1.    Correlaciones para convección forzada	17
II.3.4.1.2.    Flujo externo sobre bancos de tubos	18
II.3.4.2.    Flujo bifásico	18
II.3.4.2.1.    Proceso de evaporación	18
II.3.4.2.2.    Proceso de condensación	20
II.3.5.    Coeficiente global de transmisión de calor	23
II.4.    Caracterización matemática en régimen transitorio	24
II.4.1.    Propiedades termodinámicas	24
II.4.2.    Modelización del evaporador	24
II.4.2.1.    Descripción de las ecuaciones	25
II.4.2.2.    Cálculo de las temperaturas	27
II.4.3.    Modelización del compresor	28
II.4.4.    Modelización de la válvula de expansión	29
<b>III. DIMENSIONAMIENTO DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO</b>	<b>30</b>
III.1.    Dimensionamiento de los diferentes elementos	30
III.1.1.    Compresor	31
III.1.2.    Condensador	36
III.1.3.    Evaporador	38

III.2.	Descripción del banco de pruebas	45
III.2.1.	Características generales	45
III.2.2.	Elección de los elementos de medida	46
III.2.2.1.	Caudalímetros	47
III.2.2.2.	Manómetros	47
III.2.2.3.	Termopares	48
III.2.3.	Adquisición de datos	48
III.2.4.	Construcción del nuevo circuito frigorífico	52
<b>IV.</b>	<b>ESTUDIO EXPERIMENTAL</b>	<b>53</b>
IV.1.	Proceso de carga de fluido refrigerante	53
IV.2.	Pruebas con el compresor hermético	55
IV.3.	Conclusiones	61
<b>V.</b>	<b>MODELIZACIÓN DINÁMICA</b>	<b>65</b>
V.1.	Presentación del modelo matemático	65
V.2.	Consideración de los nuevos parámetros	66
V.3.	Determinación del caudal másico	67
V.4.	Estudio paramétrico	68
V.5.	Conclusiones	71
<b>VI.</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>73</b>
VI.1.	Conclusiones sobre el proyecto	73
VI.2.	Vías de continuidad	73
VI.3.	Conclusiones personales	74
	<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>76</b>

## NOMENCLATURA

### Notaciones latinas – Cantidades físicas

A	Sección transversal para el modelo de Thome	$m^2$
COP	Coefficiente de rendimiento	-
$C_c$	Capacidad calorífica	J/K
$c_p$	Capacidad calorífica específica a presión constante	J/kgK
c	Velocidad del fluido	m/s
d	Diámetro del conducto	m
E	Parámetro correctivo de ebullición nucleada	-
e	Espesor	m
F	Parámetro correctivo de convección	-
f	Coefficiente de fricción	-
G	Velocidad másica	kg/m <sup>2</sup> s
g	Aceleración de la gravedad	m/s <sup>2</sup>
h	Entalpía másica	J/kg
$h_{LV}$	Calor latente másica de cambio de fase	J/kg
i	Divisiones longitudinales del intercambiador de calor	-
K	Coefficiente global de transmisión de calor	W/m <sup>2</sup> K
k	Coefficiente politrópico	-
L	Longitud	m
M	Masa	kg
$\dot{m}$	Caudal másico	kg/s
N	Velocidad de rotación del árbol del compresor	tr/min
Nu	Número de Nusselt	-
NTU	Nombre de Unidades de Transferencia	-
P	Presión	Pa
p	Paso de aleta	m
Pr	Número de Prandtl	-
q	Calor másico	J/kg
$\dot{q}$	Flujo de calor o densidad de flujo	W/m <sup>2</sup>
$\dot{Q}$	Potencia térmica	W
$R_t$	Resistencia térmica	K/W
Re	Número de Reynolds	-
S	Superficie	m <sup>2</sup>
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
U	Energía interna	J
u	Energía interna másica	J/kg
V	Volumen	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	Caudal volumétrico	m <sup>3</sup> /s
w	Trabajo técnico másico	J/kg
$\dot{W}$	Potencia técnica	W
x	Título de vapor del R134a	-
Y	Parámetro de Müller-Steinhagen	-
z	Longitud infinitesimal	m

### Letras griegas

$\alpha$	Coefficiente de transferencia térmica	W/m <sup>2</sup> K
$\gamma$	Coefficiente de deslizamiento	-

$\delta$	Índice de compresión	-
$\varepsilon$	Eficiencia del intercambiador de calor	-
$\eta$	Rendimiento	-
$\theta$	Ángulo de la película líquida	rad
$\Delta$	Relativo a la variación de un parámetro	-
$\mu$	Viscosidad dinámica	kg/ms
$\xi$	Espesor de la película líquida	m
$\tau$	Índice de volumen muerto	-
$\lambda$	Conductividad térmica	W/mK
$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
$\Psi$	Coficiente de pérdida de presión	-
$\varphi$	Fracción de vacío	-
$u$	Volumen másico	m <sup>3</sup> /kg
$\chi_t$	Parámetro de Martinelli	-
$\Omega$	Sección de apertura de la válvula de expansión	m <sup>2</sup>

### Índices y superíndices

0	Inicial	front	Frontal
1	Entrada compresor	g	Izquierda
2	Entrada condensador	h	Hidráulico
3	Salida condensador	hom	Homogéneo
4	Entrada válvula	i	Interior
5	Entrada evaporador	is	Isentrópico
6	Salida evaporador	l	Fase líquida
a	Aceleración	lam	Laminar
ail	Aleta	LM	Relativo al DTLM
air	Relativo al aire	M	Máximo
amb	Ambiente	m	Medio
asp	Aspiración	min	Mínimo
c	Caliente	mono	Monofásico
cil	Relativo a la cilindrada	ouv	Apertura
co	Convectivo	p	Pared
cui	Cobre	pertes	Pérdidas térmicas
comp	Compresión o compresor	r	Longitudinal (aleta)
cond	Condensador o condensación	R134a	Fluido refrigerante
d	Derecha	s	Salida
det	Relativo a la válvula	sat	Saturación
diph	Bifásico	sec	Fluido secundario
e	Entrada	sous	Subenfriamiento
eau	Relativo al agua	strat	Estratificación
elec	Eléctrico	sur	Sobrecalentamiento
en	Ebullición nucleada	t	Transversal (aleta)
ev	Evaporador o evaporación	TOT	Total
ext	Exterior	tur	Turbulento
f	Frío	v	Fase vapor
film	Película	vol	Volumétrico

# I. INTRODUCCIÓN

En primer lugar, este proyecto es una continuación del estudio iniciado en 2013 por el antiguo estudiante en prácticas en la empresa, con el objetivo de realizar la construcción de este circuito frigorífico para un proyecto ligado a los electrodomésticos del grupo SEB.

Por otro lado, el objetivo inicial de este proyecto era realizar un estudio a partir de un compresor de última generación diseñado por Embraco. Sin embargo, este compresor no será considerado para la continuación del proyecto a causa de una avería. Así pues, como este elemento era la pieza clave para el control del circuito a estudiar e imponía diversas características esenciales para el redimensionado, será necesario obtener las características del compresor sustituto para reanudar el estudio.

Para esto, será necesario tener en cuenta las conclusiones del último usuario del circuito [1], para poder actuar sobre los problemas encontrados y corregirlos. Consecuentemente, las perspectivas a mejorar son las siguientes:

- Realizar un modelo dinámico más potente: se necesitará un modelo más realista del compresor, teniendo en cuenta su regulación con las pérdidas térmicas.
- Redimensionamiento del evaporador, con un cálculo de las pérdidas de carga y del coeficiente de transferencia térmica más preciso para el nuevo evaporador.

Ahora bien, respecto al objetivo, el circuito considerado deberá ser capaz de enfriar el agua de la red de abastecimiento (simulado como un depósito de 2 litros), inicialmente a la temperatura media de esta red, hasta la temperatura de 1 °C, cumpliendo con un periodo de tiempo tolerable, es decir, inferior a una hora.

Consecuentemente, para expresar la información proporcionada en el resumen inicial y en esta introducción, las etapas detalladas en el siguiente párrafo serán seguidas para poder desarrollar el trabajo requerido y, asimismo, cada una formará parte de un capítulo diferente del informe, estructuradas de la forma siguiente:

- **Estudio bibliográfico:** Se describirá la búsqueda realizada en la literatura de las correlaciones más recientes utilizadas en el redimensionado de circuitos frigoríficos. Asimismo, los artículos científicos y los avances más recientes en sistemas de refrigeración de baja potencia serán descritos para poder exponer los límites de este proyecto, las novedades aportadas, y las futuras perspectivas de continuidad del mismo.
- **Dimensionado del circuito frigorífico:** Se efectuará un redimensionado a partir de los datos y características del nuevo compresor considerado, gracias a la programación con Matlab y su relación con el programa de propiedades Refprop. Igualmente, el programa EES será utilizado para la construcción del modelo en régimen transitorio. Finalmente, el banco de pruebas será reconstruido parcialmente con los nuevos elementos y dispositivos.

- **Estudio experimental:** El circuito será probado, y los resultados experimentales obtenidos serán descritos, analizados e interpretados.
- **Modelización dinámica:** En paralelo, un estudio sobre el modelo en régimen transitorio del sistema será desarrollado a partir del modelo precedente, pudiendo validarlo o no después de su comparación con los resultados experimentales.
- **Conclusión:** En resumen, una evaluación general del proyecto será descrita, y su posible continuidad será considerada.

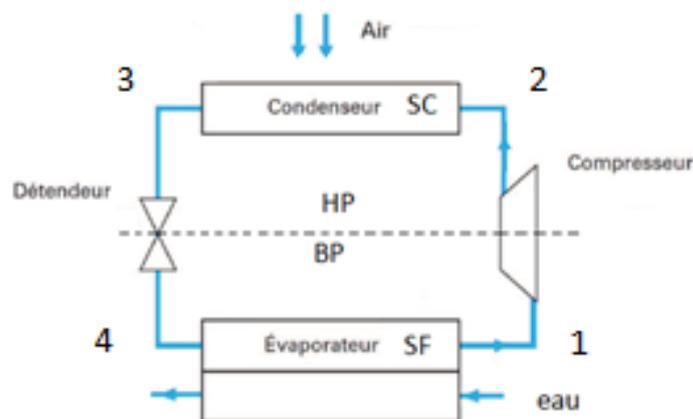
## II. ESTUDIO BIBLIOGRÁFICO

### II.1. Principio de funcionamiento de los sistemas de refrigeración

En primer lugar, es necesario ubicarse en el ámbito de estudio de las instalaciones frigoríficas en circuito cerrado. El sistema considerado es un fluido en evolución cíclica, llamado fluido refrigerante (R134a en el caso de estudio), cuya función es tomar energía calorífica de la fuente fría (SF) y cederla a la fuente caliente (SC), siendo éste el proceso más común y extendido para la producción de frío [2].

De este modo, el sistema a estudiar es un ciclo de compresión de vapor constituido formado por cuatro elementos: un compresor monoetápico de simple efecto, un condensador con superficies aleteadas refrigerado por aire de un ventilador, un órgano de expansión formado por una válvula y un evaporador a tubos coaxiales por el que circulan el fluido refrigerante por el conductor interior y el agua por el exterior, a contracorriente.

Asimismo, esta máquina de compresión de vapor está basada en el principio del método de refrigeración por compresión, que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado, creando zonas de alta presión (HP) y de baja presión (BP) para que el fluido pueda extraer calor del evaporador (SF) y cederla al condensador (SC). En resumen, *la figura II.1* muestra el esquema general del ciclo de compresión de vapor:

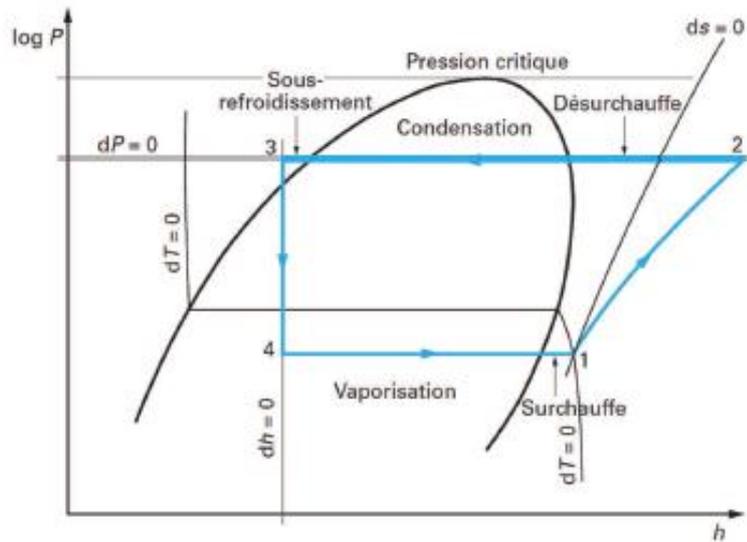


*Figura II.1. Circuito frigorífico de base.*

Consecuentemente, este ciclo comprende cuatro fases. En primer lugar, una compresión del fluido en fase monofásica (1-2). Para que el fluido este en fase monofásica de vapor, un sobrecalentamiento a presión constante es considerado en la entrada del compresor para que la fase líquida no esté presente en este elemento. Acto seguido, un intercambio de calor isobárico con cambio de fase (vapor-líquido) se producirá en el condensador (2-3). En efecto, la presión está ligada a la temperatura en el equilibrio líquido-vapor, es decir, en la curva de saturación, es por esto que toda isobara es al mismo tiempo una isoterma [3]. De este modo, se habrá producido un cambio de fase del fluido en el condensador, de vapor a líquido y de misma manera que en la salida del evaporador, un subenfriamiento del líquido en el

condensador antes de su entrada en la válvula de expansión será efectuado para obtener un intercambio de calor máximo a nivel del condensador y también del evaporador. A continuación, la fase de expansión (3-4) será considerada isoentálpica y adiabática, debido al hecho de que el fluido no intercambia ni energía mecánica ni calor con el exterior. Finalmente, la última transformación del ciclo consiste en un intercambio de calor isobárico (4-1) en el evaporador, convirtiendo el fluido considerado de líquido a vapor.

En conclusión, la *figura II.2* resume el ciclo de compresión de vapor de un sistema frigorífico:



*Figura II.2. Ciclo clásico en el diagrama de Mollier.*

Para terminar con esta sección, en cuanto a la energía considerada en cada fase del ciclo, el Primer Principio de la Termodinámica será definido para expresar la potencia en cada elemento. De este modo, este Primer Principio se enuncia con *la expresión II.1*:

$$w + q = \Delta h_{TOT} \quad (II.1)$$

Suponiendo nula la variación de energía cinética y potencial, y añadiendo el término del caudal másico para poder reescribir *la expresión II.1* en forma de potencias, éstas serán definidas a nivel del compresor (*ecuación II.2*), del evaporador (*ecuación II.3*) y del condensador (*ecuación II.4*):

$$\dot{Q}_{comp} = \dot{Q}_{12} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (II.2)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{41} = \dot{m}\Delta x h_{LV} \quad (II.3)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_4) \quad (II.4)$$

Finalmente, *la ecuación II.5* calcula el coeficiente de rendimiento (COP) o coeficiente de efecto frigorífico, que determina la cantidad de energía en forma de calor extraída de la fuente fría en relación a la cantidad de energía consumida por el compresor:

$$COP = \frac{q_{41}}{W_{elec}} \quad (II.5)$$

En resumen, este proyecto se inscribe en la búsqueda de una buena relación entre las dos magnitudes expresadas en *la fórmula II.5*, gracias al redimensionado de los intercambiadores de calor a partir de las condiciones impuestas por el compresor, con sus bajas potencias asociadas.

## II.2. Sistemas de refrigeración de baja potencia

Posicionándose en un contexto de crecimiento continuo de las aplicaciones eléctricas en el mercado, la posesión de los electrodomésticos es cada día más frecuente en los hogares franceses [4]. En efecto, el consumo de electrodomésticos de baja potencia (PEM, en sus siglas en francés) ha sufrido una progresión creciente de un 16,2 % [4].

De este modo, muchos estudios han sido realizados en el ámbito de los sistemas frigoríficos y son ciertamente motivo de desarrollo actualmente [5, 6, 7, 8], a causa del precio de la energía y del petróleo y del elevado GWP (siglas en inglés de Global Warming Potential) de los sistemas de refrigeración a nivel industrial.

Consecuentemente, el progreso conseguido en relación a estos sistemas ha generado un nuevo interés en su implantación, particularmente buscando ahorrar energía y mejorar la eficiencia de éstos [5]. No solamente en aplicaciones industriales, sino también a nivel de comercios y en el ámbito doméstico.

Por lo tanto, investigaciones recientes demuestran absolutamente este progreso. En efecto, à propósito de la eficiencia, algunas modificaciones como por ejemplo los ciclos multietapas ofrecen un índice de compresión inferior con una eficiencia en el compresor más importante y sobretodo, un COP más elevado que los ciclos monoetápicos [5, 9]. Por ello, esta eficiencia ha podido ser incrementada un 35 % gracias a los ciclos multietapas y un 20 % gracias a la introducción en el ciclo de un eyector [9, 10], en comparación con el ciclo clásico de compresión de vapor.

Así pues, las posibilidades de aplicación comprenden un ámbito muy extenso. No obstante, solamente las aplicaciones de los sistemas de refrigeración de baja potencia serán descritas. Por ejemplo, el COP de un sistema de desecación de baja potencia (con un caudal másico de 1 g/s) podía alcanzar un valor de 6, mientras que para potencias más elevadas, este coeficiente era más reducido [11]. Además, estos sistemas pueden encontrarse en aplicaciones de gran interés y futuro desarrollo desde el punto de vista energético, tales como la desalinización, la energía geotérmica, las energías renovables y la refrigeración de sistemas electrónicos de dimensiones reducidas [12].

En cuanto a las energías renovables, la integración de estas máquinas frigoríficas en sistemas que utilizan la energía solar [13, 14] para edificios sostenibles (con potencias de una magnitud de 15 kW aproximadamente). Aunque el COP sea de aproximadamente de 1, el hecho de que utilice la energía renovable solar, hace que su estudio y desarrollo sea aún más interesante si cabe desde el punto de vista energético. Ahora bien, si el mismo sistema propuesto utilizará energía eléctrica, el COP aumentaría hasta un valor de 3, magnitud similar deseada en los resultados de este mismo proyecto.

Finalmente, las investigaciones y desarrollos más recientes en cuanto a la refrigeración de sistemas electrónicos de dimensiones reducidas han sido realizados mediante la utilización de un sistema cuyo compresor era de baja potencia. Según las experiencias realizadas en la Universidad de Purdue [15], la energía eléctrica consumida por este compresor está comprendida entre los valores de 66 y 104 W, un valor entre 2,6 y 3,7 para el COP, una eficiencia volumétrica entre 58 y 73 % y una eficiencia isentrópica entre 43 y 57 %. En conclusión, el orden de magnitud de los parámetros nombrados en este párrafo será considerado con atención y buscado en la realización de este proyecto.

En conclusión, con la perspectiva de diseñar un circuito frigorífico innovador de pequeñas dimensiones, especialmente con su integración en un sistema de enfriamiento de agua potable, con el pensamiento dirigido hacia la profundización de este estudio de optimización de la energía y con el propósito de aportar una contribución al desarrollo de sistemas de refrigeración de baja potencia, no solamente se dará importancia al estudio de una instalación frigorífica de baja potencia, de 50 a 150 W aproximadamente, sino que también se desarrollarán los algoritmos necesarios para los modelos de sistemas de refrigeración, capaces de simular su comportamiento en régimen transitorio, especialmente a nivel del evaporador, debido a su importante influencia en el dimensionado y modelización de estos sistemas [16].

### **II.3. Correlaciones utilizadas en los procesos de transferencia de calor**

Esta tercera sección del Estudio Bibliográfico tiene como objetivo expresar todas las ecuaciones necesarias para describir los mecanismos físicos que representan a los procesos de transferencia de calor. Es por esto que se hará una distinción en cuanto a la fase a la cual se encuentra el fluido y el régimen de flujo de éste.

En conclusión, el objetivo será la determinación de los coeficientes de transferencia térmica necesarios para el posterior redimensionado y un cálculo preciso de las pérdidas de carga, ya que el evaporador tendrá una longitud donde el fluido será bifásico, y una longitud de valor inferior a la primera donde el fluido ya será monofásico debido al sobrecalentamiento.

### II.3.1. Pérdidas de carga

#### II.3.1.1. Flujo monofásico

El cálculo de las pérdidas de carga regulares [17] de un fluido monofásico en un conducto de longitud  $L$  se efectúa a través de *la formula II.6*, donde  $\psi$  es el coeficiente de pérdidas de carga regulares:

$$\Delta P = \psi \frac{L \rho c^2}{d_h} = \psi \frac{L G^2}{\rho d_h} \quad (II.6)$$

Además, el régimen de flujo puede caracterizarse en laminar o turbulento. En el caso de un flujo en régimen laminar, el coeficiente de pérdidas de carga regulares será determinado a partir de *la ecuación II.7* [18], pero si el régimen de flujo es de carácter turbulento, la expresión utilizada para su cálculo es la correlación de Blasius (*fórmula II.8*), válida para un número de Reynolds de valor comprendido entre 2000 y 100000:

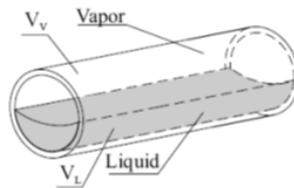
$$\psi = \frac{64}{Re} \quad (II.7)$$

$$\psi = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (II.8)$$

#### II.3.1.2. Flujo bifásico

Entre todos los modelos de cálculo de pérdidas de carga para un fluido en flujo bifásico a lo largo de un conducto, poniendo en especial atención al intercambiador de calor para la fuente fría (evaporador), el modelo de fases separadas ha sido utilizado, en el cual las dos fases son consideradas separadas una de la otra.

Igualmente, en comparación con el modelo homogéneo, quien subestima el valor del coeficiente de fricción bifásico [19], el modelo de fases separadas tiene en consideración que la velocidad de la fase vapor tendrá un valor más elevado que el de la fase líquida. Así pues, en *la figure II.3* se puede observar la representación de las dos fases presentes en el evaporador:



*Figura II.3. Fase vapor (v) y fase líquida (l) en el intercambiador de calor.*

Además, el modelo a fases separadas utiliza el parámetro llamado fracción de vacío, que será calculado con la correlación de Lockhart-Martinelli [20], debido a que esta correlación es aconsejable para presiones poco elevadas si el fluido no es el agua [21] y en flujo en conductos

circulares, como en el caso del estudio. De este modo, *la fórmula II.9* muestra la correlación de Lockhart-Martinelli para el cálculo del índice de vacío:

$$\varphi = \left[ 1 + 0,28 \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,64} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,365} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,07} \right]^{-1} \quad (\text{II.9})$$

Finalmente, se recurrirá a las correlaciones del modelo de fases separadas de Müller-Steinhagen y Heck, habitualmente utilizadas por el hecho de ofrecer una buena adecuación con los resultados experimentales [18, 22, 23]. Según Wang [23], las correlaciones de Müller-Steinhagen y Heck ofrecen una adaptación óptima con las medidas experimentales con una desviación típica inferior al 20 %. Por consiguiente, será necesario definir las hipótesis aplicadas para este modelo: se ha supuesto un equilibrio termodinámico entre la fase líquida y la fase vapor, la velocidad de la fase vapor y la de la fase líquida se han considerado constantes, es decir, que no varían en función del tiempo.

Por otra parte, la longitud del evaporador ha sido seccionada en pequeños “trozos” con el fin de obtener un cálculo más preciso de las pérdidas de carga totales. En primer lugar, un valor de la longitud ha sido fijada para obtener una diferencia del título de vapor de 0,001 entre cada sección realizada, como muestra *la figura II.4*:



*Figura II.4. Divisiones del evaporador según el título de vapor y la longitud.*

En relación con el título de vapor, *la fórmula II.10* proporciona la relación entre éste y la longitud en la que se ha dividido el intercambiador de calor. Para poder utilizar esta relación, será necesario admitir la hipótesis de una variación lineal del título de vapor en función de la posición que ocupa la sección o trozo en el intercambiador [21]. De este modo, *la fórmula II.11* proporciona la relación infinitesimal entre estos dos parámetros:

$$\Delta x = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m} h_{LV}} = \frac{\dot{q} \pi d \Delta L}{\left( G \frac{\pi d^2}{4} \right) h_{LV}} = \frac{4 \dot{q}}{G d h_{LV}} \Delta L \quad (\text{II.10})$$

$$dx = \frac{4 \dot{q}}{G d h_{LV}} dL \quad (\text{II.11})$$

En *la expresión II.10* se puede observar que la velocidad másica del fluido, representado con la letra G, es calculada como la división entre el caudal másico y la sección del conducto por el que el fluido circula, y este parámetro será utilizado en las fórmulas posteriores.

Por otra parte, será necesario definir el número de Reynolds para la fase vapor (*expresión II.12*) y para la fase líquida (*expresión II.13*):

$$Re_v = \frac{Gd}{\mu_v} \quad (II.12)$$

$$Re_l = \frac{Gd}{\mu_l} \quad (II.13)$$

A continuación, en función del régimen del flujo, proporcionado por el valor del número de Reynolds, los coeficientes de fricción para la fase líquida y para la fase vapor serán calculados. Posteriormente, según el régimen de flujo de cada fase, *la fórmula II.14* será utilizada para un régimen laminar ( $Re < 2000$ ), y *la expresión II.15* para un régimen turbulento ( $Re \geq 2000$ ). Normalmente, la fase vapor será caracterizada por un régimen turbulento y la fase líquida, por un régimen laminar, debido a la magnitud de la viscosidad dinámica, con un valor más elevado para la fase líquida.

$$f_{lam} = \frac{16}{Re} \quad (II.14)$$

$$f_{tur} = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (II.15)$$

Acto seguido, a partir del cálculo de dos parámetros constantes para las dos fases (*expresión II.16* para la fase vapor y *expresión II.17* para la fase líquida), se determinará un parámetro Y con *la fórmula II.18*. A su vez, este parámetro varía con el título de vapor, es decir, un valor de Y se obtendrá para cada sección del evaporador:

$$\left[ \frac{dP}{dz} \right]_v = f_v \frac{2G^2}{d\rho_v} \quad (II.16)$$

$$\left[ \frac{dP}{dz} \right]_l = f_l \frac{2G^2}{d\rho_l} \quad (II.17)$$

$$Y = \left[ \frac{dP}{dz} \right]_l + 2 \left[ \left[ \frac{dP}{dz} \right]_v - \left[ \frac{dP}{dz} \right]_l \right] x \quad (II.18)$$

Finalmente, *la fórmula II.19* muestra el valor de las pérdidas de carga para cada sección del intercambiador de calor, el cual será posteriormente multiplicado por la división infinitesimal de longitud de esa pequeña sección, calculando así el valor total de las pérdidas de carga con *la fórmula II.20*:

$$\left[ \frac{dP}{dz} \right]_f = Y(1-x)^{1/3} + \left[ \frac{dP}{dz} \right]_v x^3 \quad (II.19)$$

$$\Delta P_T = \left[ \sum_i^n \Delta P_i \right] = \left[ \sum_i^n \left[ \frac{dP}{dz} \right]_f dL \right] \quad (II.20)$$

En definitiva, cabe observar que el cálculo de pérdidas de carga es considerado solamente para tener una idea aproximada de su valor teórico, es por esta razón que las pérdidas de carga singulares en el evaporador se han despreciado. No obstante, aunque no se hayan calculado, se sabe que éstas están presentes, debidas a posibles orificios producidos por una mala soldadura, a estrechamientos, a convergentes o a divergentes [17].

### II.3.2. Método del DTLM

Seguidamente, para poder evaluar la potencia intercambiada en el evaporador y en el condensador, definidas en *las ecuaciones II.3 y II.4*, respectivamente, y considerando el coeficiente global de transmisión de calor que será definido en *la sección II.3.5*, se deberá considerar un salto medio de temperaturas entre el fluido refrigerante y el fluido secundario del intercambiador de calor en cuestión.

De este modo, el método de la Diferencia de Temperatura Logarítmica Media (DTLM), utiliza *la expresión II.21* para determinar esa variación de temperatura media representativa del intercambiador, la cual será utilizada en el posterior redimensionado de los intercambiadores de calor para poder establecer el área de intercambio necesaria para la potencia supuesta.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_d - \Delta T_g}{\ln \frac{\Delta T_d}{\Delta T_g}} = \frac{(T_{c,s} - T_{f,e}) - (T_{c,e} - T_{f,s})}{\ln \frac{(T_{c,s} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,s})}} \quad (II.21)$$

### II.3.3. Método de la eficiencia – NTU

Por otro lado, el método de la eficiencia – Número de Unidades de Transferencia (NTU) marca la relación entre el salto de temperaturas de un fluido respecto al salto logarítmico de temperaturas en el intercambiador, y representa la medida del tamaño del intercambiador. En otras palabras, si se tiene una hipotética superficie infinita de un intercambiador, su eficiencia tenderá al 100 %, y como la eficiencia y el NTU están relacionados, cuando más grande sea el valor del NTU, más eficaz será el intercambiador: valores de entre 3 y 4, equivalentes a una eficiencia de entre 60 y 80 % son considerados como valores excelentes [3].

De este modo, el valor del NTU no se utilizará para el redimensionado, sino para verificar la eficiencia del intercambiador, gracias a la expresión general mostrada en *la formula II.22*:

$$NUT = \frac{KS}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (II.22)$$

Finalmente, la eficiencia se define como la relación entre la potencia real transferida en el intercambiador respecto a la máxima potencia que podría transferirse si el intercambiador fuese de superficie infinita y a contracorriente. De este modo, *la expresión II.23* que define la eficiencia, será utilizada para determinar la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación ( $T_{sat}$ ) posteriormente.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_{min}\Delta T_e} = \frac{\Delta T_{sec}}{\Delta T_e} = \frac{\Delta T_{sec}}{T_{sec,e} - T_{sat}} \quad (II.23)$$

### II.3.4. Coeficiente de transferencia térmica

En esta cuarta parte de las correlaciones utilizadas en los procesos de transferencia de calor, se definirán por una parte, los coeficientes de transferencia térmica para el flujo monofásico, con las correlaciones necesarias para la convección, para los fluidos secundarios tanto en el evaporador (agua) como en el condensador (aire); y por otra parte, el cálculo de los coeficientes para la transferencia térmica durante el cambio de fase, es decir, durante la evaporación y la condensación.

#### II.3.4.1. Flujo monofásico

##### II.3.4.1.1. Correlaciones para convección forzada

En relación con el flujo monofásico, el intercambio térmico se produce mediante el mecanismo físico de la convección forzada. Para definirla, las principales correlaciones para el flujo a través de conductos de sección circular serán consideradas, y habrá que diferenciar entre los dos intercambiadores. Para el evaporador, el agua circula por el interior del conducto, es decir, en flujo interno; y para el condensador, el aire circula en flujo externo a través de un banco de tubos. Por consiguiente, será necesario añadir las correlaciones para superficies aleteadas para este último.

En primer lugar, el número de Reynolds será calculado con *la expresión II.24*, para poder calcular el número de Nusselt acto seguido. Este último depende del régimen del flujo, definido según el valor del número de Reynolds, por lo tanto *la fórmula II.25* se utilizará para el régimen laminar ( $Re < 2200$ ) y la ecuación de Colburn [18] definida con *la fórmula II.26*, para el régimen turbulento ( $Re \geq 2200$ ). Finalmente, se debe añadir que número de Prandtl, presente en ambas ecuaciones para el cálculo del número de Nusselt, es tomado con las propiedades evaluadas a la temperatura de película del fluido en cuestión ( $T_{film}$ ).

$$Re = \frac{\rho c d_h}{\mu} = \frac{G d_h}{\mu} \quad (II.24)$$

$$Nu_{lam} = 1,86 \left[ Re Pr \frac{d_h}{L} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0,14} \quad (II.25)$$

$$Nu_{tur} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (II.26)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia térmica será determinado con *la formula II.27*:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_h} \quad (II.27)$$

### II.3.4.1.2. Flujo externo sobre bancos de tubos

Para las superficies aleteadas del condensador, se recurrirá a las correlaciones necesarias para el flujo externo sobre bancos de tubos [24]. En primer lugar, la velocidad másica para las superficies aleteadas será calculada como una velocidad másica máxima con *la ecuación II.28*, y luego el número de Reynolds con *la expresión II.24*. Seguidamente, *las fórmulas II.29 y II.30* determinarán el número de Nusselt en función del flujo y, finalmente, *la fórmula II.27* será utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el aire.

$$G_M = \frac{\rho_e S_{front} c}{S_{min}} = \frac{\rho_e p_t p_{ail} c}{e_{ail} p_{ail} - d_{ext,cond} p_{ail}} \quad (II.28)$$

$$Nu_{lam} = 0,71 Re_{air}^{0,5} Pr_{air}^{1/3} \quad (II.29)$$

$$Nu_{lam} = a b Re^q Pr^{1/3} \quad (II.30)$$

A propósito de los diferentes parámetros definidos en *la relación II.30*, *a* es función del número de rangos transversales de la superficie aleteada, y tanto *b* como *q* dependen de los cocientes  $p_e/d$  y  $p_t/d$ , respectivamente.

### II.3.4.2. Flujo bifásico

En esta parte, se comentarán las ecuaciones que caracterizan los mecanismos de transferencia de calor durante un cambio de fase, para el cambio de fase de líquido a vapor (evaporación), y para la formación del líquido a partir del vapor (condensación). Además, aunque las ecuaciones de la evaporación serán más importantes durante el proceso de redimensionado, las ecuaciones de la condensación serán presentadas igualmente. De esta forma, las ecuaciones mostradas en esta sección serán las utilizadas durante el redimensionado del circuito frigorífico.

#### II.3.4.2.1. Proceso de evaporación

En cuanto a los fenómenos de evaporación, La ebullición convectiva es habitualmente utilizada para asegurar el enfriamiento de habitaciones o ambientes, de líquidos y de sistemas, gracias a una transferencia térmica más eficaz que la ebullición libre [17]. Asimismo, durante la ebullición de un fluido en el interior de un conducto, los intercambios térmicos son regidos por dos mecanismos físicos principales: por una parte, por la convección forzada, y por otra parte, por el proceso de ebullición nucleada a partir de una pared suficientemente calentada para que haya generación de vapor. Estos dos mecanismos dependen fuertemente uno del otro debido a la coexistencia de las dos fases.

Consecuentemente, el coeficiente de transferencia de calor para el proceso de ebullición en tubos horizontales ha sido y es objeto de estudio desde hace algunos años [23], algunos modelos para su determinación han sido considerados [25, 26, 27]. Estos tres modelos estudiados [28] se caracterizan por ser modelos aditivos [29], es decir, comparten las mismas características, y consisten en un cálculo de un coeficiente de transferencia local para cada

hipotética sección del evaporador. Estos modelos están regidos por *la correlación II.31* siguiente:

$$\dot{q}_{evap} = \alpha \cdot (T_p - T_{sat}) \quad (II.31)$$

Asimismo, en los modelos aditivos, se considera que el intercambio térmico se debe a la superposición de los fenómenos de convección y de ebullición nucleada, ponderados por unos factores llamados “factores de supresión” [29]. Finalmente, el modelo de Chen ha sido propuesto para el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor locales, siendo éste el modelo más utilizado [21, 30], especialmente para flujos en conductos circulares. El hecho de que el modelo de Chen sea el más habitual es debido a que sus correlaciones son válidas para un régimen de convección forzada bifásico, para un régimen de ebullición nucleada saturada y para otras configuraciones del intercambiador [18].

Por otra parte, cabe observar que existen dos modos de utilizar este modelo: por un lado, con la hipótesis de temperatura impuesta y por otro lado, a flujo de calor impuesto. Para el caso del estudio, la primera opción será la elegida, y la hipótesis realizada es la siguiente: Como se ha expresado anteriormente, la temperatura varía en función del lugar del evaporador, pero el modelo elegido impone una temperatura, cosa que es absurdo para el posterior tratamiento del modelo. Por consiguiente, la hipótesis considerada para el cálculo del coeficiente de transferencia térmica final para el evaporador es que el flujo de calor es constante.

De este modo, en primer lugar será necesario calcular el parámetro de Martinelli con *la expresión II.32*, que variará en función del título de vapor, y por consiguiente con el lugar de la hipotética sección en el evaporador:

$$\chi_t = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (II.32)$$

A continuación, los factores de supresión serán calculados. Para la convección, *la expresión II.33* o *la expresión II.34* se utilizarán en función del valor del parámetro de Martinelli; y para la ebullición nucleada, su factor de supresión se determinará a partir de la relación II.36, en función del parámetro F (*expresión II.33* o *la expresión II.34*) y del valor del número de Reynolds (*ecuación II.35*):

$$F = 1 \quad \text{si } \chi_t \geq 10 \quad (II.33)$$

$$F = 2,35 \left(\frac{1}{\chi_t} + 0,213\right)^{0,736} \quad \text{si } \chi_t < 10 \quad (II.34)$$

$$Re = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} F^{1,25} \quad (II.35)$$

$$E_{en} = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re^{1,17}} \quad (II.36)$$

Acto seguido, se calculará la variación de la temperatura de saturación a partir de *la fórmula 11.37*, y *la fórmula 11.38* servirá para determinar la variación de la presión de saturación:

$$\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat} \quad (11.37)$$

$$\Delta P_{sat} = \frac{\Delta T_{sat} h_{LV}}{T_{sat}(v_v - v_l)} \quad (11.38)$$

De esta forma, *la expresión 11.39* proporciona el valor del coeficiente convectivo de transferencia térmica y del mismo modo *la expresión 11.40* calcula el coeficiente de transferencia térmica para la ebullición nucleada, para poder calcular finalmente los coeficientes locales en el interior del evaporador con *la correlación 11.41*:

$$\alpha_{co} = 0,023 \left( \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \right)^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{\lambda_l}{d} \quad (11.39)$$

$$\alpha_{en} = 0,00122 \left( \frac{\lambda_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \Delta h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} \quad (11.40)$$

$$\alpha(x) = E_{en} \alpha_{en} + F \alpha_{co} \quad (11.41)$$

En conclusión, cabe destacar que esta última *correlación 11.41* determina el coeficiente de manera local, es decir, se realiza un cálculo para todos los coeficientes locales en función de sus parámetros, que dependen a su vez del título de vapor diferente para cada sección del evaporador. Por consiguiente, se ha estimado necesario calcular un valor medio de estos coeficientes locales a partir de su integración con *la expresión 11.42*:

$$\alpha_{m,i} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_e}^{x_s} \alpha(x) dx = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(z) dz \quad (11.42)$$

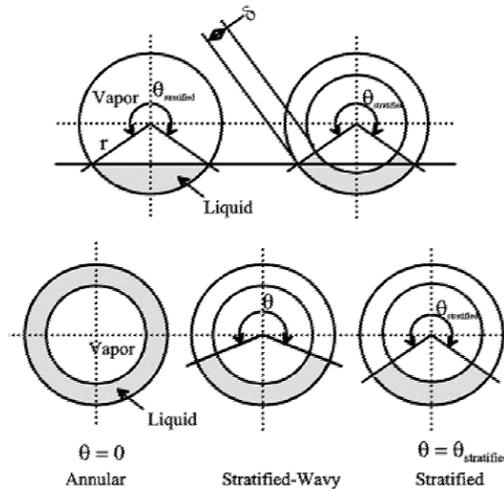
#### 11.3.4.2.2. Proceso de condensación

En esta se expondrán los intercambios de calor cuando la fase vapor entra en contacto con una pared fría y se condensa, transformándose en forma líquida [17].

De este modo, dos tipos de condensación pueden ser definidos: la condensación en gotas, en la cual el líquido no moja la pared; y la condensación en película, donde el condensado formado cubre el perímetro del tubo con una película de líquido. En el caso de estudio, el tipo de fenómeno que se produce es la condensación en película, debido a la utilización de fluidos refrigerantes, ya que éstos empapan la pared [21]. En resumen, el interés se centrará en estudiar el caso de la condensación en convención forzada en el interior de conductos horizontales [31].

Consecuentemente, numerosos investigadores y autores han estudiado los fenómenos de condensación en el interior de tubos horizontales [32, 33, 34]. Para ello, las correlaciones del modelo de Thome [35], habitualmente utilizado [17, 36], determinarán el coeficiente de transferencia térmica para el fluido refrigerante R134a, debido a que los valores de algunos parámetros (velocidad másica entre 16 y 1532 kg/m<sup>2</sup>s, diámetro interior entre 3,14 y 21,4 mm y bajas presiones) tienen una magnitud similar a buscada en el caso del proyecto.

Al mismo tiempo, este método utiliza dos coeficientes de transferencia térmica:  $\alpha_{co}$  es el coeficiente de intercambio para el perímetro mojado por el flujo axial de la película líquida y comprende el flujo anular, intermitente y el de neblina o rocío; y  $\alpha_{film}$ , determinado con la teoría de Nusselt [37], es el coeficiente de intercambio para la parte superior del perímetro del conducto, es decir, donde el flujo puede ser estratificado-ondulante o completamente estatificado. En resumen, *la figura II.5 muestra los regímenes de flujo* [36] mencionados en este párrafo:



*Figure II.5. Esquema de las superficies líquida y vapor para el cálculo del espesor de la película.*

A continuación, el proceso de cálculo del coeficiente de transferencia local para la condensación será presentado. Cabe observar que se trata de un cálculo iterativo, por consiguiente solamente las ecuaciones más importantes serán descritas.

En primer lugar será necesario determinar el índice de vacío local en función del título de vapor con *la expresión II.45*. Para esto, se deberá calcular el índice de vacío homogéneo con *la expresión II.43* y el índice de vacío de Rouhani con *la expresión II.44* [36]:

$$\varphi_{hom} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (II.43)$$

$$\varphi_{ro} = \frac{x}{\rho_v} \left( [1 + 0,12(1-x)] \left[ \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{\dot{m}\rho_l^{0,5}} \right)^{-1} \quad (II.44)$$

$$\varphi = \frac{\varphi_{hom} - \varphi_{ro}}{\ln(\varphi_{hom}/\varphi_{ro})} \quad (II.45)$$

Seguidamente, será conveniente identificar el tipo de régimen del flujo. Para esto, un programa en Excel [36], que contiene las características necesarias (valores de la velocidad másica, flujo de calor, título de vapor, diámetro del conducto y temperatura de saturación) para el cálculo de los coeficientes de transferencia térmica locales, ha sido utilizado para conocer el régimen del flujo y facilitar la escritura concentrada de las correlaciones. De esta forma, sabiendo que el régimen es estratificado-ondulante, en primer lugar será necesario determinar el ángulo de la película líquida con *la relación II.46* y el ángulo para la zona estratificada con *la relación II.47*:

$$\theta = \theta_{strat} \left[ \frac{(\dot{m}_{wavy} - \dot{m})}{(\dot{m}_{wavy} - \dot{m}_{strat})} \right]^{0,5} \quad (II.46)$$

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left[ \pi(1 - \varphi) + \left( \frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} [1 - 2(1 - \varphi) + (1 - \varphi)^{1/3} - \varphi^{1/3}] - \frac{1}{200} (1 - \varphi)\varphi[1 - 2(1 - \varphi)][1 + 4((1 - \varphi)^2 + \varphi^2)] \right] \quad (II.47)$$

Posteriormente, se calculará la superficie transversal de la fase líquida en el conducto con *la ecuación II.48* para poder determinar el espesor de la película líquida  $\xi$  con un cálculo implícito con *la expresión II.49*:

$$A_l = (1 - \varphi) \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (II.48)$$

$$A_l = \frac{2\pi - \theta}{8} [d_i^2 - (d_i^2 - 2\xi)^2] \quad (II.49)$$

A continuación, un factor correctivo de la rugosidad interfacial  $f_i$  será determinado con *la ecuación II.52*, calculando precedentemente la velocidad media de la fase líquida con *la expresión II.50* y la de la fase vapor con *la expresión II.51*:

$$c_l = \frac{\dot{m}(1 - x)}{(1 - \varphi)\rho_l} \quad (II.50)$$

$$c_v = \frac{\dot{m}x}{\varphi\rho_v} \quad (II.51)$$

$$f_i = 1 + \left( \frac{c_v}{c_l} \right)^{1/2} \left( \frac{g\xi^2(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{1/4} \quad (II.52)$$

De esta forma se podrá determinar el coeficiente de intercambio convectivo con *la ecuación 11.55*, a partir del cálculo precedente del número de Reynolds con *la fórmula 11.53* y del número de Prandtl con *la fórmula 11.54*:

$$Re_l = \frac{4\dot{m}(1-x)\xi}{(1-\varphi)\mu_l} \quad (11.53)$$

$$Pr_l = \frac{c_p \mu_l}{\lambda_l} \quad (11.54)$$

$$\alpha_{co} = 0,003 Re_l^{0,74} Pr_l^{0,5} \frac{\lambda_l}{\delta} f_i \quad (11.55)$$

Cabe destacar que en *las fórmulas 11.53* y *11.54* se utilizarán las propiedades pertinentes del fluido a la temperatura correspondiente, siempre en fase líquido.

Finalmente, *la ecuación 11.56* es la correlación que demuestra que esta determinación del coeficiente de intercambio térmico para la condensación en flujo bifásico se trata de un cálculo iterativo, como se había introducido en los párrafos anteriores: el cálculo del coeficiente  $\alpha_{film}$  necesita conocer el valor del flujo de calor del intercambiador de calor. Asimismo, para calcular este flujo de calor, el programa de cálculo necesitará el valor de la superficie de intercambio del condensador, que es el objetivo final del redimensionado. Por consiguiente, se trata de un cálculo iterativo. En resumen, *la ecuación 11.56* muestra el cálculo del coeficiente de transferencia para la película y *la expresión 11.57* determina finalmente los coeficientes de intercambio locales para el interior del conducto del condensador:

$$\alpha_{film} = 0,655 \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h_{LV} \lambda_l^3}{\mu_l d_i \dot{q}} \right]^{1/3} \quad (11.56)$$

$$\alpha(x) = \frac{\alpha_{film} \theta + (2\pi - \theta) \alpha_{co}}{2\pi} \quad (11.57)$$

En conclusión, se deberá recurrir a *la ecuación 11.42* para poder determinar un coeficiente de intercambio de calor medio que permitirá calcular el coeficiente global de transmisión de calor posteriormente.

### 11.3.5. Coeficiente global de transmisión de calor

Finalmente, se definirá el coeficiente global de transmisión de calor  $K$  utilizado junto al método del DTLM para los dos intercambiadores de calor. Este coeficiente tiene en cuenta la resistencia térmica a la convección interna y a la convección externa, así como a la conducción a través del intercambiador, utilizando la conductividad térmica del material. A partir de esos datos, *la expresión 11.58* calcula el valor de este coeficiente:

$$K_i = \left[ \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\lambda} + \frac{d_i}{d_e \alpha_e} \right]^{-1} \quad (11.58)$$

## **II.4. Caracterización matemática en régimen transitorio**

Los principales objetivos de la modelización del funcionamiento en régimen dinámico de las máquinas frigoríficas de compresión de vapor contemplan la mejor gestión energética de estos por medio de una regulación. Por consiguiente, la ayuda de la simulación numérica es determinante.

Para esto, las ecuaciones del balance de masa, del balance de energía y del balance de la cantidad de movimiento en su forma transitoria serán descritas para poder tener en cuenta la inercia del fluido refrigerante. Consecuentemente, las principales variables de estado elegidas son la energía interna másica y la densidad. Debido a esto, a partir de la integración de las ecuaciones de la conservación de la masa, de la energía y de la cantidad de movimiento, las correlaciones consideradas para estudiar la evolución de las temperaturas y de las presiones tomarán sus propiedades termodinámicas a partir de esas dos variables de estado.

En conclusión, esta simulación permitirá validar el dimensionamiento del circuito frigorífico y de comprender no solamente su comportamiento en función de ciertos parámetros constantes (como el valor del caudal másico del agua y del fluido refrigerante), sino también en función de otros parámetros que varían en el transcurso del tiempo, tales como la presión de evaporación (y por consiguiente su temperatura de saturación), la temperatura de pared del evaporador, y la evolución de la temperatura del agua.

### **II.4.1. Propiedades termodinámicas**

Las variables de estado del fluido refrigerante elegidas son la densidad y la energía interna másica [38], porque estas magnitudes proceden de la integración directa de las ecuaciones de conservación de la masa y de la energía [21]. Consecuentemente, como el R134a es un fluido puro, el conocimiento de esas dos variables de estado permitirá conocer los valores de todos los otros parámetros necesarios, sea cual sea su estado: líquido, vapor o fluido bifásico.

Esto se debe al hecho de que este modelo dinámico se concentra sobretodo en la parte del evaporador, es decir, cuando el fluido se encuentra en estado bifásico, donde la pareja de variables de estado de Presión-Temperatura (utilizada en el modelo en régimen estacionario) ya no es válida para un cambio de estado, ya que produce a temperatura y presión constante.

### **II.4.2. Modelización del evaporador**

Este intercambiador servirá a evaporar el fluido que provenga del intercambiador de calor de la parte de alta presión del circuito frigorífico, travesando antes la depósito de reserva de líquido (RL) y un órgano de expansión. De este modo, la transferencia térmica entre el fluido refrigerante R134a y el agua será modelizado como un conducto: en primer lugar se definirán las hipótesis consideradas e inmediatamente después se describirán las ecuaciones necesarias para representar el modelo en régimen transitorio del evaporador.

**Hipótesis:** El modelo considera el evaporador como adiabático, es decir, solamente los intercambios de calor que se tendrán en cuenta son los intercambios térmicos que tendrán lugar entre el fluido refrigerante, la pared, y el fluido secundario. En este caso, la resistencia térmica de la pared será despreciada en comparación a las resistencias térmicas convectivas de los dos fluidos [39]. Finalmente, se ha supuesto que las presiones, y por consiguiente las temperaturas, son iguales para la fase líquida y para la fase vapor de la mezcla bifásica, debido al hecho que éstas se han supuesto en equilibrio termodinámico [21].

#### II.4.2.1. Descripción de las ecuaciones

A continuación, los balances de masa y de energía serán descritos en los diferentes puntos o “nodos” elegidos para este intercambiador. A propósito del término “nodos”, éste será definido en *la sección V*.

**Conservación de la masa:** *La expresión II.59* es la ecuación de conservación de la masa aplicada al fluido contenido en el evaporador:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (II.59)$$

A partir de la integración de *la ecuación II.59*, *la fórmula II.60* determina la masa en el evaporador:

$$M_{ev} = M_{ev,0} + \int_0^t (\dot{m} - \dot{m}_{comp}) dt \quad (II.60)$$

**Conservación de la energía:** *La relación II.61* es la ecuación de conservación de la energía aplicada al fluido R134a:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s + \dot{Q} \quad (II.61)$$

En *la ecuación II.61*, el término  $\dot{Q}$  es la suma de la potencia térmica intercambiada entre el fluido refrigerante y la pared del intercambiador y de la potencia térmica intercambiada entre la pared y el fluido secundario. De la misma forma que anteriormente, esta *relación II.61* será integrada y desarrollada para obtener finalmente *la ecuación II.62*:

$$U_{ev} = U_{ev,0} + \int_0^t (\dot{m} h_{cond} - \dot{m}_{comp} h_1 + \dot{Q}_{ev,p} - \dot{Q}_{ev,eau}) dt \quad (II.62)$$

Cabe destacar en *la ecuación II.62*, que el signo positivo de la potencia térmica intercambiada para el R134a se debe a su escritura en *la fórmula II.65*.

A continuación, la densidad del fluido R134a en el evaporador podrá ser calculada con la fórmula II.63, y la energía interna másica se determinará con la ecuación II.64. De esta manera, las dos variables de estado podrán ser obtenidas:

$$\rho_{ev} = \frac{M_{ev}}{V_{ev}} \quad (II.63)$$

$$u_{ev} = \frac{U_{ev}}{M_{ev}} \quad (II.64)$$

**Cálculo del flujo de calor:** En cuanto a las potencias definidas a nivel del evaporador, como se ha dicho precedentemente, las utilizadas son las que hacen referencia al intercambio entre el R134a y la pared y el agua y la pared, respectivamente. Asimismo, la figura II.6 muestra un esquema que ilustra los intercambios térmicos producidos en el evaporador:

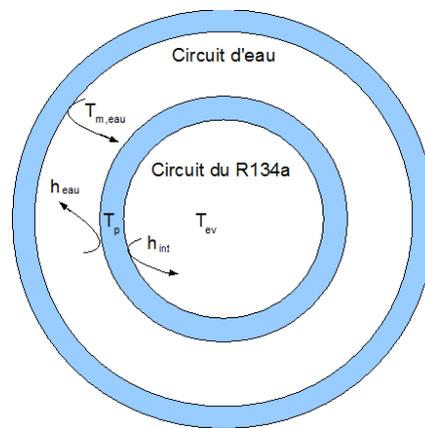


Figura II.6. Esquema de la sección transversal del evaporador.

En conclusión, la potencia intercambiada entre el fluido refrigerante y la pared interior del conducto interno del evaporador podrá ser definida por la ecuación II.65, y entre el fluido secundario (agua) y la pared exterior del conducto interno del evaporador con la ecuación II.66:

$$\dot{Q}_{ev,p} = \alpha_{int} S_{ev,int} (T_{ev,p} - T_{ev}) \quad (II.65)$$

$$\dot{Q}_{ev,eau} = \dot{m}_{eau} c_{p,eau} (T_{eau,s} - T_{eau,e}) \quad (II.66)$$

#### II.4.2.2. Cálculo de las temperaturas

La estimación de las diferentes temperaturas depende de los diferentes flujos de calor a nivel del evaporador, definidos precedentemente en las fórmulas II.65 y II.66, y tienen en cuenta ambos fluidos presentes.

En primer lugar, la expresión II.67 se definirá inicialmente para desarrollarla posteriormente y poder medir, de esta manera, la evolución de la temperatura de la pared del evaporador con la ecuación II.68:

$$\frac{dT_{ev,p}}{dt} = -\frac{1}{C_c} [\dot{Q}_{ev,p} + \dot{Q}_{ev,eau}] \quad (II.67)$$

$$T_{ev,p} = T_{ev,0} + \int_0^t \frac{-(\dot{Q}_{ev,p} + \dot{Q}_{ev,eau})}{m_{cui} c_{p_{cui}}} dt \quad (II.68)$$

Seguidamente, para poder observar la temperatura del agua en la entrada y en la salida del evaporador, será necesario definir en primer lugar la variación de la temperatura del agua en la entrada con *la expresión II.69*, y en segundo lugar desarrollarla para obtener *la relación II.70*:

$$\frac{dT_{eau,e}}{dt} = \frac{1}{C_{eau}} [\dot{Q}_{ev,eau}] \quad (II.69)$$

$$T_{eau,e} = T_{eau,e,0} + \int_0^t \frac{\dot{Q}_{ev,eau}}{M_{eau} c_{p_{eau}}} dt \quad (II.70)$$

Finalmente, para seguir la evolución de la temperatura del fluido secundario en la salida del evaporador, se tendrán en cuenta las transferencias térmicas entre el agua y la pared mediante el método de la eficiencia – NTU, utilizando la eficiencia del evaporador [21]. De este modo, se definirá la ecuación de la eficiencia para un intercambiador con flujo a contracorriente [24] con *la expresión II.71*:

$$\varepsilon_{ev} = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - R)]}{1 - R \exp[-NUT(1 - R)]} = \frac{T_{eau,s} - T_{eau,e}}{T_p - T_{eau,e}} \quad (II.71)$$

En esta *fórmula II.71*, R indica el cociente entre la capacidad térmica del R134a y la capacidad térmica del agua. La capacidad térmica está definida como el producto entre caudal másico del fluido y su calor específico, y se diferencia de la capacidad calorífica porque la primera está definida en función del tiempo.

Además, cabe mencionar que la aplicación del método de la eficiencia – NTU (definido precedentemente en *la expresión II.22*) durante un cambio de fase significa suponer que el caudal másico del fluido secundario es infinito, tomando como hipótesis que la temperatura de pared se mantiene constante [21]. Por consiguiente, el valor de R es igual a 0.

En conclusión, la temperatura de salida del agua se determinará con *la expresión II.72*, desarrollada a partir de la fórmula de la eficiencia (*ecuación II.71*) y de la adición de la expresión del NTU (*fórmula II.22*):

$$T_{eau,s} = T_{eau,e} + (T_p - T_{eau,e}) \left[ 1 - \exp \left[ -\frac{\alpha_{eau} S_{ext}}{\dot{m}_{eau} c_{p_{eau}}} \right] \right] \quad (II.72)$$

Finalmente, este modelo necesita el cálculo de la masa inicial del fluido refrigerante en el evaporador, así como la energía interna inicial. Para ello, será necesario calcular la energía

interna másica inicial con *la expresión II.73* y la densidad inicial en el evaporador con *la ecuación II.74*, definidas a continuación:

$$u_{ev,0} = x_{ev,0}u_{v,sat} + (1 - x_{ev,0})u_{l,sat} \quad (II.73)$$

$$\rho_{ev,0} = \frac{1}{\frac{x_{ev,0}}{\rho_{v,sat}} + \frac{1 - x_{ev,0}}{\rho_{l,sat}}} \quad (II.74)$$

Finalmente, la masa y la energía interna iniciales en el evaporador podrán ser determinadas con *las ecuaciones II.75* y *II.76*, respectivamente:

$$M_{ev,0} = \rho_{ev,0}V_{ev} \quad (II.75)$$

$$U_{ev,0} = M_{ev,0}u_{ev,0} \quad (II.76)$$

### II.4.3. Modelización del compresor

El compresor considerado es un dispositivo hermético que servirá a elevar la presión de un fluido compresible. Por un lado, en cuanto a las hipótesis efectuadas en este elemento, se ha supuesto que el movimiento del fluido es constante [21], y por consiguiente el modelo en régimen estacionario podrá ser utilizado sin precisar las ecuaciones del fluido en el interior del mismo [40].

Por otra parte, en cuanto al régimen transitorio, la densidad a la aspiración (entrada del compresor) varía debido a que ésta es función de la presión de evaporación (y por consiguiente de la temperatura de saturación). Esta presión de evaporación varía con el transcurso del tiempo, hasta llegar al objetivo deseado, es decir, que la temperatura del agua del depósito sea de 1 °C.

Asimismo, el valor del rendimiento volumétrico para el modelo dinámico, determinado con *la fórmula II.77*, será tomado de manera posterior al redimensionado, admitiendo que los valores del coeficiente politrópico, del índice de compresión y del índice de volumen muerte son también constantes. De la misma manera, sabiendo que la cilindrada del compresor es constante y que la velocidad de rotación de su árbol también se supone invariable, el caudal volumétrico en un ciclo del compresor será determinado con *la expresión II.78*:

$$\eta_{vol} = 1 - \tau \left( \delta^{1/k} - 1 \right) \quad (II.77)$$

$$\dot{V}_{comp} = V_{cil} \cdot N/60 \quad (II.78)$$

Finalmente, el caudal másico del R134a en régimen transitorio en función del tiempo será determinado con la relación mostrada en *la fórmula II.79*:

$$\dot{m}_{comp} = \eta_{vol} \cdot \rho_{asp} \cdot \dot{V}_{comp} \quad (II.79)$$

#### II.4.4. Modelización de la válvula de expansión

En cuanto a la modelización del órgano de expansión, en primer lugar la fórmula II.80 muestra a continuación el modelo de válvula utilizado:

$$\dot{m}_{det} = \Omega \sqrt{2\rho_4(P_{cond} - P_{ev})} \quad (II.80)$$

Este modelo se trata de un tipo de modelo de diafragma, considerado en el caso de varios estudios [21, 39, 41, 42]. Cabe destacar que el valor de la densidad se toma en la entrada de la válvula y que las unidades de la variación de presiones en la entrada y salida de ésta (presión de condensación y presión de evaporación, respectivamente) son en Pascal.

Finalmente, en cuanto a la sección de apertura de la válvula de expansión, ésta depende de la apertura de la válvula, y su cálculo se determina gracias a *la ecuación II.81*:

$$\Omega = \pi \frac{d_{ouv}^2}{4} \quad (II.81)$$

### III. DIMENSIONAMIENTO DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO

El objetivo de esta tercera sección del proyecto es de exponer el desarrollo seguido para la modificación y redimensionado del circuito frigorífico. De este modo, las correlaciones presentadas en el Estudio Bibliográfico de *la sección II*, se utilizarán y desarrollarán para simular los fenómenos de transferencia en el modelo de redimensionado. Finalmente, después de haber realizado esta primera parte, se presentará el banco de pruebas.

#### III.1. Dimensionamiento de los diferentes elementos

En cuanto al dimensionado en régimen permanente, en comparación con el propuesto con los programas Excel y EES el año 2013 [1], esta vez se planteará un redimensionado efectuado gracias a un programa realizado con Matlab, en conexión con Refprop, un programa que proporciona la información requerida de las propiedades de fluidos. De este modo, Matlab permitirá modificar algunos parámetros y de discernir la influencia de estos en los resultados finales, por consiguiente, estar más cerca del funcionamiento real.

Por un lado, Matlab (Matrix Laboratory) constituye un lenguaje de alto nivel y de un entorno interactivo para el cálculo numérico, la programación y la visualización, utilizado por millones de ingenieros y científicos. Por consiguiente, este programa constituirá una herramienta muy potente con una gran capacidad de adaptabilidad para el usuario.

Por otro lado, el programa Refprop proporcionara los valores de las propiedades termodinámicas de una gama de fluidos muy amplia, en función de otras propiedades fijadas por el usuario o simplemente calculadas anteriormente por el programa, con el objetivo de reducir el tiempo de cálculo. Para mostrar cómo se conecta Refprop con Matlab, *la figura III.1* ilustra la función Matlab llamada “refpropm”:

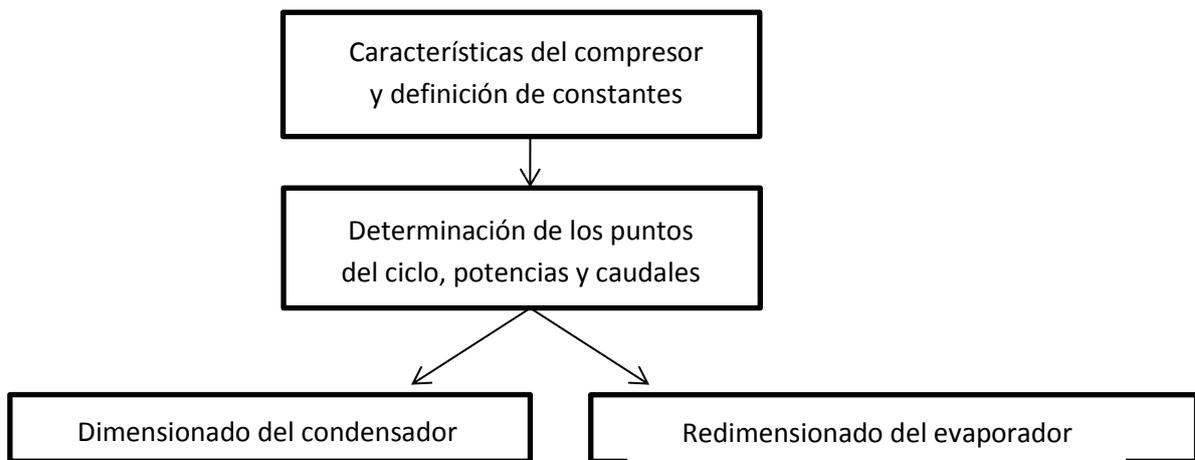
```
lambda_air = refpropm('L','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix')
c_p_air = refpropm('C','T',T_air_m,'P',P_atm,'air.mix') ;
mu_air = refpropm('V','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix') ;
Pr_air = refpropm('^','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix') ;
```

*Figura III.1. Programación en Matlab con la función refpropm.*

De esta manera, la primera letra es el parámetro que la función calcula (por ejemplo, en *la figura III.1* mostrada anteriormente, el programa determina el valor de la conductividad térmica, el calor específico, la viscosidad dinámica y el número de Prandtl, respectivamente). Después, las otras dos letras son las propiedades a las cuales este parámetro se calculará y que pueden ser cualquier propiedad, como por ejemplo la temperatura, la presión, la entropía, la entalpía o el título en vapor. Por consiguiente, esto es muy útil debido a que esas temperaturas variarán en función de otros parámetros iniciales o modificarán sus valores en

función de las iteraciones que forman la programación, lo que permite obtener diferentes resultados sin necesidad de modificar el programa. Finalmente, la última orden es el fluido para el que se realiza el cálculo (en el caso de *la figura III.1* es el aire, pero el agua y el R134a se utilizarán también, como se muestra en *el Anexo B.1*).

En resumen, la programación realizada con Matlab consiste de dos partes diferentes, y que tendrán objetivos distintos. La primera parte consiste en un modelo más potente y realista del compresor, es decir, de una simulación y la segunda parte tiene como objetivo el propio redimensionado de los intercambiadores de calor a partir de los datos proporcionados por el modelo inicial del compresor. Por ello, la figura III.2 muestra un resumen del programa realizado con Matlab:



*Figura III.2. Esquema de la programación en Matlab.*

### III.1.1. Compresor

Como se ha expuesto anteriormente en la introducción de esta *sección III*, el objetivo de la primera parte de la programación en Matlab es realizar un modelo más realista a nivel del compresor, es decir, que tenga en cuenta las pérdidas de calor. Este modelo consiste en varias líneas de programación que no solamente proporcionarán las variables de estado (presión, temperatura, entalpía o entropía) de los 6 puntos más importantes del ciclo, sino que también facilitarán el valor de otros parámetros necesarios para el redimensionado de los intercambiadores.

Consecuentemente, el compresor será en adelante el elemento fundamental a partir de la cual el redimensionado de los intercambiadores y la construcción del modelo dinámico se realizarán, gracias a este nuevo modelo más realista.

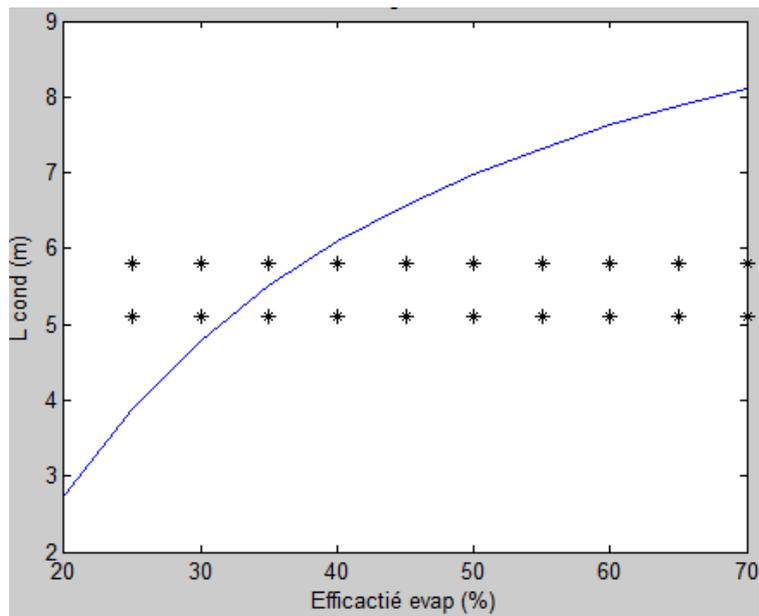
Sin embargo, los datos y características encontradas sobre el nuevo compresor hermético (que sustituye al compresor Embraco, cuyo funcionamiento era sin aceite) no provienen de una fuente segura, ya que este elemento ha sido extraído de una máquina doméstica de producción de cubitos en la cual no se proporcionaba ninguna información sobre el compresor. No obstante, la información encontrada se muestre en *la tabla III.1*:

Modelo	V (cm <sup>3</sup> )	N (tr/min)	Motor	Potencia (W)	I (A)	V <sub>oil</sub> (mL)	f (Hz)	U (V)
W928C	2,82	3000	RSIR	68	0,84	160	50	220-240

*Tabla III.1. Características del compresor hermético.*

A continuación, los valores del coeficiente politrópico (1,15) y del índice de volumen muerto (7,5 %) del compresor han sido introducidos con valores aproximativos habitualmente utilizados [2], debido al hecho que su determinación no ha sido posible a causa de una avería en la instalación: la varilla de la válvula de expansión se había roto a causa de la oxidación producida por dos años de interrupción en la utilización de la instalación frigorífica, a causa de los restos de humedad y fluido refrigerante, y cuando se recibió la segunda válvula de expansión, el evaporador ya estaba redimensionado e instalado.

Por otra parte, aunque el condensador no haya sido redimensionado ya que procedía de la misma máquina que el compresor, este intercambiador proporcionará una ayuda determinante para facilitar los cálculos del redimensionado del evaporador, que es el objetivo principal. De esta manera, conociendo su longitud, entre 5 y 6 metros aproximadamente, y sabiendo que su eficiencia es de 66 % debido al cálculo realizado por el estudiante en prácticas [1], la eficiencia del evaporador será calculada para el redimensionado de éste a partir de los datos del condensador, como *la figura III.3* muestra:

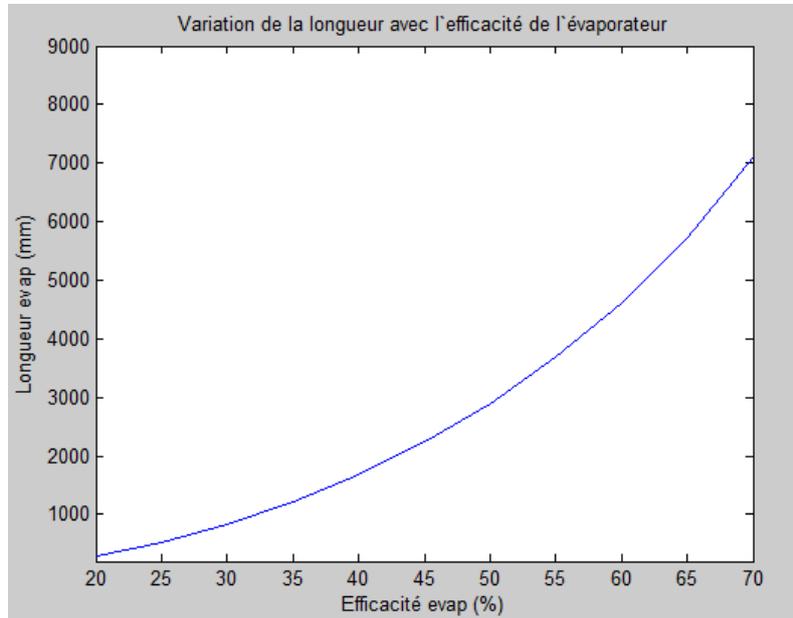


*Figura III.3. Variación de la longitud del condensador en función de la eficiencia del evaporador.*

De este modo, las rectas horizontales representadas por las estrellas negras muestran la pequeña diferencia o error que el cálculo de la longitud del condensador puede admitir (debido a los codos). Al representar la longitud del condensador (en azul) en función de la eficiencia del evaporador, se puede observar que ésta varía entre un 35 y un 40 % cuando la curva de la longitud se encuentra dentro de los límites establecidos por las dos rectas horizontales. Consecuentemente, la elección de la eficiencia del evaporador ha sido 36 %. De este modo, gracias al conocimiento de la variación de los fluidos secundarios en los dos intercambiadores de calor (aire para el condensador y agua para el evaporador), la

temperatura de condensación y la temperatura de evaporación podrán determinarse a partir de un cálculo implícito con *la expresión II.23*.

Además, cabe destacar que cuanto más cerca esté la eficiencia del 100 %, más elevada será la longitud, es decir, la eficiencia será del 100 % para una longitud infinita [24]. Por ello, *la figura III.4* viene a demostrar esta relación entre la eficiencia y la longitud del evaporador:



*Figura III.4. Variación de la longitud del evaporador en función de su eficiencia.*

Como se puede observar en *la figura III.4*, la longitud sigue una función exponencial. No obstante, obtener una longitud muy elevada no es interesante desde el punto de vista de las condiciones y limitaciones de espacio del circuito frigorífico.

Por otro lado, un sobrecalentamiento de 6 K se considerará en la salida del evaporador, y un subenfriamiento de 5 K en la salida del condensador. Además, para el condensador, se supondrá una diferencia de temperaturas del fluido secundario entre la entrada y la salida de 15 K, un valor habitualmente utilizado en Ingeniería Frigorífica [43], y un valor de 5 K para el fluido secundario del evaporador. En resumen, *la tabla II.2* muestra el conjunto de los valores iniciales para el comienzo de cálculo del modelo:

k	$\tau$ (%)	$T_{sur}$ (K)	$T_{sous}$ (K)	$dT_{air}$ (K)	$dT_{eau}$ (K)	$\epsilon_{ev}$	$\epsilon_{cond}$
1,15	7,5	6	5	15	5	0,36	0,66

*Tabla III.2. Valores iniciales para el comienzo del cálculo.*

Conjuntamente, gracias al programa Refprop, se han proporcionado todas las propiedades de los 6 puntos característicos del ciclo, y de esta forma se podrá calcular el caudal másico del fluido refrigerante con *la correlación II.79*. Finalmente, se calcularán las potencias a nivel del compresor con *la expresión II.2*, del evaporador gracias a *la expresión II.3* y del condensador a partir de *la expresión II.4*, así como el valor del COP utilizando *la ecuación II.5*.

Cabe subrayar que también se ha calculado la potencia perdida en forma de calor del compresor, ya que este modelo más realista tenía en cuenta esas pérdidas. De esta forma, a

partir del desarrollo del Primer Principio de la Termodinámica de *la expresión II.1*, los términos de la energía cinética y de la energía potencial serán despreciados y así la potencia perdida en forma de calor podrá ser determinada con *la ecuación III.1*, a partir de la diferencia de entalpías entre el punto de aspiración o succión del compresor y el punto de expulsión a alta presión, con el valor de la potencia eléctrica teórica proporcionada al compresor:

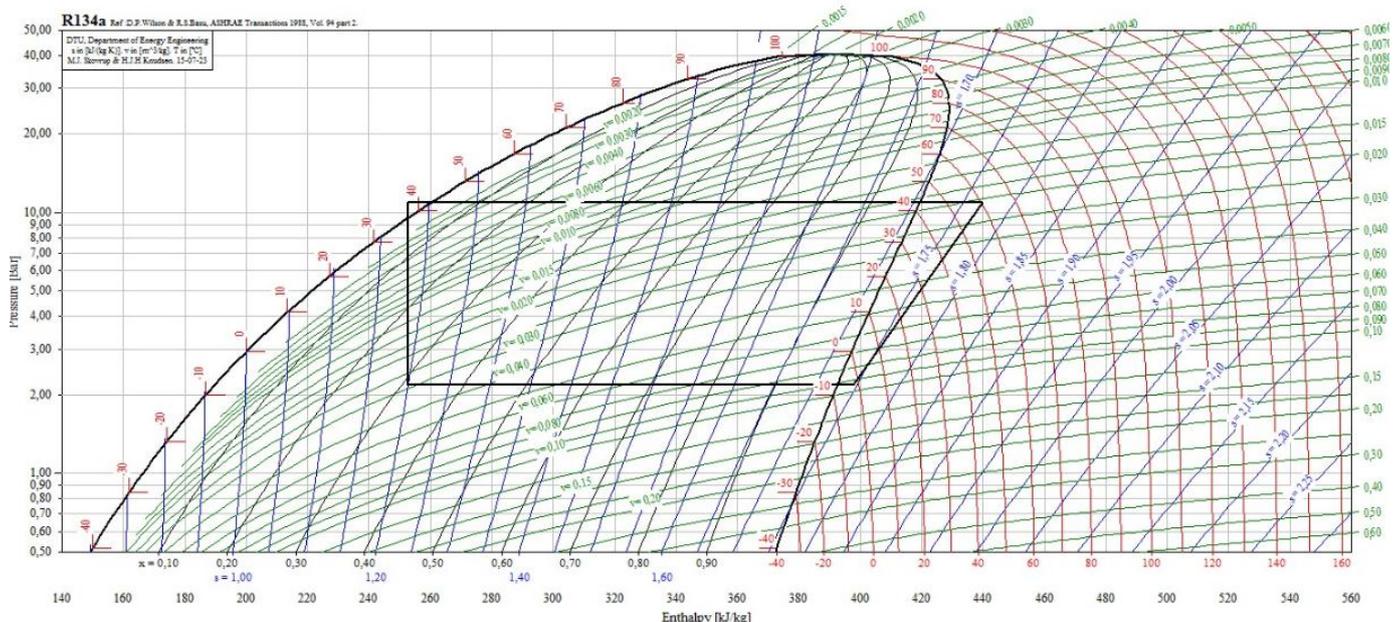
$$\dot{W}_{elec} + \dot{Q}_{pertes} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \sim \quad \dot{Q}_{pertes} = \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{W}_{elec} \quad (III.1)$$

Como se ha presentado en la nomenclatura, la entrada del compresor es el punto 1, la salida del mismo y entrada del condensador es el punto 2, el punto 3 es la salida del condensador en saturación de líquido, definiendo el punto 4 después del subenfriamiento y como entrada de la válvula de expansión, el punto 5 es la salida de ésta y la entrada del evaporador y finalmente el punto 6 es la salida del evaporador, situado en la curva de saturación de vapor, al cual se le añade el sobrecalentamiento para encontrar las características del punto 1. Consecuentemente, *la tabla III.3* expone las propiedades de los 6 puntos característicos del ciclo, con la adición del punto 2 isentrópico:

Puntos	1	2is	2	3	4	5	6
P (bar)	2,18	10,93	10,93	10,93	10,93	2,18	2,18
T (°C)	-1,9	54,5	61,6	42,7	37,7	-7,9	-7,9
h (kJ/kg)	399,1	433,8	441,6	260,5	253,1	253,1	393,7
x	SUR	SUR	SUR	0	SOUS	0,31	1

*Tabla III.3. Puntos característicos del ciclo frigorífico.*

De esta forma, este ciclo teórico ha sido representado en *la figura III.5* gracias al programa CoolPack:



*Figura III.5. Diagrama P-h del R134a del ciclo frigorífico teórico.*

Consecuentemente, después de haber analizado los datos proporcionados por *la tabla III.3* y *la figura III.5*, se puede concluir que los valores obtenidos son claramente coherentes, particularmente con la alta y baja presión que el compresor es capaz de sostener (con un índice de compresión de valor 5 aproximadamente), de la temperatura de entrada y de salida de éste y finalmente con los valores obtenidos de los puntos de sobrecalentamiento y subenfriamiento. Finalmente, *la tabla III.4* resume los valores teóricos de las potencias térmicas absorbidas por el fluido en cada elemento, el índice de compresión y el valor del COP:

$\dot{Q}_{comp} (W)$	$\dot{Q}_{cond} (W)$	$\dot{Q}_{ev} (W)$	$COP$	$\dot{W}_{elec} (W)$	$\dot{Q}_{pertes} (W)$
48,7	216,1	161,2	2,37	68	-19,3

*Tabla III.5. Potencias térmicas y valor del COP.*

En cuanto al COP, su valor obtenido es considerable y consecuentemente es un buen indicador para la producción de frío. Además, se ha determinado la potencia perdida en forma de calor con la potencia absorbida por el fluido en el compresor y con la potencia eléctrica suministrada al mismo, gracias a *la ecuación III.1*. Consecuentemente, el valor de la potencia en forma de calor a nivel del compresor obtenido es un valor suficientemente elevado como para haberlo despreciado, ya que supone casi un 30 % de la potencia suministrada al compresor.

Finalmente, la tabla III.6 muestra otros valores importantes obtenidos por el modelo, particularmente el rendimiento volumétrico del compresor (que se utilizará en el modelo dinámico) y el rendimiento isentrópico [2], debido a las pérdidas de calor.

$\dot{m}_{R134a} (g/s)$	$\dot{m}_{eau} (g/s)$	$\eta_{vol}$	$\eta_{is}$
1,15	7,66	0,77	0,82

*Tabla III.6. Valores obtenidos por el modelo del compresor.*

En definitiva, no solamente ha sido posible de reconstruir correctamente el ciclo frigorífico teórico del circuito de refrigeración, sino que también se han obtenido los valores de las potencias en cada elemento de éste y las magnitudes de los parámetros más importantes, gracias a las condiciones impuestas por el nuevo compresor, que son completamente realistas [2]: un rendimiento volumétrico inferior a 80 % y un rendimiento isentrópico de aproximadamente un 80 %.

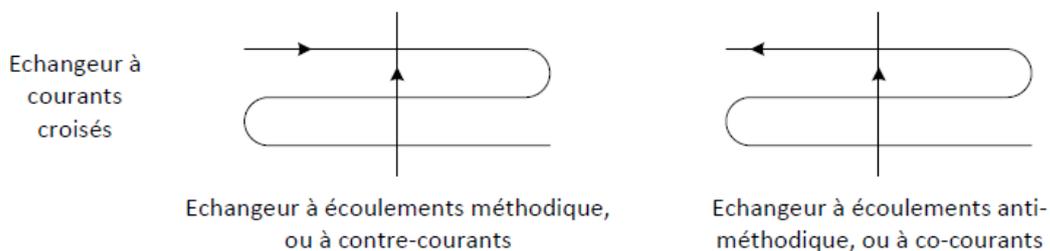
En conclusión, la figura III.6 resume las variables de entrada y de salida del modelo del compresor:



*Figura III.6. Diagrama entrada-salida del compresor.*

### III.1.2. Condensador

En cuanto a la elección del condensador, será necesario utilizar un intercambiador de calor que tenga en cuenta las condiciones y limitaciones de espacio del circuito y que sea capaz de enfriar el líquido a la temperatura calculada teóricamente. Así pues, el condensador elegido es un intercambiador procedente de la misma máquina de la cual se ha extraído el compresor y es de tipo tubular con superficies aleteadas de acero, en el cual el enfriamiento del fluido refrigerante se consigue con convección forzada externa gracias a un ventilador que impulsa el aire ambiente. Este ventilador proviene de la torre de un ordenador e impulsa aire a 43 CFM (Cubic Feet por Minute, Pies cúbicos por minuto en inglés) a su máxima potencia. Finalmente, el condensador es un intercambiador a flujo cruzado sin mezcla y de carácter metódico, ya que al aire atraviesa perpendicularmente el condensador, como se muestra en la ilustración de la parte izquierda de *la figura III.7*.



*Figura III.7. Clasificación del flujo en un intercambiador a flujo cruzado.*

Igualmente, a propósito del dimensionado de este intercambiador, el objetivo de la segunda parte del programa es determinar la superficie de intercambio necesaria (o más bien una longitud, sabiendo que sabemos el diámetro y el espesor del conducto) para el intercambio de calor. Consecuentemente, se tendrá en cuenta que se conoce de antemano el valor real de la longitud del condensador para poder verificar la correcta programación en Matlab. En relación a la programación, ésta consiste de dos iteraciones que se efectúan sobre la longitud del intercambiador y para la temperatura de pared, debido a que muchas propiedades del fluido R134a y del aire dependen de ella (o de la temperatura de película [24], que depende al mismo tiempo de la temperatura de pared) y variaran con el bucle "while" en función de la magnitud tomada por esta temperatura. Por consiguiente, el valor de esta temperatura y de la longitud serán introducidas previamente con un valor al azar para que el programa pueda iterar. Además, la hipótesis considerada para recalculer esta temperatura de pared al final del bucle es la siguiente: la temperatura de pared recalculada será igual a la temperatura media de la parte caliente, es decir, del R134a (del interior del tubo), ya que se supone una resistencia limitante [24] del lado frío, es decir, del aire, ya que el coeficiente de intercambio de calor del fluido refrigerante es mucho más elevado que el del aire. Todo esto será mostrado en el programa Matlab presentado en *el Anexo B.1.2*.

A continuación, se utilizará el método del DTLM (*expresión II.21*) y para ello será necesario definir inicialmente los datos de las dimensiones más importantes del condensador, mostrados en *la tabla III.7*:

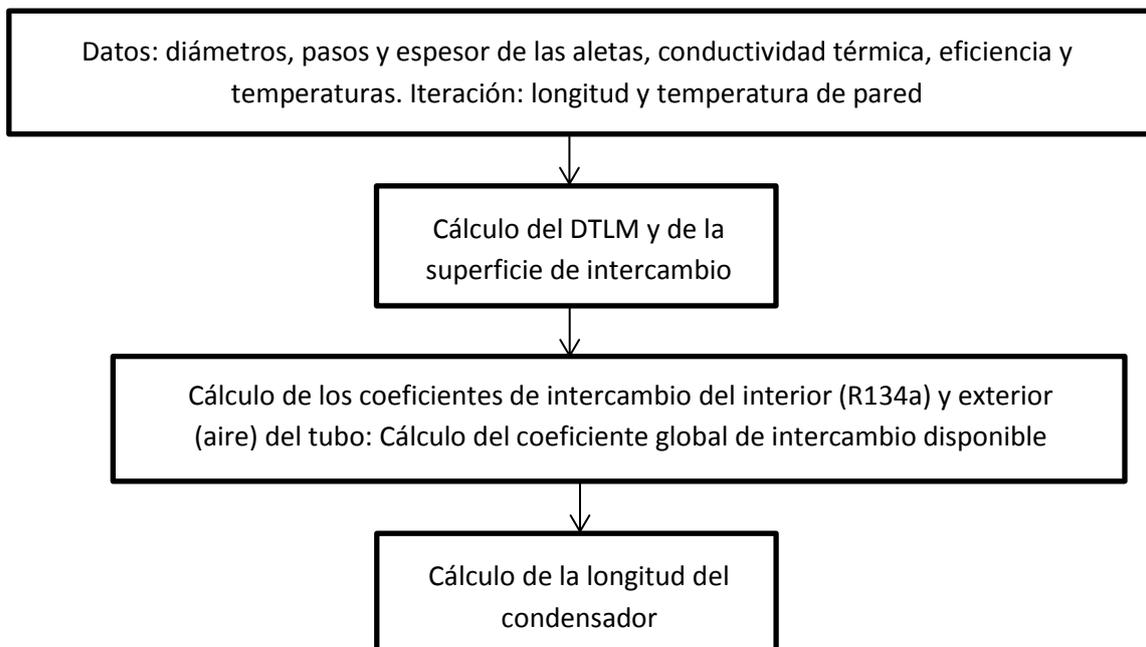
$d_{i,cond}$ (mm)	$d_{e,cond}$ (mm)	$p_t$ (mm)	$p_r$ (mm)	$p_{ail}$ (mm)	$e_{ail}$ (mm)
2,4	4,7	9	9	1,5	0,5

*Tabla III.7. Dimensiones características del condensador y las aletas.*

A propósito a las aletas, éstas son consideradas cuadradas con un paso longitudinal igual al transversal. Además, la longitud final del condensador se ha instalado en 5 rangos y con codos para poder de esta forma cumplir con las condiciones y limitaciones de espacio de la instalación, dado la magnitud de la longitud final.

A continuación, se deberán determinar los coeficientes de intercambio para el fluido refrigerante y para el aire, para poder obtener un coeficiente global de intercambio de calor y finalmente calcular la longitud final con *la expresión III.3*, mostrada posteriormente en *la sección III.1.3* para el evaporador, ya que se trata de la misma expresión para ambos casos. Consecuentemente, para el cálculo de estos coeficientes se han utilizado algunas las expresiones presentadas precedentemente en *la sección II*. Por una parte, en cuanto al coeficiente de intercambio para el aire, se han utilizado las expresiones comprendidas entre *la ecuación II.24* y *la ecuación II.27*, utilizando ésta última para el cálculo final del coeficiente y además utilizando las correlaciones para las superficies aleteadas, comprendidas entre *la ecuación II.28* y *la ecuación II.30*. Por otra parte, el coeficiente de transferencia térmica para el interior del tubo (para el fluido refrigerante) se determinará a partir de las correlaciones del modelo de Thome [35] de *la sección II.3.4.2.2*, es decir, las ecuaciones comprendidas entre *la expresión II.43* y *la expresión II.57*, y finalmente, *la ecuación II.42* proporcionará el valor medio de todos los coeficientes locales calculados.

En conclusión, *la figura III.8* resume el principio seguido para el dimensionado del condensador:



*Figura III.8. Principio del dimensionamiento del condensador.*

En resumen, la tabla III.8 presenta el conjunto de las características más importantes del condensador:

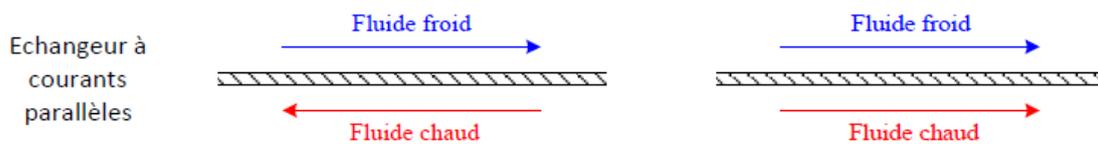
L (mm)	$\alpha_{R134a}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\alpha_{air}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$K_{cond}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$G_{R134a}$ (kg/m <sup>2</sup> s)	$\dot{q}_{cond}$ (W/m <sup>2</sup> )	NTU
5639	3014,2	148,5	232,3	253,2	5080,6	1,08

*Tabla III.8. Magnitudes proporcionadas por la programación sobre el condensador.*

Finalmente, la longitud calculada se mantiene dentro del rango de los hipotéticos límites considerados para la longitud real, como se había presentado anteriormente en *la figura III.3*. No obstante, la magnitud del NTU es inferior en relación al valor de la eficiencia considerada para el condensador, ya que, habiendo supuesto una eficiencia igual al 66 %, se esperaba un valor de 2 para el NTU, aproximadamente. Esto puede significar un uso incorrecto de las correlaciones de la literatura o la suposición de una eficiencia demasiado elevada para el intercambiador de calor en cuestión.

### III.1.3. Evaporador

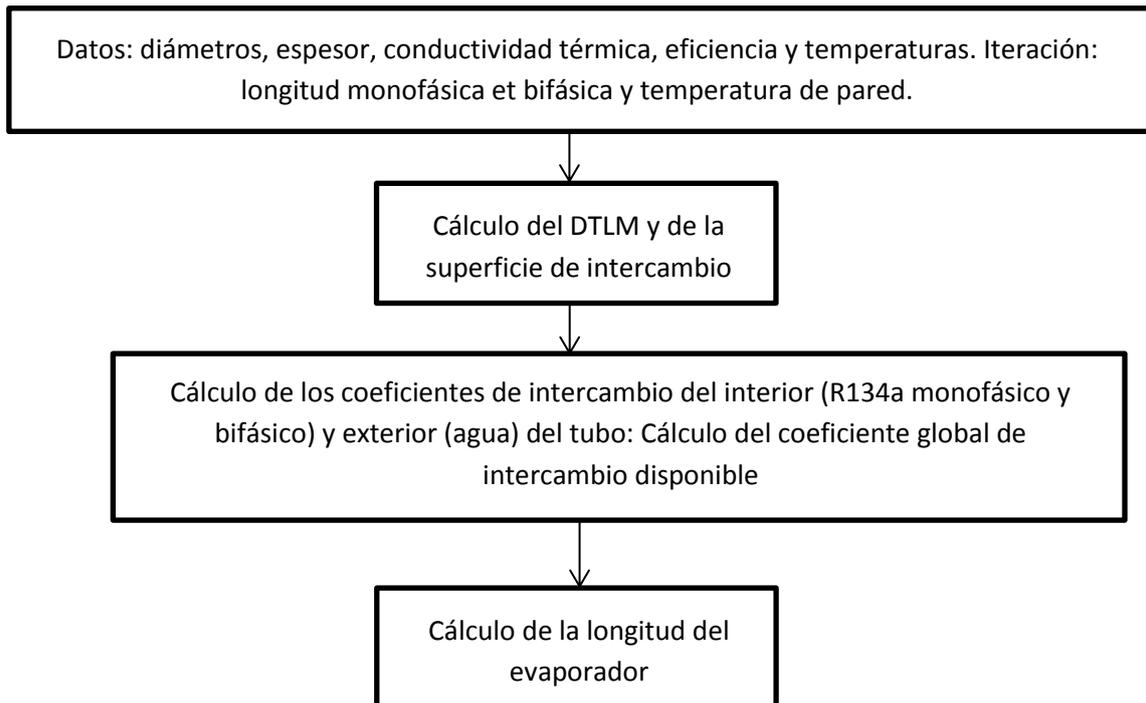
En cuanto al intercambiado de la parte de baja presión del circuito frigorífico, la elección de su geometría es la de un evaporador a tubos coaxiales debido al hecho de su simplicidad y los buenos resultados de la relación entre valores reducidos de los diámetros y magnitudes elevadas de los coeficientes de transferencia térmica [1]. Por consiguiente, el fluido refrigerante circula por el conducto interior y el fluido secundario entre los dos tubos coaxiales, de flujo paralelo y a contra corriente, tal y como se había presentado anteriormente en *la figura II.6*. Finalmente, *la figura III.9* presenta las características del flujo en el evaporador, con la imagen de la izquierda. En este caso, el fluido caliente es el agua y el fluido frío es el R134a:



*Figura III.9. Clasificación del flujo en un intercambiador a flujo paralelo.*

Cabe destacar que el redimensionado de este elemento del circuito será más sofisticado que el dimensionado del intercambiador para la parte de alta presión del circuito. De este modo, el redimensionamiento del evaporador no solamente tendrá en cuenta la superficie de intercambio necesaria para la zona del intercambiador donde el flujo sea bifásico, sino que también se considerará la zona donde el flujo ya será monofásico, debido al sobrecalentamiento de 6 K considerado en la salida de este intercambiador.

Igualmente que con el condensador, un resumen del redimensionado del evaporador se presenta en *la figura III.10*:



*Figura III.10. Principio de redimensionado del evaporador.*

De este modo, los pasos seguidos para el redimensionado con la programación en Matlab serán presentados. En primer lugar, se considerarán varias hipótesis. Como con la parte de programación para el condensador, para el cálculo de la superficie necesaria para el intercambio de calor también será necesario introducir un valor cualquiera de la longitud del evaporador inicial para la zona monofásica y también para la zona bifásica. De esta forma, se diseñará el evaporador como dos intercambiadores en serie: en primer lugar un intercambiador para la zona bifásica y a continuación un intercambiador para la zona monofásica del fluido refrigerante.

Por esta razón el programa de Matlab consiste en dos iteraciones: la primera iteración realiza el bucle sobre la longitud para la zona monofásica, y la segunda iteración, sobre la longitud para la zona bifásica y sobre la temperatura de pared. En cuanto a la primera iteración, ésta determina la longitud de la zona monofásica, y la segunda iteración consiste en dos bucles: uno sobre la longitud de la zona bifásica.

Cabe mencionar que, en la segunda iteración, la longitud del evaporador será seccionada de igual manera que para el cálculo de pérdidas de carga en flujo bifásico. Por un lado, la temperatura del agua disminuirá a medida que avance en el intercambiador. En cuanto a esta variación, se ha supuesto que la temperatura del agua en la entrada del evaporador tiene un valor de 6 °C y de 1 °C en la salida. Esta hipótesis contribuye a inducir un gran error, ya que se ha supuesto una gran aproximación, es decir, el programa no hace variar el valor de la temperatura para cada sección del evaporador, sino toma una variación constante, ya que se ha utilizado un valor medio del coeficiente de intercambio de calor para ambos lados del tubo. No obstante, por este motivo se ha elegido un valor tan bajo para las temperaturas de entrada

y salida del agua: al final del proceso de enfriamiento del agua será cuando se haga más difícil su enfriamiento, ya que ésta tendrá un valor más cercano a la temperatura de saturación del R134a, y por consiguiente el valor de la potencia absorbida por este será más pequeña. Consecuentemente, la obtención de la temperatura final del agua deseada se hará más complicada, y por ese motivo se han elegido esas temperaturas.

Consecuentemente, se calcularán los coeficientes de intercambio de calor interior y exterior para ambas zonas (monofásica y bifásica), es decir 2 coeficientes para el fluido R134a y 2 coeficientes para el agua, para poder calcular un coeficiente global de intercambio de calor para cada zona y así poder determinar ambas superficies necesarias para la realización del intercambio de calor. Finalmente, *la figura III.11* muestra la variación de las temperaturas de ambos fluidos. Los valores de estas temperaturas son conocidos de antemano, ya que para el agua son valores constantes introducidos como se ha comentado en el párrafo anterior y para el fluido refrigerante se conocen la temperatura de saturación y el sobrecalentamiento.

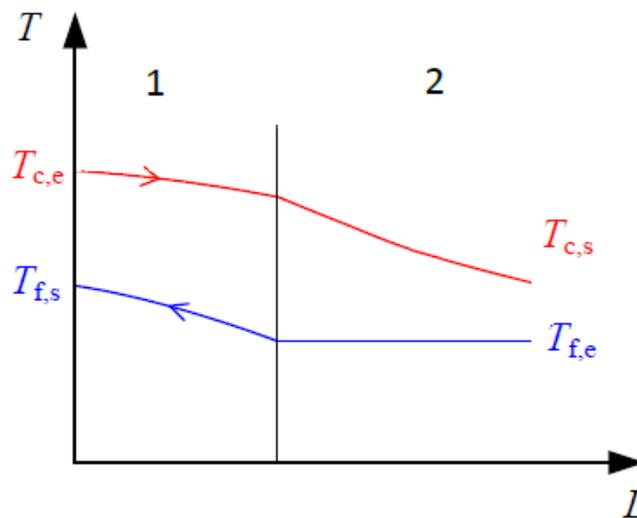


Figura III.11. Evolución de las temperaturas en el evaporador.

Describiendo *la figura III.11* de derecha a izquierda, ya que el fluido refrigerante entra en el evaporador por la derecha y sale por la izquierda y el fluido secundario hace el camino inverso debido a ser un intercambiador a contracorriente, la curva azul representa al fluido refrigerante o fluido frío y la curva roja define al agua o al fluido caliente. Por un lado, la zona bifásica, representada por el número 2, se observa cuando la temperatura del R134a es constante, es decir, durante la evaporación. Por otro lado, cuando la temperatura de este fluido sufre una aumentación debido al sobrecalentamiento, se alcanza la zona monofásica, representada por el número 1. En cuanto a esta última parte monofásica, las curvas siguen una parábola convexa ya que el intercambiador es a contracorriente y la capacidad térmica del fluido caliente (agua) es superior a la capacidad térmica del fluido frío (R134a). No obstante, en la zona bifásica, la parábola de la temperatura del agua es cóncava debido a que la temperatura del fluido frío es constante (temperatura de saturación) y es donde más energía en forma de calor se intercambia entre el agua y el fluido refrigerante.

Finalmente, las etapas seguidas para el redimensionado del evaporador se presentarán en las siguientes líneas. En primer lugar, se determinará la longitud de la zona monofásica, ya que se

conoce el caudal másico del fluido refrigerante y la variación de temperatura de éste entre la entrada (temperatura de evaporación) y la salida (temperatura de evaporación más el sobrecalentamiento). Para ello, se utilizará el método del DTLM gracias a *la expresión II.21*. De este modo se obtendrá la potencia absorbida por el fluido en este instante y así se podrá calcular la temperatura intermedia del agua, como muestra *la figura III.11*. Finalmente, simplemente se calcularán los coeficientes de intercambio para el fluido refrigerante y para el agua con las correlaciones para la convección forzada interna en flujo monofásico de *la sección II.3.4.1.1*, es decir, de *la ecuación II.24 a la ecuación II.27*.

Cabe destacar que el programa no solamente sabrá cuando el flujo es laminar o turbulento, sino que también sabrá proporcionar los distintos parámetros y propiedades de los fluidos en función de la temperatura válida, ya sea temperatura de pared, temperatura de película o temperatura media, según la propiedad en cuestión.

En cuanto a la zona bifásica, en primer lugar también se utilizará el método del DTLM para un intercambiador a contracorriente y en segundo lugar, a propósito del coeficiente de intercambio para el agua se calculará de igual forma que para la zona monofásica (*sección II.3.4.1.1*, de *la expresión II.24 a la expresión II.27*). Así que solo queda presentar el cálculo del coeficiente de transferencia térmica de la parte interior del tubo para la zona bifásica, siendo esta la parte más importante del dimensionado ya que proporcionará las dimensiones del nuevo intercambiador de calor, así como los coeficientes de intercambio, que serán indispensables para la modelización en régimen dinámico de *la sección V*.

De este modo, la zona bifásica del evaporador ha sido dividida en varias secciones, utilizando una variación infinitesimal del título de vapor de 0,001, como con el cálculo de las pérdidas de carga, ya que tanto la temperatura del agua como la temperatura del fluido refrigerante varían a lo largo del intercambiador, en función del título de vapor.

A continuación, se utilizará el modelo de Chen [25] considerando la hipótesis de la temperatura impuesta. Como se ha expuesto precedentemente, la temperatura varía en función del lugar de la sección considerada en el evaporador, por eso la hipótesis de la temperatura impuesta será remplazada por la hipótesis de un flujo de calor constante, para poder construir un programa en Matlab que determine finalmente los coeficientes de intercambio.

En resumen, las correlaciones del modelo de Chen de *la sección II.3.4.2.1* (ecuaciones comprendidas entre *la expresión II.31 y la expresión II.42*) se utilizarán para calcular un coeficiente de transferencia térmica local, para cada una de las secciones simuladas del intercambiador, gracias a la programación con Matlab. En conclusión, *la expresión II.42* proporcionará un valor medio a partir de todos los coeficientes locales obtenidos, para finalmente calcular un coeficiente global de intercambio de calor con *la ecuación II.58*.

De este modo, conociendo las superficies necesarias al intercambio de calor, solamente se debe buscar el material para la construcción del evaporador. Los tubos elegidos son unos conductos de cobre facilitados por la empresa, cuyos diámetros son los siguientes: el tubo interior tendrá un diámetro exterior de 6 mm con un espesor de 1 mm, y el tubo exterior tendrá un diámetro exterior de 10 mm con un espesor de 1 mm. Por consiguiente, la longitud

del evaporador será recalculada para poder realizar de nuevo la iteración. Asimismo, para poder reiniciar los cálculos en Matlab, éste necesita *la expresión III.3* para recalcular la longitud, que se obtiene a partir del desarrollo de *la relación III.2*, característica del método del DTLM y que usa el coeficiente global de intercambio de calor (*expresión II.58*):

$$\dot{Q} = K_i S_i \Delta T_{LM} \quad (III.2)$$

$$L = \frac{\dot{Q}}{K_i \cdot \Delta T_{LM} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (III.3)$$

Esta *expresión III.3* será utilizada también para el cálculo de la longitud del condensador, con sus respectivos coeficientes de intercambio de calor, su conductividad térmica y sus diámetros correspondientes. Cabe destacar que el material del evaporador es el cobre, con una conductividad térmica mucho más elevada que la del material del condensador, el acero inoxidable 76.

Por último, la iteración para la zona bifásica contiene un segundo bucle, con el que se recalcula la temperatura de pared con *la expresión III.4* [24], la cual es de gran importancia para las propiedades durante este redimensionado:

$$T_{p,ev} = \frac{\alpha_{eau,ev} d_{e,ev} T_{m,eau} + \alpha_{m,ev,i} d_{i,ev} T_{m,ev,i}}{\alpha_{eau,ev} d_{e,ev} + \alpha_{m,ev,i} d_{i,ev}} \quad (III.4)$$

Finalmente, se añadirá el cálculo de 4 parámetros de gran relevancia para interpretar los resultados. En primer lugar, se calculará el valor del NTU con *la expresión II.22* y en segundo lugar, se determinará el valor total de las pérdidas de carga de *la sección II.3.1*: para la zona monofásica, se utilizarán las ecuaciones comprendidas entre *la expresión II.6* y *la expresión II.8* y para la zona bifásica, con el cálculo presentado en *la sección II.3.1.2*, es decir, de *la expresión II.9* a *la expresión II.20*).

En resumen, *la tabla III.9* y *la tabla III.10* presentan los valores más importantes proporcionados por el programa de redimensionado del evaporador: la tabla III.9 para la zona bifásica y la tabla III.10 para la zona monofásica de este intercambiador:

$L_{TOT}$ (mm)	$L_{diph}$ (mm)	$\dot{q}_{diph}$ ( $\frac{W}{m^2}$ )	$\alpha_{R134a}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )	$\alpha_{eau}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )	$K_{DIPH}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )	NTU	$G_{R134a,ev}$ ( $kg/m^2s$ )
1308,9	1118,4	11459,6	2732,7	1107,7	1031,1	0,45	91,16

*Tabla III.9. Resultados para la zona bifásica.*

$L_{mono}$ (mm)	$\dot{q}_{mono}$ ( $\frac{W}{m^2}$ )	$\dot{Q}_{mono}$ (W)	$\alpha_{R134a}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )	$\alpha_{eau}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )	$K_{MONO}$ ( $\frac{W}{m^2K}$ )
190,5	2470,1	5,9	254,5	2008,2	234,56

*Tabla III.10. Resultados para la zona monofásica.*

Por consiguiente, el programa en Matlab proporciona resultados coherentes en relación con los valores habitualmente encontrados para los intercambiadores de calor [24]. En cuanto a la zona bifásica, un coeficiente de intercambio para el R134a entre 2500 y 3000 W/m<sup>2</sup>K y para el agua de 1000 W/m<sup>2</sup>K aproximadamente y un flujo de calor relativamente elevado. Como se ha introducido anteriormente, la potencia en forma de calor intercambiada en la zona monofásica solo supone un 3 % de la intercambiada totalmente, debido al hecho de que la longitud para la zona bifásica es más elevada que la de la zona monofásica, y también al hecho de que el intercambio de calor durante un cambio de fase es mucho más elevado en comparación a un intercambio de calor en el que no se produce este fenómeno. Cabe añadir, que la longitud de la zona monofásica representa aproximadamente un 15 % de la longitud total del evaporador, de esta forma esto demuestra que no podía ser despreciada para los cálculos. Sin embargo, como en el caso del condensador, el valor del NTU sigue siendo muy inferior al esperado, probablemente debido a las mismas causas que en el caso del otro intercambiador, expresadas anteriormente.

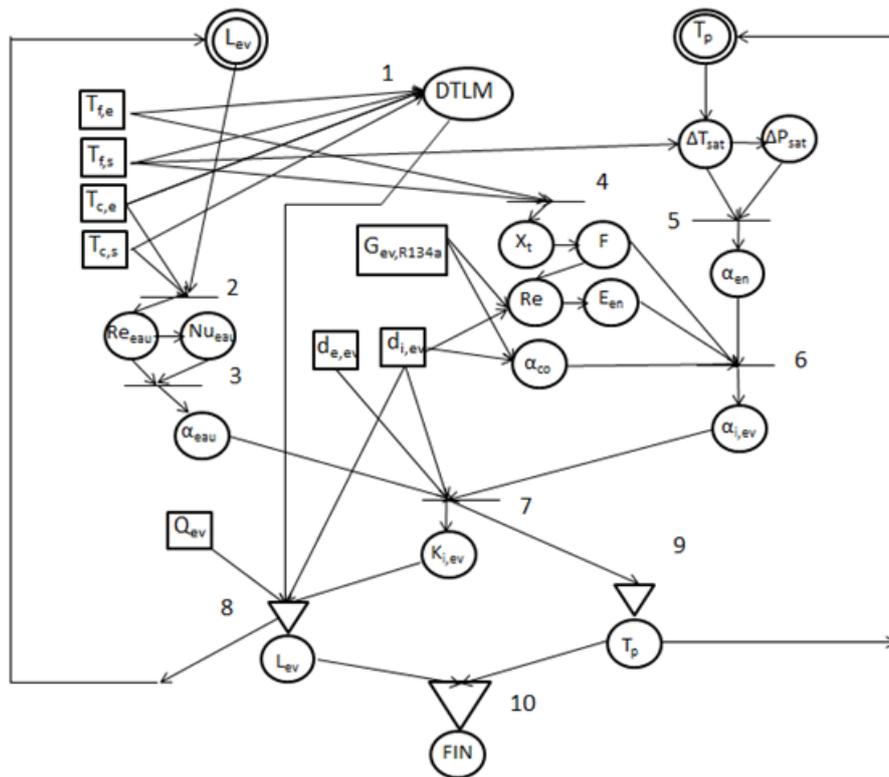
En cuanto al cálculo de las pérdidas de presión, los resultados teóricos encontrados se muestran en *la tabla III.11*:

$\Delta P_{diph}(mbar)$	$\Delta P_{mono}(mbar)$	$\Delta P_{TOT}(mbar)$	dP (K)
28,7	4,2	32,9	0,39

*Tabla III.11. Cálculo de las pérdidas de carga en el evaporador.*

Estos valores teóricos son inferiores en relación con los valores obtenidos experimentalmente con el evaporador inicial, es decir, aproximadamente 10 veces más pequeños. Finalmente, el valor de la pérdida de carga en Kelvin se calcula a partir de la tangente de la función dP/dT en la curva de saturación del fluido R134a, y el valor obtenido es la diferencia teórica entre la entrada y la salida del evaporador. Consecuentemente, será necesario observar con detenimiento los resultados del nuevo intercambiador para poder compararlos con estos valores teóricos.

En conclusión, *la figura III.12* presenta el diagrama del modelo iterativo del redimensionado del evaporador para la zona bifásica:



- |                    |                    |                    |
|--------------------|--------------------|--------------------|
| 1. Expresión II.21 | 4. Expresión II.32 | 7. Expresión II.27 |
| 2. Expresión II.24 | 5. Expresión II.40 | 8. Expresión II.41 |
| 3. Expresión II.58 | 6. Expresión III.3 | 9. Expresión III.4 |

*Figura III.12. Diagrama del modelo iterativo para la zona bifásica del evaporador.*

Los números del 1 al 10 de la figura III.12 representan los diferentes cálculos efectuados con las expresiones presentadas en la sección II, particularmente de las correlaciones del modelo de Chen, con los parámetros que dependen de las propiedades del fluido refrigerante y del agua, tales que el número de Prandtl, la conductividad térmica, el volumen másico o la viscosidad dinámica.

En primer lugar, los parámetros representados por cuadrados son valores conocidos, es decir, que ya han sido calculados por el programa previamente durante el modelo del compresor o que han sido fijados por el usuario. En segundo lugar, los parámetros que se encuentran en el interior de los círculos son parámetros calculados por el programa durante el modelo del evaporador en función de otras variables. Finalmente, el doble círculo, que representa a la temperatura de pared y a la longitud del evaporador, significa que el programa efectúa las iteraciones en función de estos valores.

Finalmente, el triángulo representado con el número 10 significa que las iteraciones se terminarán cuando los valores de la temperatura de pared y de la longitud del evaporador calculadas al final del programa tengan un error inferior o igual al 0,1 % en comparación con los valores calculados en la iteración precedente, con el fin de efectuar un cálculo preciso de éstos.

### III.2. Descripción del banco de pruebas

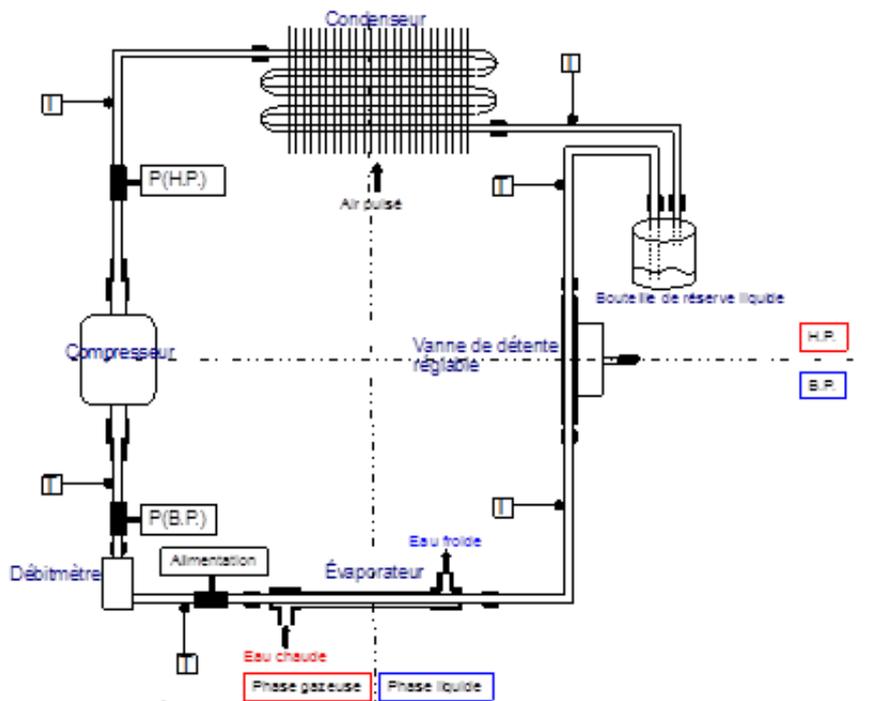
En esta segunda parte del dimensionado, se expondrá el proceso efectuado para instalar el banco de pruebas. En primer lugar, se presentarán las características generales de la instalación y a continuación, los diferentes elementos de medida utilizados en el circuito frigorífico. Igualmente, se precisarán las modificaciones en el sistema de adquisición de datos en el programa LabView a través del sistema Keithley, y finalmente se mostrará la disposición final del circuito frigorífico, con la construcción del nuevo evaporador

#### III.2.1. Características generales

En primer lugar, sabiendo todas las características y dimensiones de los diferentes elementos del circuito frigorífico y se presentará la disposición de estos elementos en el banco de pruebas.

La instalación está compuesta por varios elementos, nombrados en orden desde la entrada en el compresor: un manómetro en la aspiración del compresor, un compresor hermético cuyo funcionamiento es con aceite, un manómetro en la salida del compresor, un condensador (refrigerado por un ventilador), una depósito RL, una válvula de expansión, un evaporador, una válvula Schrader y un caudalímetro para fluido refrigerante. Igualmente, a esta disposición de elementos se debe añadir el conjunto formado por la bomba de agua, un caudalímetro para el agua y unos tubos de plástico que conectan el evaporador con el depósito de agua que se quiere enfriar.

Finalmente, de forma exterior, se dispone de una serie de termopares conectados al sistema de adquisición Keithley, de igual manera que los caudalímetros y los manómetros. En resumen, en *la figura III.13* se presenta un esquema general del circuito frigorífico.



*Figura III.13. Esquema general de la instalación.*

Cabe añadir que el esquema con los símbolos normalizados de la instalación de presentará posteriormente en los Planos del apartado 3 de este proyecto. No obstante, la figura III.14 muestra la disposición real de la instalación frigorífica:

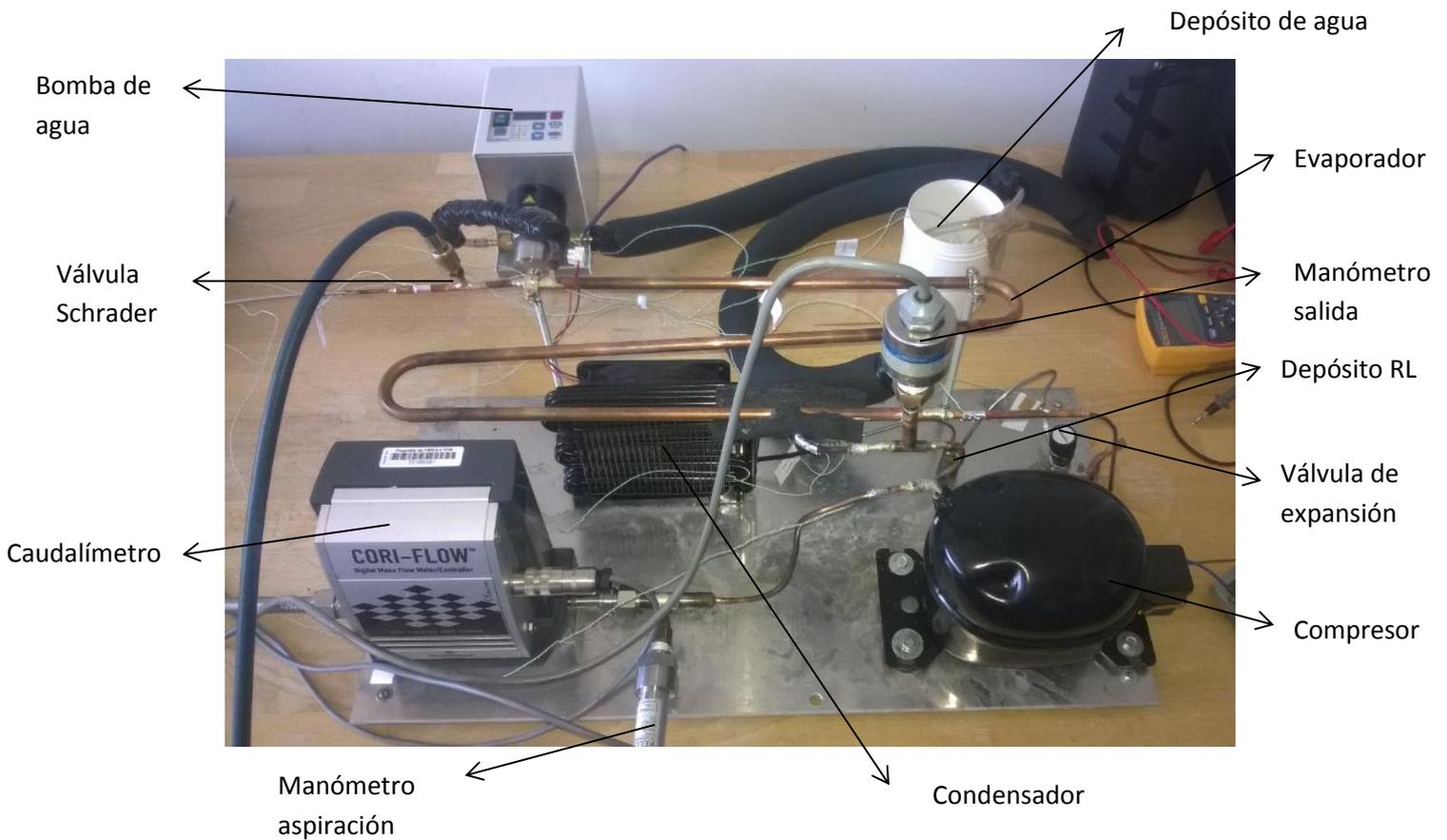


Figura III.14. Disposición de la instalación.

### III.2.2. Elección de los elementos de medida

En esta parte, se presentarán los dispositivos de medida: los caudalímetros, los manómetros y los termopares. Por otra parte, todos estos sensores y los cables que conectan cada elemento del circuito frigorífico con la adquisición de datos y con la alimentación, se han introducido en una caja de derivación, presentada en la figura III.15, para que la instalación esté dispuesta más correctamente, con el fin de garantizar una adquisición sin ninguna medida incorrecta debido a una disposición incorrecta de los cables:



Figura III.15. Caja de derivación con la instalación eléctrica y los elementos de medida.

### III.2.2.1. Caudalímetros

Esta máquina frigorífica dispone de dos caudalímetros: uno para el circuito cerrado por donde circula el fluido refrigerante y otro para el circuito de enfriamiento del agua. Consecuentemente, ambos están conectados al sistema de adquisición Keithley, y al mismo tiempo, la evolución del caudal másico será visualizada en el programa LabView.

Por un lado, el instrumento de medida para el fluido refrigerante es un caudalímetro a efecto Coriolis. Asimismo, como el fluido R134a circula por un circuito cerrado, solamente un caudalímetro será necesario para medir su caudal másico. De este modo, este dispositivo se instalará justo antes de la entrada del compresor para asegurar la medida del fluido en fase vapor, y antes del manómetro de baja presión, debido a que el volumen de fluido más elevado en esta parte del circuito. Finalmente, cabe comentar que en el caso de una hipotética comercialización de este sistema de refrigeración se produciría un ahorro importante en cuanto al espacio en comparación con volumen ocupado por éste durante los ensayos experimentales en el laboratorio, ya que la función de este caudalímetro es solamente la de efectuar las medidas y conocer el caudal másico del fluido refrigerante en su punto de funcionamiento óptimo [1].

Por otro lado, en cuanto al circuito de enfriamiento del agua, el instrumento utilizado es un caudalímetro electromagnético de Kobold, ya que la precisión de esta medida no debe ser necesariamente igual de precisa que la del caudal másico del R134a. Asimismo, la velocidad de rotación de la bomba de agua que origina la circulación del agua proporciona un valor que puede ser fácilmente asociado al caudal másico de ésta.

Finalmente, en cuanto a las incertitudes, la precisión del caudalímetro de R134a tiene una precisión del  $\pm 0,5$  % del valor máximo de la escala para la fase vapor y de un  $\pm 0,2$  % del valor máximo de la escala para la fase líquido; y la precisión del caudalímetro de agua, de un  $\pm 2,0$  % del valor máximo de la escala.

### III.2.2.2. Manómetros

Después de las modificaciones realizadas en el circuito a causa del remplazamiento del compresor, los sensores de presión o manómetros se dispondrán justo en la entrada y en la salida del compresor, como se muestra anteriormente en *la figura III.14*. En efecto, el manómetro de la zona de baja presión del circuito está instalado directamente en la aspiración del compresor, mientras que el manómetro de la zona de alta presión de la instalación está ubicado en la expulsión del compresor, con el fin de asegurar que el fluido se encuentre en fase vapor para obtener una medida más precisa y fiable de las presiones. Finalmente, la precisión de ambos manómetros es de un  $\pm 0,5$  % del valor máximo de la escala.

### III.2.2.3. Termopares

Los sensores de temperatura han sido tomados del almacén de la misma empresa CETHIL, y tienen una precisión de un  $\pm 0,5$  % del valor máximo de la escala. Asimismo, su ubicación en el circuito frigorífico es fundamental para visualizar la evolución de temperaturas, para los cálculos posteriores y para verificar el correcto funcionamiento del ciclo.

Sabiendo que los conductos que conectan los diferentes elementos del circuito tienen unas dimensiones muy reducidas (un diámetro de  $1/8$  "), los termopares serán fijados directamente sobre la pared exterior de estos tubos gracias a un adhesivo de aluminio y cubriéndolos con un plástico aislante del medio exterior, al igual que todo el circuito, para garantizar una medida más precisa y que ésta no sea influenciada por los intercambios térmicos con el ambiente.

De este modo, con el objetivo de tener un conocimiento completo de la evolución de la temperatura en la entrada y en la salida de cada elemento del circuito, se han instalado 6 termopares en el circuito, ubicados tal y como se muestra en *la figura III.13* y en *la figura III.18*, representados con la letra "T". Consecuentemente, se conocerán las temperaturas de los puntos más importantes del circuito con el objetivo de efectuar un cálculo de los resultados y posibilidades del circuito en un ciclo completo.

Consecuentemente, el valor obtenido de las temperaturas puede suponer una fuente de error. Ahora bien, se ha considerado la hipótesis de que el termopar proporciona un valor muy próximo del valor real debido al hecho de que los conductos tienen un diámetro muy reducido con espesor casi despreciable (1 mm o inferior), así como un buen aislamiento del medio exterior. Finalmente, otros dos termopares han sido añadidos en el circuito de refrigeración del agua, dentro del depósito de éste: uno ha sido ubicado dentro de la salida del tubo que procede de la salida del agua del evaporador para poder observar el enfriamiento del agua en el evaporador, y el segundo se ha instalado dentro de la entrada del tubo que se dirige hacia la bomba de agua, representando la temperatura del depósito.

En resumen, en esta parte se han presentado los sensores para la medida de datos experimentales y su ubicación, así como la instalación frigorífica. De igual modo, se expondrá la forma con la que los valores obtenidos de los diferentes sensores han sido tratados y analizados.

### III.2.3. Adquisición de datos

El programa LabView es un software de concepción gráfica de sistemas que permitirá controlar la puesta en marcha de la instalación, medir las presiones, las temperaturas, los caudales máxicos y en conclusión, conseguir los datos experimentales. Igualmente, el programa permitirá conocer o determinar cualquier característica del fluido en un cualquier instante de las pruebas experimentales gracias a las llamadas "cajas de cálculo", a condición de que el usuario sea capaz de conectar matemáticamente el parámetro que quiere determinar a partir de los datos obtenidos por el sistema de adquisición.

De este modo, escribir las ecuaciones que establecen la relación ha sido particularmente conveniente, debido a que se podrá saber su valor directamente sin necesidad de hacer un cálculo posterior. Consecuentemente, los parámetros que más interesa conocer son los valores de la temperatura de saturación, tanto en el condensador como en el evaporador, para saber si los valores del subenfriamiento o del sobrecalentamiento son correctos, respectivamente. Asimismo, a partir de los datos proporcionados por Refprop, se han calculado los polinomios de la temperatura de condensación en función de la presión en la salida del compresor y la temperatura de evaporación en función de la presión en la aspiración. Cabe destacar que estas modificaciones en la programación han sido realizadas a causa de las características del nuevo compresor hermético.

Finalmente, a partir de la temperatura de saturación del evaporador, se han calculado los polinomios de la entalpía másica para la fase líquida y la entalpía para la fase vapor para poder calcular posteriormente la potencia en el evaporador. Cabe comentar que todas estas fórmulas calculadas con Excel serán añadidas por el usuario en la segunda ventana de LabView, llamada "Block diagram", tal y como la figura III.16 presenta:

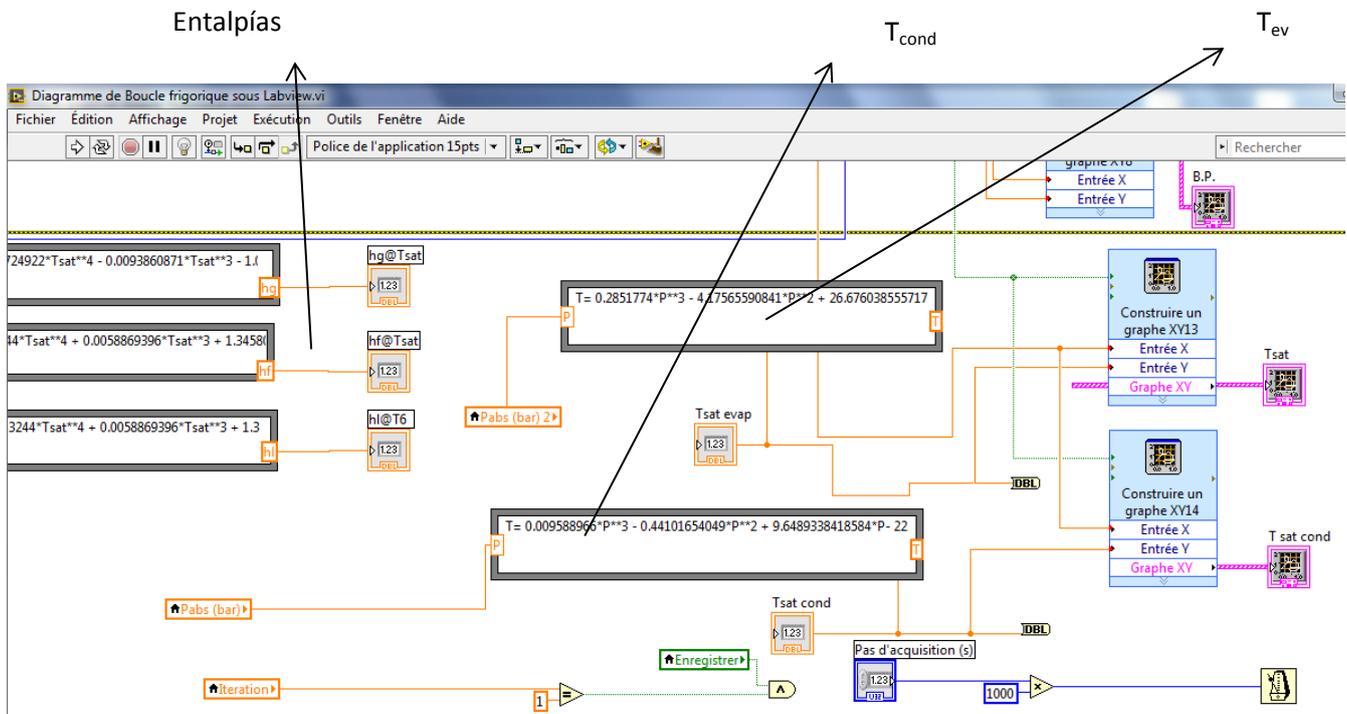
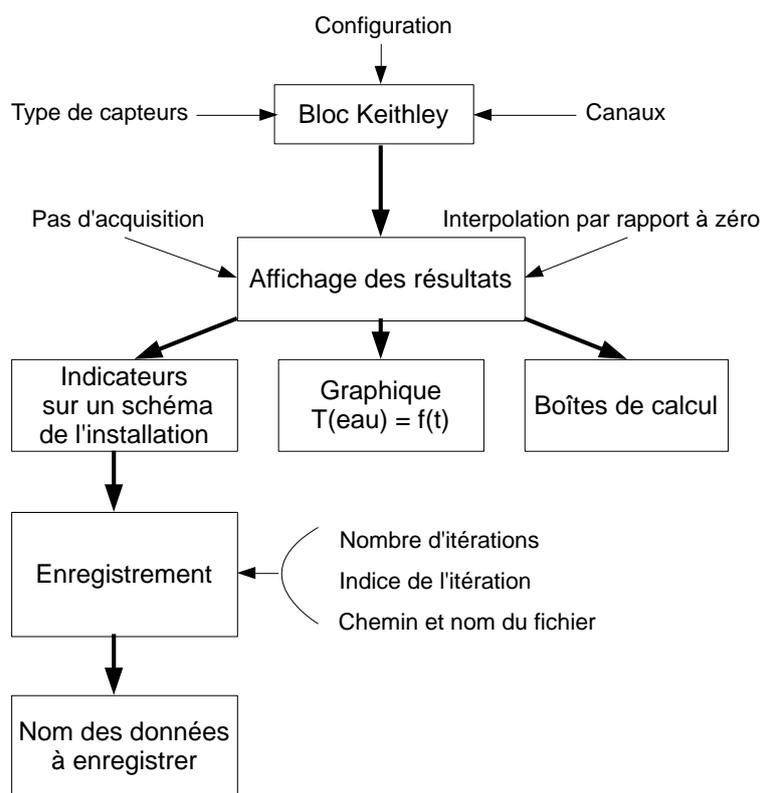


Figura III.16. Block diagram del programa LabView.

Por otra parte, los captore nombrados precedentemente serán conectados al multímetro Keithley. Este sistema es capaz de recibir y visualizar directamente sus respectivos valores. No obstante, no puede realizar esa simple conversión para los manómetros, así que no se considerará realizar una lectura adaptada de estos datos ni tampoco de guardarlos. Es por este motivo que se utiliza el programa LabView, ya que será capaz de controlar el sistema de adquisición y realizará un almacenamiento de los datos en forma de tablas, y de este modo podrán ser leídos en documentos Excel o texto. A propósito de esta última línea, la visualización de los datos se hará de forma para que aparezcan 5 cifras significativas con el

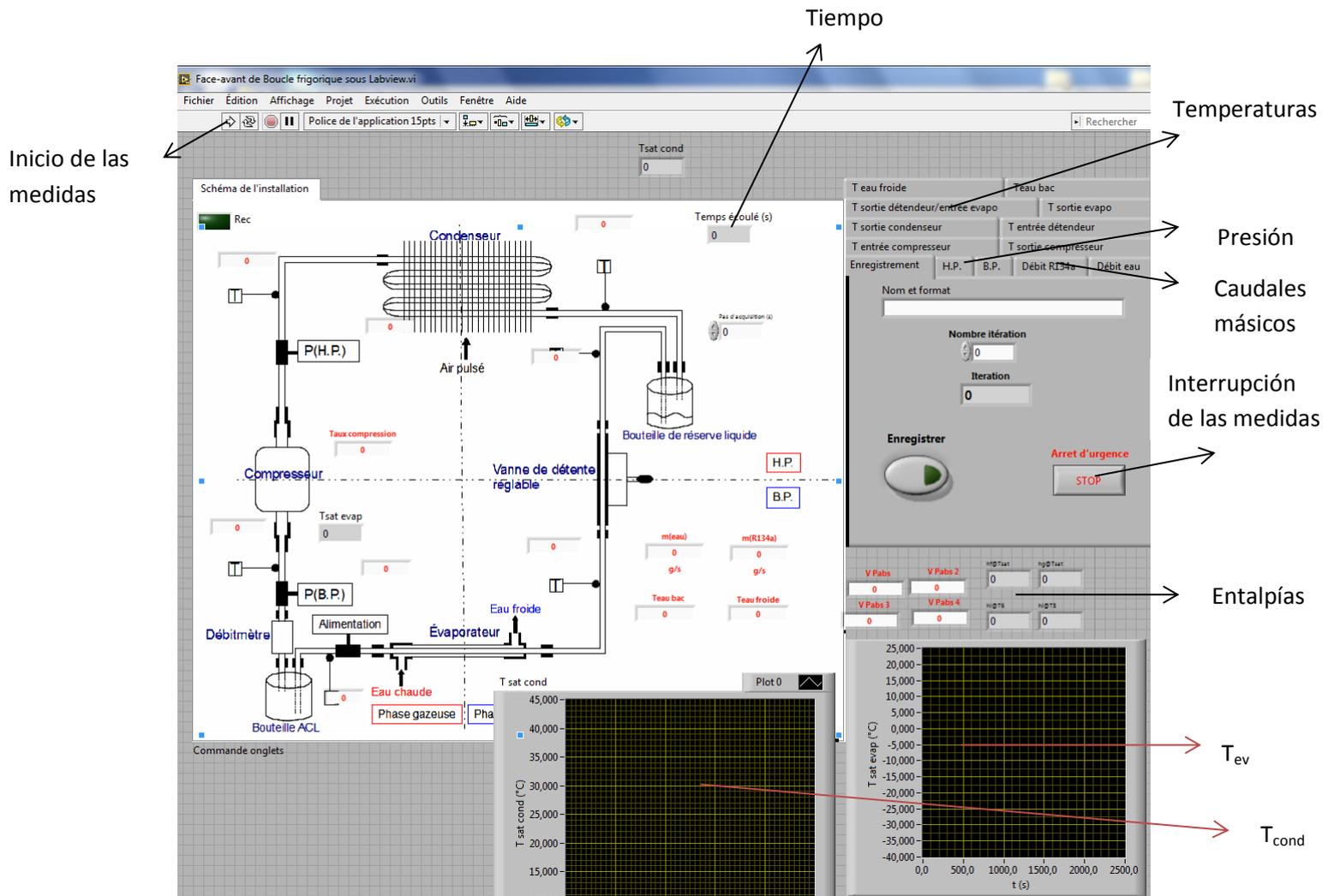
objetivo de realizar una lectura más precisa cuando los datos se transfieren para ser tratados en el programa Excel o en el programa Matlab.

Consecuentemente, el programa LabView necesita una biblioteca propia del Keithley para controlar y recibir la información de los diferentes canales proporcionada por este último, y cada canal está ligado a cada elemento de medida experimental del circuito (manómetro, termopar o caudalímetro). Asimismo, durante esta primera etapa, mostrada en *la figura III.17*, será necesario configurar el programa de la misma manera que se ha ajustado en el Keithley [1]. En otras palabras, se introducirán el número de canales totales utilizados por Keithley y que LabView debe leer, y el tipo de sensor para cada canal. En resumen, *la figura III.17* representa la estructura global de la programación en LabView:



*Figura III.17. Esquema del principio de programación con LabView.*

De este modo, a continuación de haber realizado el vínculo entre el Keithley y el programa LabView, se programará una interfaz gráfica con el objetivo de visualizar los valores obtenidos por los sensores, y los cálculos de las entalpías y temperaturas de saturación realizados en la ventana de “Block diagram”. Este nueva ventana se denomina “Front pannel window” y su diseño se puede observar en *la figura III.18*:



*Figura III.18. Interfaz de visualización en LabView, Front panel window.*

Ahora bien, la visualización se puede realizar de dos formas, tal y como se muestra en *la figura III.18*: por simples indicadores en pequeños rectángulos o por gráficas con el parámetro deseado en función del tiempo. Consecuentemente, lo más adecuado será crear un diseño con el esquema de la instalación frigorífica, ubicando en éste el lugar exacto de cada termopar, manómetro y caudalímetro, con sus respectivos valores instantáneos en los indicadores. En conclusión, todos los parámetros tendrán una gráfica para observar su evolución en función del tiempo, así como también de un pequeño indicador con su valor instantáneo, enumerando a continuación todos los parámetros mostrados:

- Temperatura en la entrada del compresor.
- Temperatura en la salida del compresor.
- Temperatura en la salida del compresor/entrada del condensador.
- Temperatura en la salida del condensador, anterior al depósito RL.
- Temperatura en la entrada de la válvula de expansión, posterior al depósito RL.
- Temperatura en la salida de la válvula de expansión/entrada del evaporador.
- Temperatura en la salida del evaporador.
- Temperatura de evaporación y temperatura de condensación
- Temperatura del agua en la salida del evaporador.
- Temperatura del agua en el depósito.

- Presiones alta y baja.
- Caudal másico del R134a y del agua.
- Entalpías de la fase líquida y la fase vapor a la temperatura de evaporación.

De esta forma, no solamente se proporcionarán los datos del circuito frigorífico, sino que también se podrá observar la evolución de la temperatura del depósito de agua y del agua en la salida del evaporador. Consecuentemente, esta visualización del circuito de refrigeración del agua será verdaderamente útil ya que permitirá juzgar de manera cualitativa la consecución y el avance del objetivo.

### III.2.4. Construcción del nuevo circuito frigorífico.

En resumen, después de haber realizado el redimensionado del circuito frigorífico, especialmente del condensador, se conocen las nuevas características y dimensiones de los elementos del sistema de refrigeración. Consecuentemente, se ha instalado el nuevo evaporador de cobre.

Ahora bien, sabiendo que la longitud final del evaporador es de 1,31 m, éste se instalará en forma de serpentín, es decir, con dos codos de 180 °, con el objetivo de respetar las condiciones y los límites de espacio de la instalación fijados inicialmente.

Finalmente, cabe comentar que la instalación precedente estaba proveída de un depósito de separador de líquido (SL) en la salida del antiguo evaporador para evitar que entrara fluido en fase líquida en el compresor. No obstante, este depósito ha sido desinstalado debido a que el nuevo compresor, de mayores dimensiones que el compresor Embraco, ya el compresor hermético contiene un depósito de estas características incorporado. En resumen, la figura III.19 presenta las últimas modificaciones realizadas en el circuito frigorífico, y las figuras de los otros elementos serán presentadas en *el Anexo C*.



Figura III.19. Disposición final del evaporador.

## IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL

Esta cuarta sección de la Memoria tiene como objetivo realizar ensayos experimentales en el sistema de refrigeración diseñado, con el fin de describir, analizar e interpretar los resultados experimentales obtenidos. De este modo, la primera parte consistirá en el proceso de carga del circuito con fluido refrigerante. A continuación, se presentarán los resultados experimentales con el fin de comprobar que el nuevo circuito es capaz de llegar a obtener una temperatura de agua de 1 °C, durante un periodo de tiempo límite. Finalmente, se pondrá especial atención en los valores obtenidos del COP, coeficiente politrópico, rendimiento isentrópico, rendimiento volumétrico, eficiencia de los intercambiadores, las pérdidas de calor en el compresor y la magnitud de las potencias en cada uno de los elementos del circuito.

Cabe añadir que los ensayos experimentales realizados con el compresor Embraco predecesor no serán presentados en esta sección, por lo que serán adjuntados en *el Anexo A.2*.

### IV.1. Proceso de carga de fluido refrigerante

En cuanto al proceso de carga del circuito, cabe comentar que antes de efectuarlo se ha comprobado que todas las conexiones con el sistema de adquisición y con la alimentación eran correctas.

De este modo, el valor la temperatura del depósito de agua mostrado por el programa LabView era efectivamente el valor de la temperatura ambiente. En cuanto a los caudalímetros de agua y de fluido refrigerante, éstos marcaban inicialmente un valor nulo. Por consiguiente, esto demuestra que el funcionamiento de los termopares del depósito de agua y los caudalímetros era el correcto. A propósito de los manómetros, los ensayos iniciales con el antiguo evaporador (*Anexo A.2*) realizados inicialmente mostraban que la temperatura y la presión visualizadas en la entrada y en la salida del compresor concordaban con la temperatura y la presión en la curva de saturación del diagrama de Presión-Entalpía (P-h) del fluido refrigerante R134a. Consecuentemente, el funcionamiento de los manómetros también es el adecuado.

A continuación, se ha comprobado el hermetismo del circuito: En primer lugar se ha introducido nitrógeno en fase vapor por la válvula Schrader con el objetivo de verificar que no hay ninguna fuga en la instalación, poniendo especial atención a los manómetros, la entrada y salida del compresor y a la unión entre los conductos que unen los diferentes elementos.

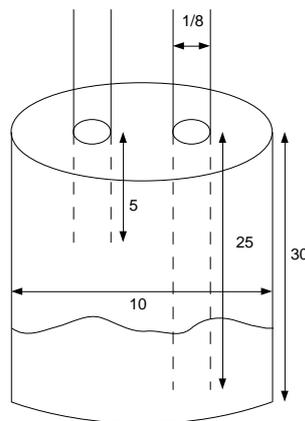
Posteriormente, se ha realizado la puesta en vacío del circuito gracias a una bomba de vacío, que funciona con nitrógeno líquido, y a un Manifold, un instrumento con 4 entradas que permite la circulación de fluido en fase vapor y que une el depósito de R134a, la bomba de vacío, la instalación de refrigeración y a un tercer manómetro exterior que proporcionará un valor de la presión más preciso que el de los manómetros del circuito en el programa LabView y que, por consiguiente, verificará la correcta puesta en vacío. De este modo, esta puesta en vacío permitirá eliminar todos los gases incondensables presentes en el circuito, y todas las trazas de agua o humedad. Este proceso es de gran importancia debido a que estas trazas de

agua se podrían mezclar con el fluido refrigerante en el futuro y producir ácido, nocivo para el circuito. Finalmente, los dos manómetros marcan un valor de 0 bar en el LabView, y el tercer manómetro exterior proporciona una presión de 0,84 mbar, un valor completamente coherente, ya que en el caso contrario habría excesivas pérdidas de carga en el circuito o quedarían trazas de humedad, por lo que se puede considerar que la puesta en vacío ha sido exitosa.

A continuación, se realizará el proceso de carga del circuito, por lo que se deberá calcular la masa de R134a a introducir. Para ello, se deberá tener en cuenta las características del nuevo compresor y considerar el volumen del evaporador.

Asimismo, se tendrá en cuenta del volumen del depósito RL. En efecto, este depósito permitirá almacenar el fluido refrigerante en forma líquida durante las variaciones de las condiciones de funcionamiento del sistema. Por tanto, su correcto dimensionado tendrá como objetivo imponer que el fluido en la salida del condensador para asegurar que siempre haya fluido en fase líquida a expandir, y por consiguiente se ha instalado entre el condensador y la válvula de expansión.

De esta forma, *la figura IV.1* representa la estructura del depósito RL, con su entrada a la izquierda y su salida en el lado derecho:



*Figura IV.1. Esquema de la estructura del depósito RL.*

Finalmente, *la fórmula IV.1* muestra el volumen total de este depósito, de tal manera que contenga al menos el volumen total del circuito frigorífico en fluido refrigerante:

$$V_{RL} = V_{conducots} + V_{cond} + V_{ev} \approx 9 \text{ mL} \quad (\text{IV.1})$$

Las fórmulas *IV.2*, *IV.3* y *IV.4* muestran el cálculo de la masa final que se debe introducir:

$$V_{R134a} = \frac{V_{cond}}{2} + V_{tubeliq} + V_{RL} \quad (\text{IV.2})$$

$$m_{R134a} = V_{R134a} \cdot \rho_{R134a} = 2.92 \cdot 10^{-5} \cdot 1200 \approx 35 \text{ g} \quad (\text{IV.3})$$

$$m_{tot} = m_{R134a} + m_{comp} = 35 + 15 \approx 50 \text{ g} \quad (\text{IV.4})$$

Cabe destacar que este cálculo ha sido realizado para la parte líquida de la instalación, por lo cual el líquido en el evaporador es despreciado en *la fórmula IV.2*, y de la misma manera solo se ha considerado la mitad del volumen del condensador. Finalmente, el volumen del depósito RL y el de los conductos de la parte de la instalación que contiene fase líquida de fluido refrigerante, y se utilizará la densidad del R134a en las condiciones de entrada de éste a través de la válvula Schrader para calcular la masa a introducir a partir del volumen.

## IV.2. Pruebas con el compresor hermético

De esta forma, después del montaje definitivo de la instalación y del proceso de carga de fluido refrigerante, los primeros ensayos en la instalación serán realizados.

En cuanto a esta primera prueba, para comenzar será conveniente determinar un modo operatorio o protocolo con el objetivo de garantizar el buen funcionamiento del circuito.

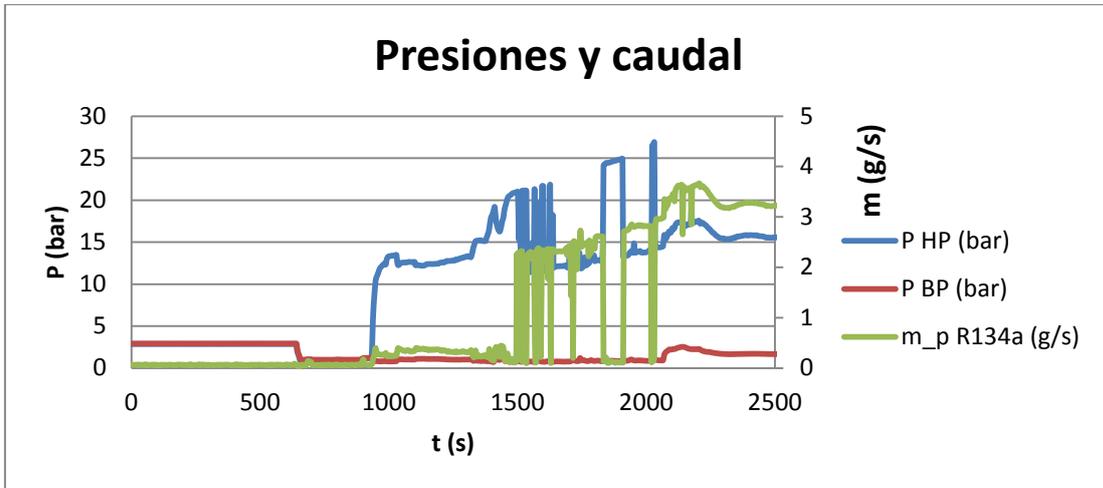
En primer lugar, solamente dos parámetros pueden ser fijados por el usuario: el caudal másico del agua, que será fijado con el valor determinado en la sección de redimensionado del circuito (7,66 g/s aproximadamente) y la apertura de la válvula de expansión. Además, varios puntos de funcionamiento (PF) serán obtenidos hasta determinar la apertura definitiva a la que el primer ensayo será efectuado.

Durante el comienzo de la primera prueba, la apertura de la válvula será casi nula, con el fin de tener un índice de compresión máximo, un caudal másico de R134a mínimo y un sobrecalentamiento en la salida del evaporador muy elevado. A continuación, con el objetivo de conocer el caudal máximo que el evaporador puede aceptar, será necesaria que fluido en flujo bifásico aparezca en la salida de este intercambiador para que esté saturado.

De este modo, se observará la evolución de las temperaturas, particularmente las de la entrada y salida del compresor y del evaporador, para poder determinar la apertura precisa de la válvula a la cual el sobrecalentamiento alcance un valor aproximado al fijado en el cálculo teórico, es decir, 6 K. De esta manera, *la figura IV.2* muestra la evolución de las temperaturas en el inicio de la prueba:

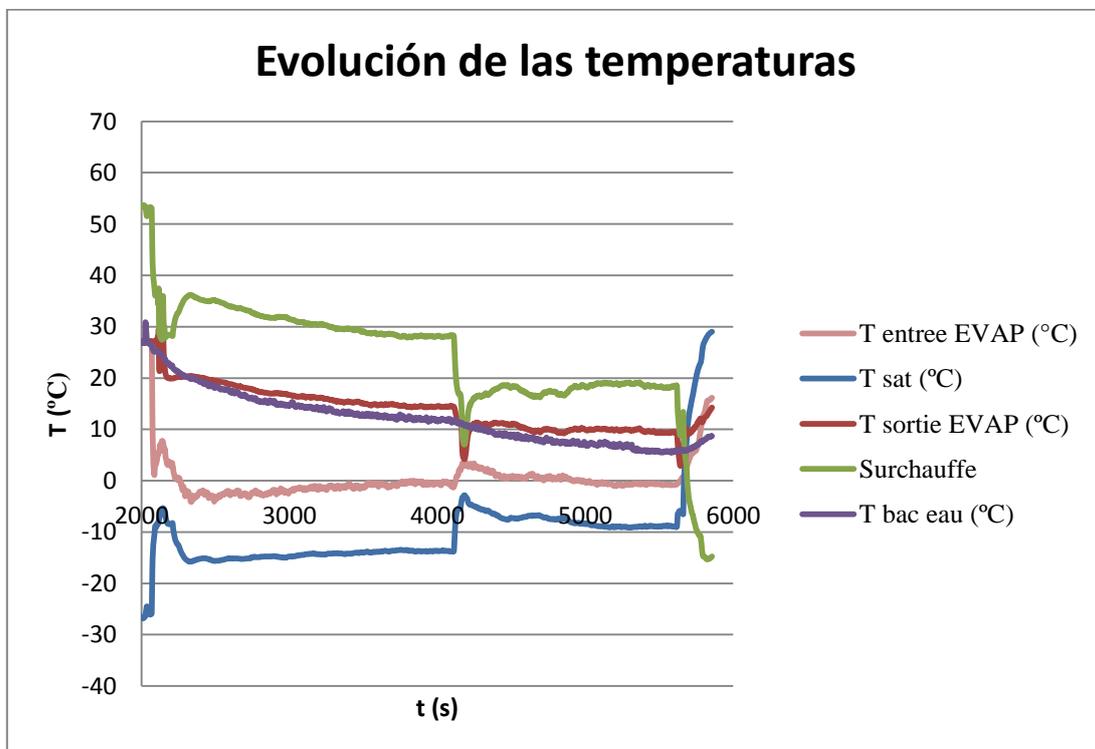


valor de corriente nominal (0,84 A). Aun así, estas tres medidas de presiones y caudal serán mostradas en la figura IV.3:



*Figura IV.3. Evolución de las temperaturas y del caudal en el inicio de la primera prueba.*

En conclusión, la evolución de las temperaturas, de las presiones y de los caudales serán analizados a partir del instante donde éstos se estabilizan, es decir, para un tiempo superior a 2000 segundos en la figura IV.3 y la figura IV.4. En cuanto a la evolución de las temperaturas, la primera serie de pruebas podrá ser realizada. De este modo, la figura IV.4 muestra esta evolución, particularmente la temperatura del depósito de agua en morado:



*Figura IV.4. Evolución de las temperaturas de la primera prueba.*

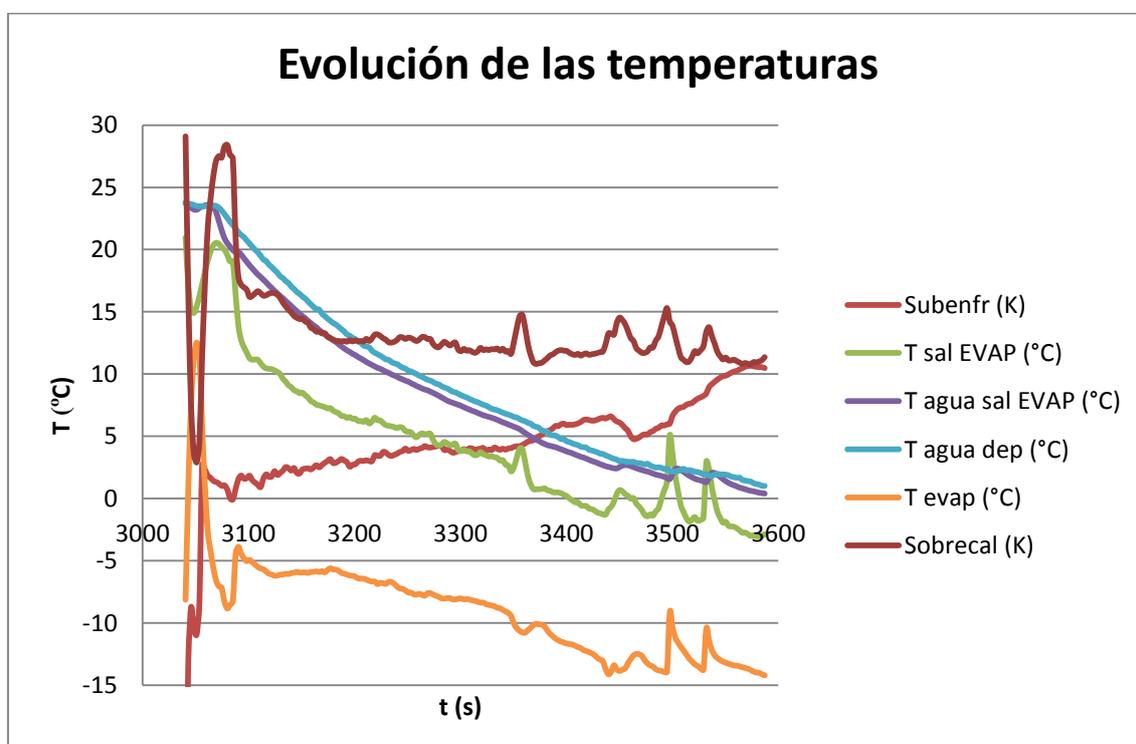
En esta figura IV.4, se puede observar que la temperatura del depósito de agua, inicialmente a 28 °C, alcanza una temperatura de 6 °C en un tiempo de 1 hora. No obstante, esta temperatura inicial del agua es anormal, ya que las medidas se han realizado en verano, ya que normalmente la temperatura de agua de un circuito doméstico es de 18 °C. Por otra parte, esta evolución de la temperatura del agua tendrá una influencia en la eficiencia del evaporador, es decir, la eficiencia disminuirá con la temperatura del depósito y por consiguiente refrigerar el agua será más difícil, debido a su relación con la temperatura de evaporación.

Finalmente, como se ha comentado precedentemente, cabe añadir que esta primera serie de ensayos se ha realizado con una ligera sobrecarga de fluido refrigerante. El cálculo teórico era de 50 g, pero probablemente se haya introducido una cantidad superior, y el compresor se ha interrumpido al llegar a una temperatura de salida demasiado elevada. Por lo que el circuito volverá a ser vaciado, puesto en vacío y recargado con una masa de 50 gramos. Consecuentemente, a continuación se mostrarán los resultados de la segunda y tercera serie de pruebas.

No obstante, los resultados obtenidos de esta primera serie también serán comentados e interpretados en las conclusiones de *la sección IV.3*.

En cuanto a la segunda serie de medidas, cabe comentar que se ha utilizado la misma apertura de la válvula que durante el primer ensayo (del 70 %), por lo que la temperatura desciende rápidamente desde el principio. No obstante, en *la figura IV.5* se muestra a partir de  $t = 3000$  s debido a que anteriormente se estaba realizando la puesta en vacío.

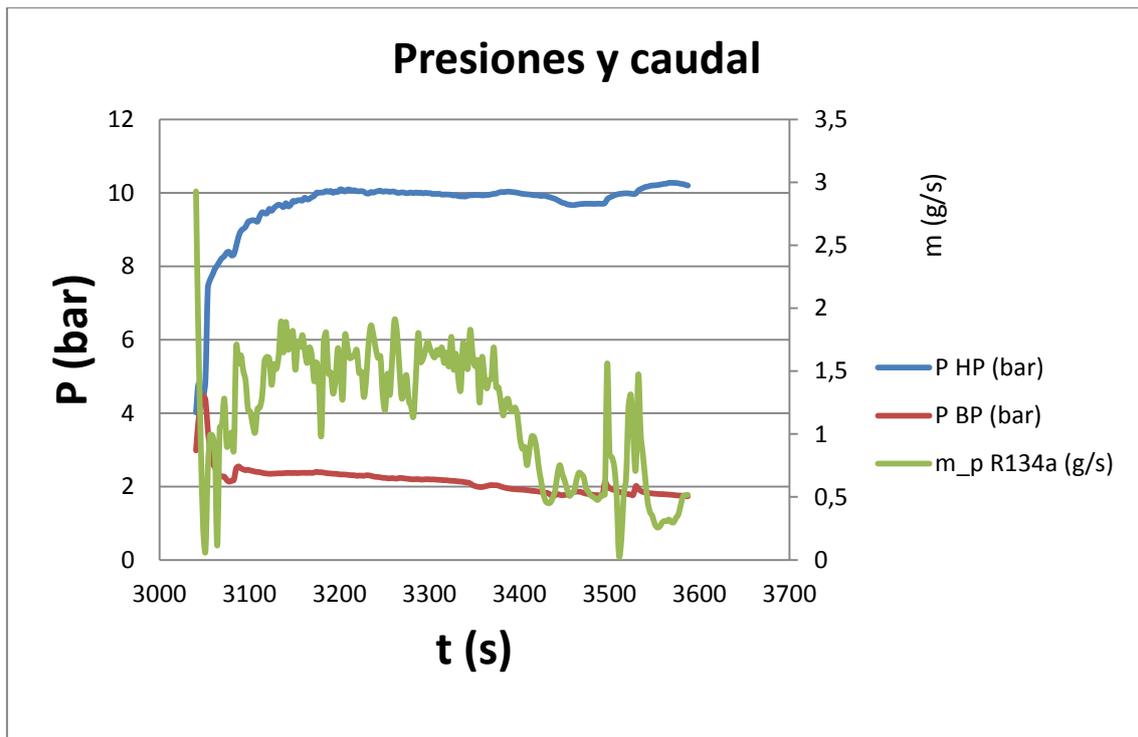
De este modo, *la figura IV.5* muestra la evolución de las temperaturas:



*Figura IV.5. Evolución de las temperaturas de la segunda prueba.*

En esta segunda prueba, se alcanza la temperatura deseada en 600 segundos, es decir, 10 minutos. Como se puede observar en *la figura IV.5*, la temperatura del depósito desciende de 25 °C hasta llegar al objetivo deseado (curva azul claro). Además, cabe destacar que se ha conseguido regular el valor del sobrecalentamiento entre los 10 y 15 K, un valor cercano al valor fijado era de 6 K, y un subenfriamiento entre 2 y 8 K, para un valor teórico fijado de 5 K. Finalmente, en cuanto a la temperatura de evaporación, ésta oscila entre -10 y -5 °C, tal y como se esperaba.

Por otra parte, en cuanto al caudal del fluido refrigerante y a las dos presiones, *la figura IV.6* muestra la evolución de estos parámetros con el transcurso del tiempo:

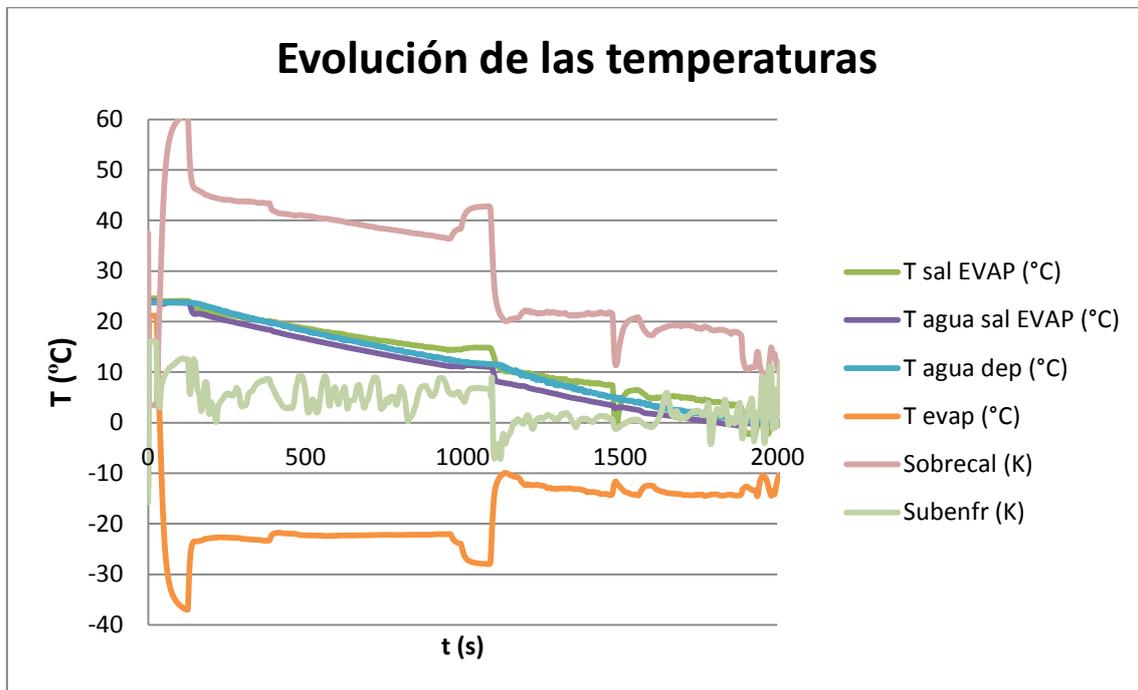


*Figura IV.6. Evolución de las presiones y del caudal de la segunda prueba.*

Como se puede observar en esta segunda prueba, la presión en la salida del compresor ya obtiene un valor más acorde con el redimensionado y con las características del compresor, de 10 bar aproximadamente, del mismo modo que para la presión en la aspiración, con un valor de 2 bar aproximadamente. En cuanto al caudal másico del R134a, éste varía entre 0,5 y 1,75 g/s, con un valor medio de 1,2 g/s, tal y como se había calculado en el redimensionado.

En conclusión, se ha obtenido la temperatura deseada en un tiempo relativamente corto, con unos resultados muy cercanos a los esperados. No obstante, esta segunda prueba se ha realizado con un volumen de un depósito de agua inferior al establecido, por lo que es razonable ese periodo de tiempo tan corto. Consecuentemente, una tercera serie de ensayos será realizada con un volumen más realista.

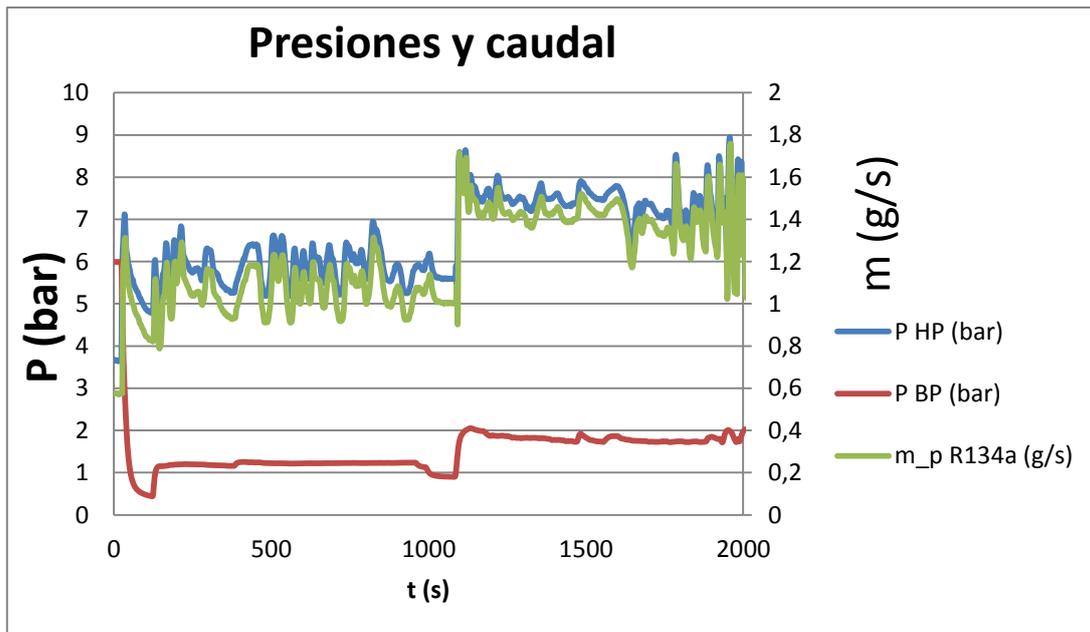
Por consiguiente, para esta tercera prueba se ha modificado la apertura de la válvula de expansión y el volumen del depósito de agua, de 1 L. Consecuentemente, la evolución de la temperatura será diferente, tal y como muestra *la figura IV.8*:



*Figura IV.7. Evolución de las temperaturas de la tercera prueba.*

Como se muestra en *la figura IV.7*, la temperatura de 1 °C se alcanza en poco más de media hora y este resultado es más real que el mostrado durante la segunda prueba. Cabe destacar que al principio la apertura de la válvula era del 50 %, por eso hay un sobrecalentamiento tan elevado, una temperatura de evaporación de -20 °C, un caudal de 1 g/s y unas presiones de 1,5 y 5 bar, respectivamente.

No obstante, en el instante  $t = 1000$  s, aproximadamente, se ha abierto la válvula hasta un 70 %, por lo que el caudal ha aumentado hasta 1,4 g/s y las presiones se han equilibrado (2 y 8 bar, respectivamente), el sobrecalentamiento ha disminuido hasta 20 K (un valor excesivamente elevado) y la temperatura de evaporación ha aumentado hasta -10 °C aproximadamente. De este modo, en *la figura IV.8* se puede observar esta variación en la apertura de la válvula en este instante intermedio:



*Figura IV.8 Evolución de las presiones y del caudal de la tercera prueba.*

### IV.3. Conclusiones

En este apartado, se mostrarán la interpretación de los resultados de las tres series de pruebas. Aunque la primera serie difiere de las dos últimas, es interesante conocer algunos de los valores encontrados.

En cuanto a esta primera serie de ensayos, no se ha alcanzado la temperatura deseada y el tiempo de la prueba ha sido demasiado elevado, de más de una hora, por lo que se ha producido un sobrecalentamiento en el compresor, alcanzando una temperatura de 90 °C en su salida, y se ha detenido. Esto es debido a una sobrecarga de fluido refrigerante y se debe evitar ya que el compresor podría resultar inservible.

Se puede retener que el caudal másico es de 3,5 g/s y que la temperatura del agua del depósito obtenida es de 6 °C. De todas formas, se han tratado los datos obtenidos en Matlab con el propósito de verificar las hipótesis realizadas inicialmente en los modelos del compresor y del evaporador, para finalmente calcular y comparar algunos parámetros importantes, tales que el COP, potencias, rendimiento isentrópico y volumétrico y coeficiente politrópico.

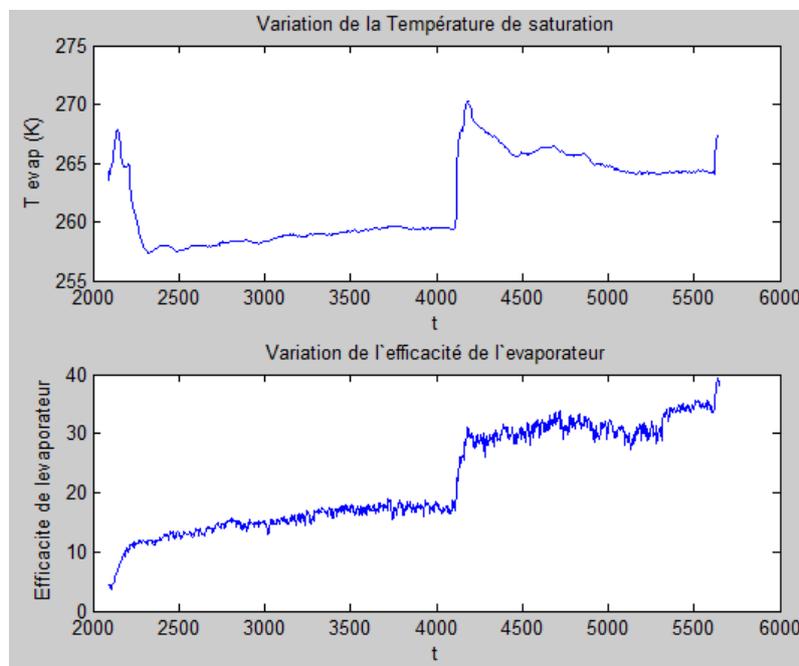
En cuanto al valor del COP, el valor medio de este parámetro durante el descenso de la temperatura del depósito es de 2,5 aproximadamente, un valor superior al teórico. Además, durante el enfriamiento del agua varía entre 0,92 y 3,3, valores muy cercanos a los resultados encontrados en la literatura durante el estudio bibliográfico de los sistemas de refrigeración de baja potencia, en *la sección II.2*. Además, la potencia del evaporador varía entre 45 y 130 W, del mismo orden de magnitud que la capacidad obtenida teóricamente en el redimensionado de éste gracias al modelo del compresor.

En relación al rendimiento volumétrico del compresor, su valor está comprendido entre un 29 % y un 57 %, valores inferiores a los supuestos teóricamente. Consecuentemente, el modelo

sobreestima este parámetro. En cuanto al rendimiento isentrópico, el valor es 72 %, inferior al del cálculo teórico, pero realmente aproximado.

Por otra parte, los valores del coeficiente politrópico y del índice de volumen muerto han sido determinados para compararlos con los introducidos inicialmente, para poder verificar que la hipótesis es correcta. Por un lado, el coeficiente politrópico toma valores comprendidos entre 0,93 y 1,01 y su valor introducido era de 1,15; por otro lado, el índice de volumen muerto toma valores comprendidos entre 6,2 y 11,1 %, cuando su valor supuesto valor era del 7,5 %. En conclusión, esto demuestra que el modelo más realista realizado para el compresor es completamente coherente, debido a la similitud de valores obtenidos en comparación con los teóricos, salvo para el rendimiento volumétrico.

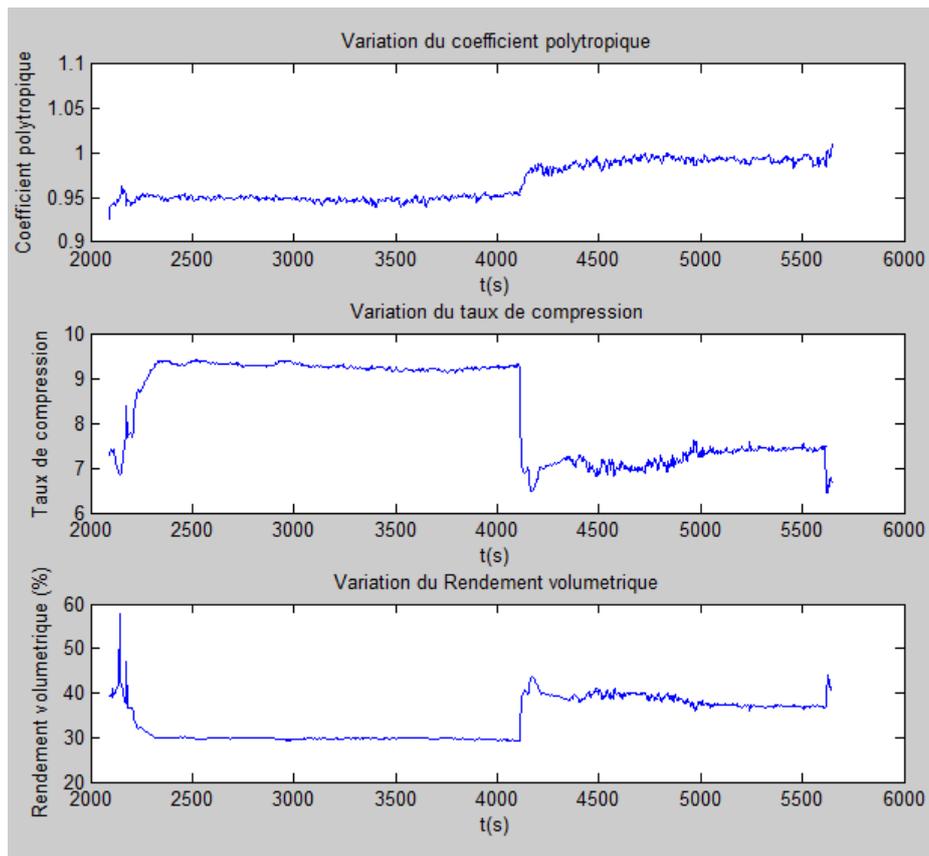
Finalmente, en cuanto a la dependencia de los diferentes parámetros, será interesante de establecer una relación entre ellos. De esta forma, *la figura IV.9* muestra la relación entre la temperatura de saturación y la eficiencia del evaporador:



*Figura IV.9. Dependencia entre la temperatura y la eficiencia del evaporador.*

Aunque se puede observar que la eficiencia aumenta con la temperatura de saturación, se debe tener en cuenta de la influencia de la temperatura de entrada del agua en el evaporador. Por ejemplo, en el instante  $t = 2000$  s, la temperatura del depósito es de 25 °C, por lo cual la eficiencia es muy reducida, pero cuando esta temperatura desciende, la diferencia entre esta y la temperatura de saturación es menor, y por consiguiente, la eficiencia aumenta.

Finalmente, en cuanto al compresor, el coeficiente politrópico aumenta ligeramente cuando el índice de compresión disminuye, al igual que para el rendimiento volumétrico, pero más marcado, tal y como *la figura IV.10* muestra:



*Figura IV.10. Dependencia de los parámetros del compresor.*

En cuanto a la segunda serie de ensayos, los resultados obtenidos para la misma apertura de la válvula son muy optimistas, particularmente debido a que se ha alcanzado la temperatura deseada en 10 minutos y se han obtenido unos valores experimentales muy cercanos a los teóricos, por lo que se puede concluir que las hipótesis supuestas en el modelo efectuado en Matlab son totalmente correctas.

Por un lado, los valores del caudal másico (1,2 g/s), de las presiones (10 y 2 bar respectivamente), de la evolución de las temperaturas, del sobrecalentamiento (entre 10 y 15 K) y del subenfriamiento (entre 2 y 8 K) son totalmente satisfactorios. Y por otro lado, los parámetros calculados para el compresor de la misma forma que en la primera prueba (COP, rendimiento volumétrico e isentrópico, coeficiente politrópico, y potencias) son del mismo orden de magnitud.

No obstante, el tiempo de obtención es demasiado optimista debido al volumen del depósito utilizado, ya que será más fácil enfriar una cantidad de agua menor.

Finalmente, en cuanto a la tercera prueba experimental, esta muestra un comportamiento mucho más realista de la instalación, con un tiempo de obtención de la temperatura de 30 minutos aproximadamente.

Además, en esta última serie se ha demostrado que la apertura de la válvula debe ser de 50 y el 70 %, ya que una apertura menor no enfriaría el agua debido a un sobrecalentamiento

demasiado elevado y una temperatura de evaporación muy reducida, y una apertura mayor provocaría un equilibrio entre las presiones, por lo que la temperatura de evaporación sería demasiado elevada.

Por otro lado, del mismo modo que con la segunda, se han obtenido resultados similares a la primera en cuanto a cálculo de parámetros, que no se nombrarán de nuevo por el riesgo de ser repetitivo.

Además, cabe añadir que el desarrollo del tercer ensayo se puede observar los siguientes hechos: la potencia eléctrica consumida por el compresor se mantiene constante durante todo el proceso, ya que su corriente no varía de los 0,82 A. Además, como se puede observar, el índice de compresión es menor al principio (consecuentemente es en este periodo de tiempo donde el rendimiento volumétrico es más elevado, tal y como se muestra en *la figura IV.10*). Esto significa que la potencia fría hacia el fluido es mayor cuando éste se encuentra a 20 °C que al final cuando se encuentra en los alrededores de 5 °C, donde el índice de compresión es más elevado y por tanto el rendimiento volumétrico menor. En conclusión, esto se traduce en que el compresor es más eficaz en el inicio (debido a las características comentadas de la potencia eléctrica, potencia fría, índice de compresión y rendimiento volumétrico) que en el final del proceso de refrigeración.

Finalmente, tanto la segunda como la tercera serie de ensayos sufren unas pérdidas de carga demasiado elevadas, de 10 K, que corresponden a 0,8 bar en presión. Este valor es 30 veces más grande que el calculado teóricamente (28,7 mbar), pero es la mitad del valor encontrado en 2013 (1,5 bar). De este modo, se puede concluir que si la disposición del evaporador fuera distinta, es decir, sin codos, las pérdidas de carga serían menores y se podría obtener la temperatura final deseada en un tiempo inferior al de 1 hora. Cabe comentar que estas pérdidas podrían deberse a alguna mala soldadura o a algún orificio, pero esto no se puede verificar.

## V. MODELIZACIÓN DINÁMICA

En esta quinta sección de la Memoria, se utilizarán las ecuaciones necesarias para la caracterización matemática de un modelo en régimen transitorio, presentadas en *la sección II.4*. Consecuentemente, se presentará el modelo, se definirán las nuevas variables y el proceso de determinación del caudal másico de la instalación, y finalmente se interpretarán los resultados de las simulaciones del estudio paramétrico.

### V.1. Presentación del modelo

Con el objetivo de construir un modelo en régimen transitorio capaz de simular el rendimiento teórico del circuito de refrigeración, el programa EES (Equation Engineering Solver) será utilizado.

Este modelo se basa en la integración explícita temporal de las ecuaciones de conservación de la masa, de la energía y de la ecuación del balance de la cantidad de movimiento [21, 30, 44], definidas para cada elemento del circuito, e introducidas *en la sección II.4*. Por consiguiente, las ecuaciones características de cada dispositivo estarán conectadas entre sí, es decir, tendrán una relación. No obstante, el modelo construido se limita a la zona donde la refrigeración del agua tendrá lugar, es decir, en el evaporador.

Asimismo, como se ha introducido en *la sección II.4* anteriormente, será necesario presentar la noción del concepto “nodo”. Si un elemento del circuito tiene un nodo, solamente habrá una ecuación en un lugar de ese elemento que lo caracterice o lo defina. Consecuentemente, será necesario escribir al menos una ecuación para cada dispositivo del circuito con el objetivo de realizar un modelo lo más acorde posible con la realidad. Finalmente, se formulará una ecuación de conservación de la energía para el agua (más bien, para el depósito del agua), y se deberá tener en cuenta la inercia de los fluidos. En resumen, en adelante los objetivos serán los siguientes:

- Escribir las ecuaciones para todos los elementos.
  - Para el evaporador: Ecuación de la energía y de conservación de la masa.
  - Válvula de expansión: cálculo del caudal másico, con un balance de masa junto al compresor.
  - Compresor: cálculo del caudal a partir de sus características.
- Añadir dos ecuaciones para el agua, debido a que comprende dos sistemas :
  - Máquina frigorífica: a nivel del evaporador.
  - Ciclo del agua en el depósito: evolución de las temperaturas.

Finalmente, las propiedades termodinámicas del fluido refrigerantes han sido calculadas gracias a una interpolación lineal [44] a partir de una tabla generada por el programa EES, denominada “*P\_rho\_u.lkt*”.

## V.2. Consideración de los nuevos parámetros

En primer lugar, se introducirán los valores constantes por un lado, determinados anteriormente en el redimensionado de *la sección III*, y por otro lado, a partir de un cálculo simple.

Para ello, la sección transversal en la válvula de expansión será calculada a partir *la expresión II.81*, y será dentro del programa en EES donde se haga variar el porcentaje de apertura de ésta, mostrado posteriormente en el estudio paramétrico. A continuación, se calculará el volumen del nuevo evaporador y el caudal volumétrico del compresor, con *las ecuaciones V.1* y *V.2*:

$$V_{ev} = \pi \frac{d_i^2}{4} L_{ev} = \pi \frac{(4 \cdot 10^{-3})^2}{4} 1,31 = 1,65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (\text{V.1})$$

$$\dot{V}_{comp} = V_{cil} \cdot \frac{N}{60} = 2,82 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3000}{60} = 1,41 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (\text{V.2})$$

Posteriormente, *la ecuación V.3* proporciona el valor de la capacidad calorífica de la pared interior del nuevo evaporador:

$$C_c = M_{cui} c_{p_{cui}} = \rho_{cui} V_{tuy} c_{p_{cui}} = 8960 \cdot \pi \frac{(6 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2}{4} 1,31 \cdot 385 = 71 \text{ J/K} \quad (\text{V.3})$$

Por otro lado, un tiempo máximo de 2000 segundos ha sido fijado, ya que el objetivo fijado es de enfriar el agua correctamente en un periodo de tiempo de aproximadamente 30 minutos, con un paso de tiempo para las iteraciones en EES de 1 segundo. Conjuntamente, la presión de condensación ha sido fijada con el mismo valor determinado por el cálculo teórico en el redimensionado. Del mismo modo, los valores del título en vapor inicial en la entrada del evaporador y de la temperatura inicial de pared del mismo han sido fijados, y ésta última ha sido supuesta igual a la temperatura inicial de entrada del agua en el evaporador [1]. Finalmente, el valor inicial para la presión de evaporación es un valor más elevado, de 5 bar aproximadamente, ya que ésta descenderá hasta la obtención de una temperatura final del agua de 1 °C. En resumen, toda esta información será mostrada en *el Anexo B.2*.

### V.3. Determinación del caudal másico

Después de la caracterización matemática del compresor y de la válvula de expansión presentada en *la sección II.4*, se programará un método de determinación del caudal másico del fluido refrigerante gracias a EES. Asimismo, cabe comentar que la cantidad de carga de fluido refrigerante en el evaporador es un factor que tendrá una influencia importante en el comportamiento a tiempo constante y no lineal del sistema [16].

De este modo, se puede constatar que el caudal másico en la entrada de la válvula de expansión (punto 4) no será el mismo que en su salida (punto 5). Además, se conoce que el caudal másico en este punto 4 es el mismo que el de la salida del compresor (punto 2), y que el caudal del punto 5 es el mismo que el de la entrada del compresor (punto 1).

Consecuentemente, se ha considerado un sistema formado por el compresor y la válvula de expansión, caracterizado por la ecuación de conservación de la masa, definida en *la fórmula II.59*. De este modo, el programa define como caudal másico de la instalación en función de esta ecuación:

En primer lugar, siempre teniendo en cuenta que el cálculo se realiza para cada paso de tiempo, si el caudal másico calculado para el compresor (*ecuación II.79*) es superior al caudal másico saliente por la válvula de expansión (*ecuación II.80*), el resultado de *la fórmula II.59* es negativo. En otras palabras, la masa de fluido refrigerante en el evaporador (nudo) disminuye en función del tiempo. Por otra parte, si la energía interna es constante, habrá una disminución de la presión, que producirá un aumento del caudal másico procedente de la válvula de expansión y consecuentemente la presión volverá a ascender, ya que el efecto será inverso. En conclusión, el punto de funcionamiento se alcanzará cuando el caudal de la válvula y el del compresor se equilibren.

Si se produce el caso inverso, el caudal másico procedente de la válvula de expansión es superior al del compresor, el evaporador estará completamente saturado. Consecuentemente, la densidad en la salida de éste será igual a la densidad en estado líquido, por lo que el compresor aspirará fluido en fase líquida. Por esta razón, se ha considerado la hipótesis de saturación en fase vapor en la entrada del compresor.

En conclusión, el caudal másico de la instalación ( $\dot{m}$ ) se programará en función del caudal másico en el compresor y en la válvula de expansión. En primer lugar, si el caudal de la válvula es inferior al del compresor, el programa tomará el caudal de la válvula como caudal de la instalación. En segundo lugar, el mismo procedimiento si los caudales son iguales. No obstante, en tercer lugar, si el caudal de la válvula es superior al del compresor, el caudal resultante sería el del compresor. En resumen, este proceso se podrá observar en la programación con EES en *el Anexo B.2*.

#### V.4. Estudio paramétrico.

Consecuentemente, los resultados obtenidos con la simulación de este modelo en régimen transitorio deberán ser confrontados posteriormente con los resultados obtenidos experimentalmente, con el objetivo de que la diferencia entre ellos no relativamente cercana para poder validar este modelo dinámico. De este modo, después de esta comparación, la validación del modelo en régimen transitorio podrá certificar la correcta escritura de las ecuaciones que representan los fenómenos físicos y de transferencia térmica simulados, teniendo en cuenta las aproximaciones y las hipótesis consideradas. Sin embargo, si los resultados obtenidos en la simulación no corresponden con los experimentales, este modelo no se podrá validar y por lo tanto, se requerirá una posterior modificación y mejora.

De este modo, una primera simulación con regulación todo o nada ha sido ejecutada. Esta regulación interrumpe el compresor cuando el objetivo es alcanzado, es decir cuando la temperatura del depósito de agua es de 1 °C. De este modo, los resultados obtenidos se pueden observar en la figura V.1:

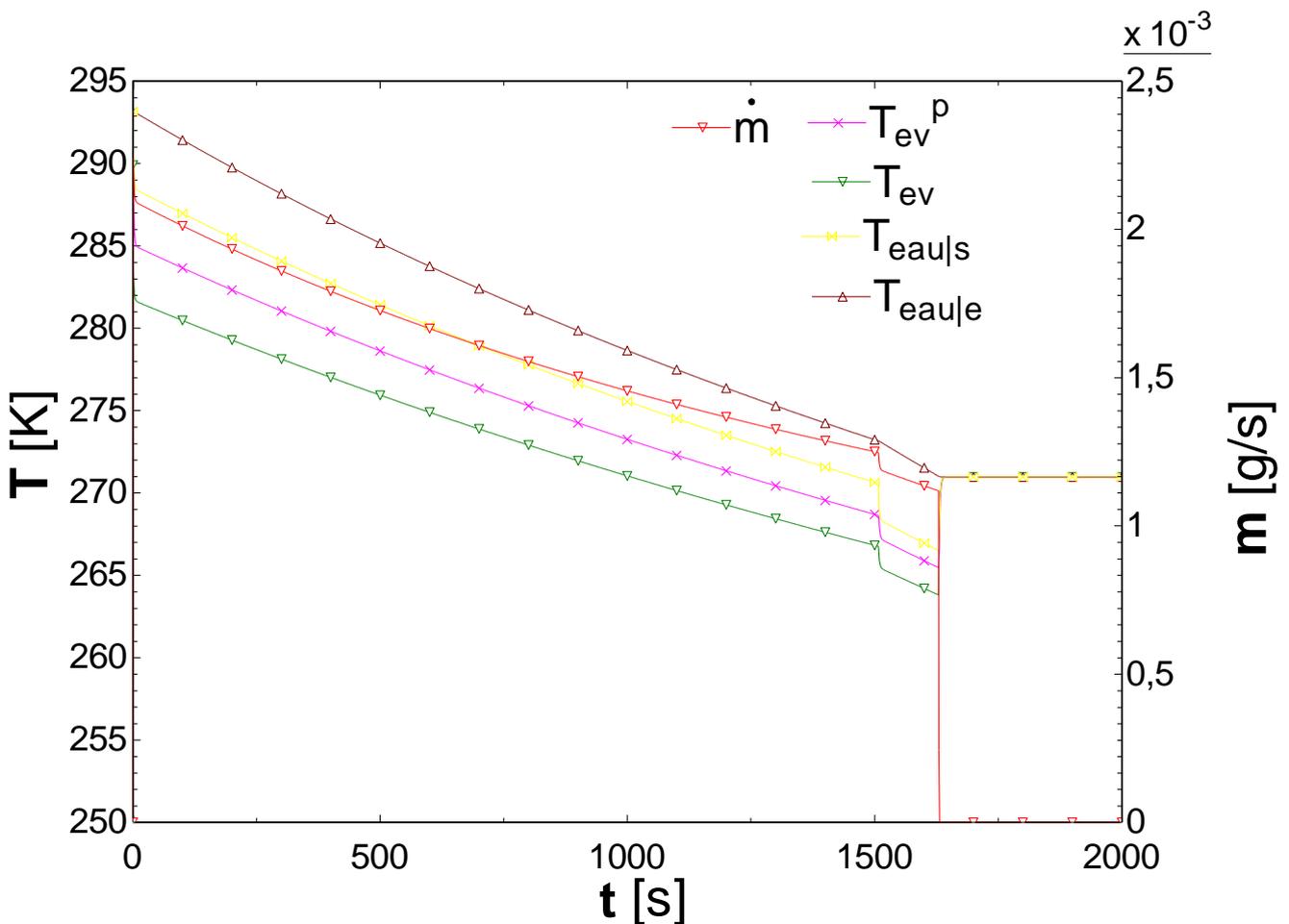


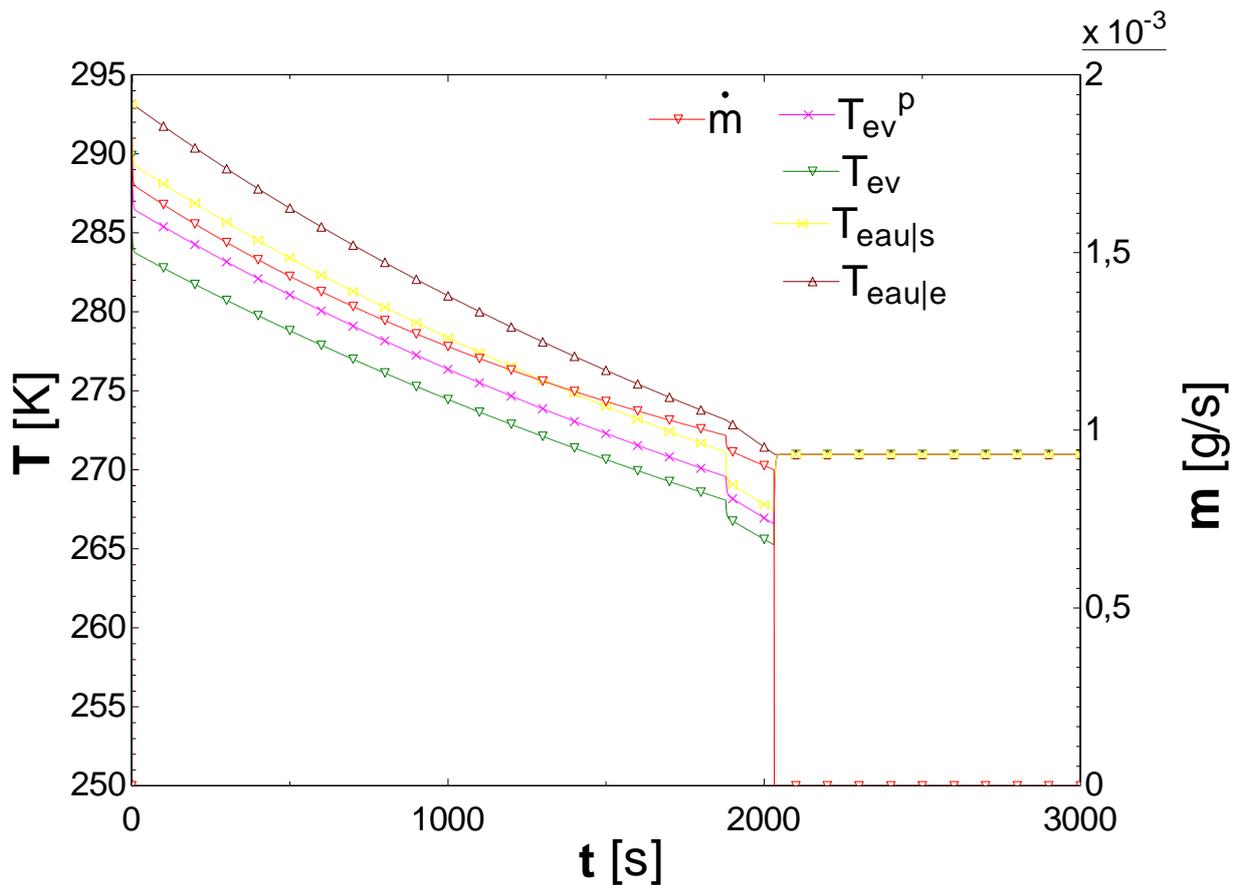
Figura V.1. Resultados de la simulación del modelo dinámico con regulación.

Como se puede observar, la temperatura del agua inicialmente es la temperatura ambiente, y alcanza el objetivo fijado en 1600 s, es decir, 25 minutos aproximadamente, satisfaciendo así las condiciones de tiempo. Cabe destacar que la apertura de la válvula para la simulación ha sido fijada como la misma que encontrada experimentalmente, es decir, del 70 %, y que el caudal másico del fluido refrigerante varía entre 1 y 2 g/s, valores correspondientes a los del redimensionado teórico. Finalmente, el valor obtenido al final de la simulación es de 1,17 g/s, cuando el teórico era de 1,15 g/s y el valor medio obtenido experimentalmente era de 1,2 g/s. Además, la presión de evaporación varía hasta alcanzar un valor de 2,17 bar, valor muy cercano al del redimensionado (2,18 bar) y al obtenido experimentalmente (2,15 bar). Finalmente, la hipótesis de mantener la presión de condensación a 10,93 bar puede considerarse correcta debido a que los resultados experimentales proporcionan un valor muy cercano (10 bar para la segunda prueba y 8 para la tercera).

No obstante, se puede observar una evolución casi lineal de las temperaturas, debido a la simplicidad del modelo construido, es decir, a causa de las aproximaciones e hipótesis consideradas, particularmente en cuanto a los coeficientes de transferencia térmica constantes para el R134a y para el agua. Aun así, este modelo en régimen transitorio ofrece una idea general de la evolución de las temperaturas y del funcionamiento simulado del evaporador.

Finalmente, aunque haya sido realizable obtener una temperatura del agua del depósito a 1 °C en menos de media hora, habrá que tener en cuenta también la dependencia entre la temperatura de evaporación y la potencia térmica en el evaporador. En otras palabras, cuando la temperatura de saturación disminuye, la potencia intercambiada se reducirá, por lo que será más complicado enfriar el agua y alcanzar el objetivo, y por consiguiente, el periodo de tiempo será más elevado que el obtenido durante esta simulación. No obstante, esta dependencia entre la potencia y la temperatura de saturación no se ha tenido en cuenta, por lo tanto esto podría justificar la diferencia entre estos resultados obtenidos durante la simulación con los resultados obtenidos durante la tercera prueba de ensayos. En conclusión, la diferencia entre ambas ha sido de 5 minutos, por lo que se puede considerar que esta simulación es válida.

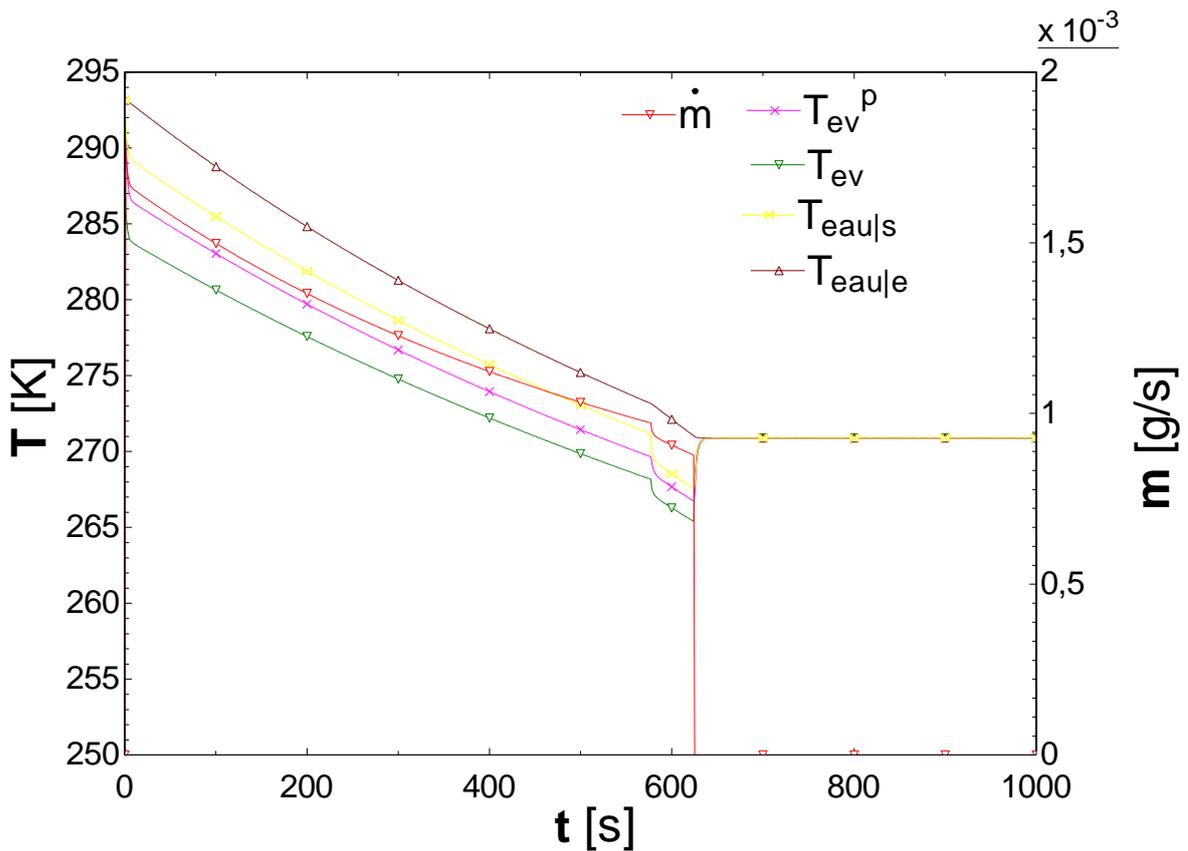
Por otro lado, después de haber realizado las medidas experimentales, los nuevos datos encontrados se utilizarán para efectuar una segunda simulación, especialmente en cuanto al rendimiento volumétrico del compresor, con el objetivo de observar varias simulaciones del modelo transitorio con distintos valores para los parámetros. De esta forma, *la figura V.2* muestra la evolución de las temperaturas y del caudal másico con un rendimiento volumétrico reducido del 77 % al 57 %:



*Figura V.2. Segunda simulación con modificación del rendimiento volumétrico.*

Esta *figura V.2* muestra que el tiempo de obtención de la temperatura deseada es más elevado, debido al efecto de la reducción del rendimiento volumétrico del compresor en comparación con *la figura V.1*. Este periodo de tiempo ha aumentado en casi 10 minutos, por lo tanto este parámetro tiene una cierta influencia en la simulación. Esta segunda simulación corresponde totalmente con la tercera prueba de ensayos experimentales, solo con una diferencia de tiempo menor a 3 minutos, con el mismo orden de magnitud para la presión de evaporación, y caudal másico que experimentalmente.

Finalmente, se ha hecho una modificación en la cantidad de masa de agua a enfriar para poder simular los resultados de la segunda prueba experimental y poder finalmente tener la evidencia de que la construcción de este modelo es correcta. Aunque esta cantidad de agua no será considerada en una aplicación real, esto permitirá concluir si el modelo es válido. De este modo, la *figura V.3* muestra la tercera simulación con un rendimiento volumétrico del 57 % y una masa de agua de 0,5 kg:



*Figura V.3. Tercera simulación con modificación de la cantidad de agua a enfriar.*

En resumen, *la figura V.3* muestra los mismos valores de caudal y presión que anteriormente, y el objetivo es alcanzado en el mismo tiempo que los resultados experimentales de la segunda prueba, de 10 minutos aproximadamente. Consecuentemente, el modelo en régimen transitorio del funcionamiento del sistema de refrigeración construido puede considerarse válido.

## V.5. Conclusiones

Después de haber comparado los resultados experimentales con la simulación en régimen transitorio, se ha sido podido concluir que la construcción matemática de este modelo es totalmente válida, ya que predice el caudal másico de la instalación y el tiempo de obtención de la temperatura deseada, tal y como se muestra en el estudio paramétrico precedente.

Cabe destacar que tanto la segunda y la tercera simulación ofrecen una diferencia de tiempos muy reducida en comparación con los resultados experimentales. Para ello, se ha debido modificar el valor del rendimiento volumétrico para poder obtener una simulación más precisa. Consecuentemente, gracias a los valores calculados experimentalmente, en los cuales el rendimiento volumétrico del compresor estaba comprendido entre un 30 y un 60 % aproximadamente, se ha modificado el programa en EES para obtener el resultado deseado. Esta primera simulación era demasiado optimista en cuanto a tiempo de obtención del

objetivo, pero de todas formas ofrecía una idea general de la evolución de los parámetros más importantes: caudal másico, temperatura del agua en la salida y entrada del evaporador, temperatura de saturación, y la temperatura de saturación de pared.

No obstante, este modelo utiliza una serie de valores constantes que constituyen grandes aproximaciones. En otras palabras, el coeficiente de intercambio de calor para el interior del tubo por donde circula el R134a o el agua se han supuesto constantes para toda la longitud del evaporador, cuando esto no es cierto, ya que varían en función del título de vapor, es decir, de la sección del evaporador y de la temperatura de ambos. Por otra parte, aunque el rendimiento volumétrico y la temperatura de condensación modifican su valor en función del tiempo, también se han supuesto constantes.

Consecuentemente, con el fin de realizar un modelo más coherente con la realidad, algunas modificaciones deberían ser efectuadas, las cuales serán expuestas en la conclusión final de este proyecto como posibles vías de continuidad en *la sección VI.2*.

## **VI. CONCLUSIONES**

A modo de recapitulación de todo el proyecto, esta sexta sección presentarán las conclusiones a las que se han llegado, en términos de proyecto y también las conclusiones a nivel personal, después de su redacción y de su realización durante las prácticas de investigación en la empresa.

Asimismo, se propondrán las posibles vías de continuidad de este proyecto, tanto a nivel de aplicación del sistema de refrigeración en el uso doméstico como a nivel de reconstrucción del modelo dinámico para otros circuitos frigoríficos.

### **VI.1. Conclusiones sobre el proyecto**

En el sector o ámbito de las máquinas frigoríficas de baja potencia, un circuito de refrigeración para el enfriamiento del agua para su uso doméstico ha sido diseñado, construido y probado.

En primer lugar, el principal objetivo era efectuar un redimensionado del circuito frigorífico, estableciendo los modelos más coherentes con la realidad a nivel del compresor y del evaporador con el fin de poder simular correctamente el comportamiento del ciclo característico del circuito en régimen transitorio.

De este modo, desde el punto de vista experimental se puede concluir que los resultados obtenidos son totalmente satisfactorios, no solamente por la obtención de la temperatura del agua a 1 °C en el tiempo requerido, sino que también en relación a la búsqueda y construcción de un modelo más realista y potente del compresor. Asimismo, el orden de magnitud del coeficiente politrópico, del rendimiento isentrópico y del índice de volumen muerto obtenidos experimentalmente es muy cercano a los valores fijados con las hipótesis consideradas inicialmente. Además, el orden de magnitud del COP obtenido es muy satisfactorio, y 2 veces más elevado que el ofrecido por la instalación en el año 2013 [1], de igual modo que con la eficiencia del nuevo evaporador. No obstante, el modelo de redimensionado sobreestima el rendimiento volumétrico del compresor de 10 a 20 %, por lo que la simulación en régimen transitorio ha sido modificada.

En conclusión, aunque se puede afirmar que el interés energético de este circuito frigorífico de baja potencia ha sido demostrado, las perspectivas de mejora de este estudio siguen presentes, particularmente en la obtención de un COP más elevado y del orden de magnitud de los estudios más recientes en sistemas de refrigeración de baja potencia.

### **VI.2. Vías de continuidad**

En cuanto a las posibles vías de continuidad, se tendrá en cuenta la aplicación del sistema de refrigeración para uso doméstico, así como la mejora del modelo dinámico.

En relación a la aplicación, este sistema se puede aplicar en los hogares para enfriar el agua sin necesidad de la utilización de una nevera debido a su menor consumo eléctrico y a unas dimensiones reducidas, más aún si cabe con la eliminación de los manómetros y caudalímetros, que reducirían considerablemente las condiciones de espacio.

Por una parte, en cuanto al ámbito experimental, se ha observado que el compresor utilizado tarda en alcanzar una temperatura óptima de funcionamiento y que además sufre un ligero sobrecalentamiento si su utilización es prolongada. Consecuentemente, en cuanto a perspectivas de mejora de este circuito, se podría realizar de nuevo un estudio con un compresor de nueva generación, que funcione sin aceite, con dimensiones más reducidas y que carezca de los problemas provocados en cuanto al sobrecalentamiento. En conclusión, uno de los compresores que se puede considerar es el compresor Embraco, el cual era el objeto de estudio inicial de este proyecto.

Por otra parte, el modelo en régimen transitorio sufre aún un cierto número de imperfecciones, por lo que deberá ser mejorado. En primer lugar, se deberá construir un modelo que tenga en cuenta el condensador, es decir, será necesario escribir dos ecuaciones a nivel de este intercambiador, de la misma manera que se ha efectuado para el evaporador. Además, se deberá modificar el programa para que la presión de condensación y la apertura de la válvula sean dos parámetros variables en función de otros parámetros, ya que el cálculo realizado con estos valores constantes, limita la simulación particularmente en la evolución real de las temperaturas.

Finalmente, aunque el modelo se haya validado, los modelos de cálculo de los coeficientes de intercambio de calor para el proceso de condensación y de evaporación, presentados en *la sección II.3.4*, deberán ser integrados en la construcción del modelo en régimen transitorio, ya que la utilización de valores constantes induce un error que no se puede despreciar. De este modo, estos coeficientes locales serán determinados dentro del propio modelo con el objetivo de ofrecer una evolución de la temperatura del fluido refrigerante y del fluido secundario en el evaporador más coherente con la realidad y obtener así un modelo mucho más potente.

### **V.3. Conclusiones personales**

Con la realización de este proyecto se han podido poner en práctica todos los conocimientos adquiridos a lo largo de los cuatro años de estudio de la carrera, tanto en la Universitat Jaume I como en estos dos últimos años en el Departamento de Ingeniería Energética y Medio Ambiente de una gran escuela de ingenieros como lo es el INSA de Lyon, esenciales para comprender los conceptos e ideas desarrolladas durante estos cinco meses.

Por una parte, ha supuesto un gran aprendizaje en temas de energía absolutamente interesantes para futuras investigaciones, tanto a nivel de los ciclos de vapor-compresión y de sistemas de refrigeración como por la puesta en práctica de los conocimientos teóricos logrados en Francia y en el grupo de investigación ISTENER en la Universitat Jaume I, esenciales para llevar a cabo todo lo requerido.

Por otra parte, se ha conseguido profundizar en la utilización de instrumentos de programación habitualmente manejados en el ámbito de la ingeniería por su gran capacidad de adaptación como por su gran utilidad. De este modo, se han mejorado los conocimientos tanto en los programas ya conocidos (Matlab y Excel) como en los nuevos programas utilizados (Refprop, EES, CoolPack y LabView).

En cuanto a la investigación, no ha sido el primer acercamiento en el sector de la investigación por lo comentado anteriormente, pero sí que lo ha sido a nivel de autonomía en cuanto a nivel de búsqueda en la literatura como a nivel técnico de la instalación, resolviendo personalmente los problemas planteados durante el desarrollo del proyecto, así como también con la ayuda de otros trabajadores de la empresa, ya sean técnicos, doctores, secretarios o estudiantes en prácticas como en mi caso.

Finalmente, cabe destacar que las prácticas en el Departamento de Ingeniería Energética y Medio Ambiente están constituidas por dos tipos de actividades: las prácticas de investigación y las de empresa, por lo que después de realizar las prácticas de empresa en el futuro, se podrá considerar la posibilidad de seguir con éstas, o considerar de nuevo la opción de la investigación.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] PIOCHE P., *Mise au point d'un mini-refroidisseur domestique*, PIRD GEN, INSA de Lyon, 2013.
- [2] REVELLIN R., *Thermodynamique appliquée aux machines thermiques*, INSA de Lyon, Département GEN, 4<sup>ème</sup> année, 2014.
- [3] LALLEMAND A., *Convertisseurs thermomécaniques – Conversion de l'énergie. Cycles générateurs*, Techniques de l'ingénieur, 2006.
- [4] TNS SOFRES. *Etude TNS SOFRES : Le professionnel à la maison*, 2012.
- [5] CHUA K. J., CHOU S. K., YANG W. M., *Advances in heat pump systems: A review*, Applied Energy 87 (2010), pp. 3611-3624.
- [6] JUNG D. S., RADERMACHER R., *Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants*, Int. J. Refrigeration 14, pp. 223-232, 1991.
- [7] VISEK, M., *Study of Innovative Techniques Aimed at Reducing Energy Consumption in Domestic Refrigeration System*, PhD thesis at Politecnico di Milano, 2013.
- [8] VISEK M., JOPPOLO C. M., MOLINAROLI L., OLIVANI A., *Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator/freezer: System Energy Optimization*, Int. J. Refrigeration 43, pp.71-79, 2014.
- [9] CHEN L., LI J., SUN F., WU C., *Performance optimization for a two-stage thermoelectric heat-pump with internal and external irreversibilities*. Appl Energy 2008; 85(7): 641-9.
- [10] YARI M., SIROUSAZAR M., *Performance analysis of the ejector-vapour compression refrigeration cycle*, Proc Inst Mech Eng, Part A: J Power Energy 2007; 221(8): 1089-98.
- [11] LAZZARINA R. M., CASTELLOTTI F., *A new heat pump desiccant dehumidifier for supermarket application*, Energy Buildings 2007; 39(1): 59-65.
- [12] MAVEETY J. G., *Thermal Management for Electronics Cooling Using a Miniature Compressor*, IMAPS, Denver, CO, 2002.
- [13] ALEXANDRU S., CHIRIAC F., NASTASE G., *Solar cooling using low power sorption refrigeration systems driven by renewable energy sources for sustainable buildings*, CAESRE, 2014.
- [14] MOHANRAJ M., JAYARAJ S., MURALEEDHARAN C., *Performance prediction of a direct expansion solar assisted heat pump using artificial neural networks*, Appl Energy 2009; 86(9): 59-65.

- [15] TRUTASSANAWIN S., CREMASCHI L., GROLL E. A., GARIMELLA S. V., *Performance Analysis of a Miniature-Scale Vapor Compression System for Electronics Cooling: Bread Board Setup*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 816, 2006.
- [16] MADER G., FÖSEL G. P. F., LARSEN L. F. S., *Comparison of the transient behaviour of microchannel and fin-and-tube evaporators*, Int. J. Refrigeration, pp. 1222-1229, 2011.
- [17] LALLEMAND M., *Transferts en changement de phase – Ebullition convective*, Techniques de l'ingénieur, 2006.
- [18] ROHSENOW W. M. et HARTNETT H. P., *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1973, 1515 p.
- [19] HETSRONI G., *Handbook of Multiphase Systems*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1466 p., 1982.
- [20] LOCKHART R. et MARTINELLI R. *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes*, Chemical Engineering Progress, 45(1), pp. 39-44, 1949.
- [21] SCHALBART P., *Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseurs – Application à sa régulation*, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2006, 176 p.
- [22] CAREY V. P., *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena – An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*, Taylor & Francis, Hebron, KY, 1992, 645p.
- [23] WANG S., GONG M. Q., CHEN G. F., SUN Z.H., WU J.F., *Two-phase heat transfer and pressure drop of propane during saturated flow boiling inside a horizontal tube*, International Journal of Refrigeration, pp. 200-209, 2014.
- [24] LIPS S., *Echangeurs thermiques*, INSA de Lyon, Département de GEN, 2014.
- [25] CHEN J. C., *A correlation of boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow*. ASME Publication, 63-HT-34, 1964, 11 p.
- [26] GUNGOR K. E. et WINTERTON R. H. S., *A general correlation for flow boiling in tubes and in annuli*. Int. J. Heat Mass Transfer, 351-358, 1986.
- [27] LIU Z., WINTERTON R. H. S., *A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation*, Int. J. Heat Mass Transfer, pp. 2759-2766, 1991.
- [28] THOME J. R., *Engineering Data Book III*. Chapter 10. Boiling heat transfer inside plain tubes. 2004.
- [29] REVELLIN R., *Ébullition convective*. Chapitre 3. Thermohydraulique des écoulements diphasiques liquide-vapeur, 2014.

- [30] HABERSCHILL P., *Etude et modélisation d'une pompe à chaleur par un moteur thermique de faible puissance*, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1983, 188 p.
- [31] VU P. Q., IL C. K., TAEK O. J., HONGGI C., TAEHUM K., JUNGHO K., JAEYOUNG C., *An Experimental Investigation of Condensation Heat Transfer Coefficient Using R-410A in Horizontal Circular Tubes*, The 7<sup>th</sup> International Conference on Applied Energy – ICAE2015, Energy Procedia 75, pp. 3113-3118, 2015.
- [32] CAVALLINI A., GENSI G., DEL COL D., DORETTI L., LONGO G. A., TOSSETTO L., *Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerant (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in horizontal smooth tube*, Int. J. Refrigeration, p 73-87, 2001.
- [33] KIM M. H., SHIN J. S., *Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes*, Int. J. Refrigeration, pp. 949–957, 2005.
- [34] SHAH M. H., *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes*, Int. J. Heat Mass Transfer, pp. 537-556, 1978.
- [35] THOME J. R., EL HAJAL J., CAVALLINI A., *Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes*, Int. J. Heat and mass transfer, pp. 365-3387, 2003.
- [36] THOME J. R., *Engineering Data Book III*. Chapter 8. Condensation inside tubes. 2004.
- [37] NUSSELT M., *Die Oberflächen kondensation der Wasserdampfes Zeitschrift*, V. D. I. Vol. 60, p 541-46, 1916.
- [38] CHI J. et DIDION D. *A simulation model of the transient performance of a heat pump*, Int. J. Refrig., 5(3), pp. 176-183, 1982.
- [39] DHAR M. et SOEDEL W. *Transient analysis of a vapor compression refrigeration system: Part I – The mathematical model*, In : I.I.F. – I.I.R XV<sup>ème</sup> Congrès International du Froid, 1979, Venise, Italie, tm. II, pp. 1036-1048, 1979a.
- [40] CLELAND A. *Simulation of industrial refrigeration plants under variable load conditions*, Int. J. Refrig., 6(1), pp. 11-18, 1983.
- [41] MACARTHUR J. W. *Theoretical analysis of the dynamic interactions of vapor compression heat pumps*, Energy Convers. Mgmt, 24(1), pp. 49-66, 1984.
- [42] OUTTAGARTS A., *Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique alimenté par un détendeur électronique*, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1994, 163 p.
- [43] RAPIN P., JACQUARD, P., *Formulaire du froid*. 13<sup>e</sup> édition. Editorial Dunod. 2006.
- [44] GUITARI I., HABERSCHILL P. et LALLEMAND A. *Modélisation dynamique d'une pompe à chaleur air/eau fonctionnant au CO<sub>2</sub>*, In : 12<sup>ème</sup> Journées Internationales de Thermique, 15-17 Novembre 2005, Tanger Maroc, 2005.





# **ANEXOS**



# ÍNDICE DE LOS ANEXOS

<b>A. ESTUDIO DE LA INSTALACIÓN INICIAL</b>	<b>84</b>
A.1. Cálculo de las pérdidas de carga	84
A.2. Resultados experimentales	84
<b>B. CÓDIGOS</b>	<b>87</b>
B.1. Código Matlab	87
B.1.1. Simulación del compresor y determinación del ciclo	87
B.1.2. Dimensionado del condensador	89
B.1.3. Redimensionado del evaporador	91
B.1.4. Cálculo de las pérdidas de carga	94
B.2. Código EES	95
B.3. Código LabView	96
<b>C. FIGURAS DEL BANCO DE ENSAYOS</b>	<b>98</b>

## **A. ESTUDIO DE LA INSTALACIÓN INICIAL**

En primer lugar, antes del diseño de la nueva instalación frigorífica, se realizó un estudio teórico, a nivel de pérdidas de carga, y experimental, para observar el comportamiento y la evolución de la temperatura, del circuito de refrigeración inicial.

Los ensayos experimentales fueron realizados con la instalación inicial, es decir, antes del redimensionado del evaporador y del remplazamiento de los elementos dañados, tales como el compresor Embraco y la válvula de expansión.

Consecuentemente, se mostrarán los resultados experimentales a partir de los que se dedujo que el compresor no funcionaba correctamente, y que la válvula de expansión no tenía autoridad en la instalación, es decir, que no era capaz de regular el caudal másico del fluido refrigerante y de aumentar o reducir el índice de compresión de la instalación.

### **A.1. Cálculo de las pérdidas de carga**

Utilizando el modelo de cálculo de pérdidas de presión para flujo bifásico presentado en *la sección II.3.1.2* de la Memoria, el cálculo ha determinado unas pérdidas de carga teóricas de 0,06 bar y 0,08 bar para los valores de temperatura de evaporación de - de  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Estos valores son más realistas y más próximos a los valores encontrados experimentalmente el año 2013 y aunque ofrecen una idea más aproximada, son 10 veces menores que los resultados experimentales del mismo año.

Por consiguiente, como las pérdidas de carga experimentales son superiores a las teóricas, a lo largo del evaporador se podrán encontrar pérdidas de carga singulares causadas por una soldadura realizada incorrectamente para la unión de los conductos del circuito o a algún orificio, que hacen aumentar las pérdidas de carga totales.

### **A.2. Resultados experimentales**

La primera serie de medidas experimentales tiene como objetivo verificar que la instalación funciona correctamente. De este modo todos los elementos del circuito aún eran el compresor Embraco, la primera válvula de expansión y el evaporador inicial.

De este modo, la evolución de las pérdidas de carga en el evaporador ha sido reproducida con el objetivo de observar si las pérdidas presentes tienen el mismo orden de magnitud que las encontradas el año 2013, para la misma configuración del circuito. A continuación *la figura A.1* muestra la diferencia entre las pérdidas de carga en el evaporador entre esos dos instantes de tiempo:

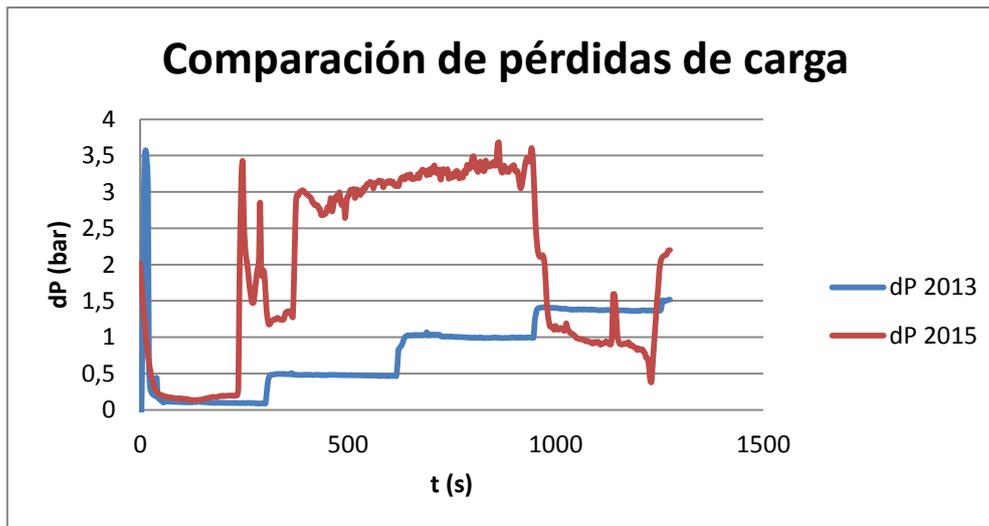


Figura A.1. Comparación de las pérdidas de carga en el evaporador entre 2013 y 2015.

Esta *figura A.1* confirma la hipótesis de que las pérdidas de carga están presentes, aún con una magnitud más elevada que anteriormente.

Además, se ha comprobado que la temperatura en la entrada y en la salida del evaporador son superiores a la temperatura de saturación. Esto significa que existe un sobrecalentamiento constante, es decir, que todos los puntos del ciclo frigorífico están situados a la derecha de la curva de saturación. En otras palabras, todos los puntos están en fase vapor, incluso si se hace variar la potencia del compresor o la apertura de la válvula de expansión.

A propósito de esta válvula, no se observa un índice de compresión elevado y un caudal mínimo cuando está casi cerrada, ni viceversa. Consecuentemente, este dispositivo no es capaz de crear una variación entre las presiones del circuito ni de hacer variar el caudal por lo que se ha concluido que está dañado. En efecto, la varilla de esta válvula ha sido fracturada probablemente a causa de la interrupción de utilización de la instalación durante 2 años, hecho que ha originado oxidación, particularmente en la entrada de la válvula tal y como se muestra en *la figura A.2*:



Figura A.2. Oxidación en la entrada de la válvula de expansión inicial.

Además, la temperatura del agua del depósito, presentada en *la figura A.3*, no desciende, sino todo lo contrario, aumenta y se mantiene constante:

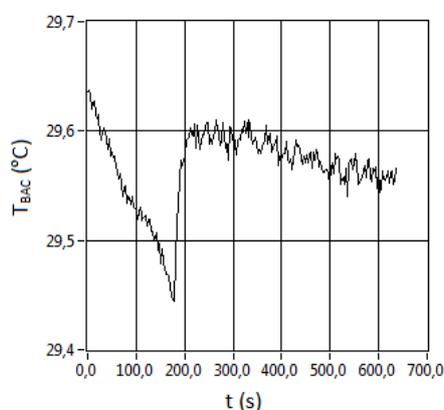


Figura A.3. Evolución de la temperatura del agua del depósito.

Consecuentemente, se ha determinado que existe una avería en el compresor, ya que no es capaz de aumentar la presión en el fluido refrigerante. *La figura A.4* muestra que el índice de compresión no varía, y que el valor más elevado es de 1,25 aproximadamente, hecho que confirma la hipótesis anterior.

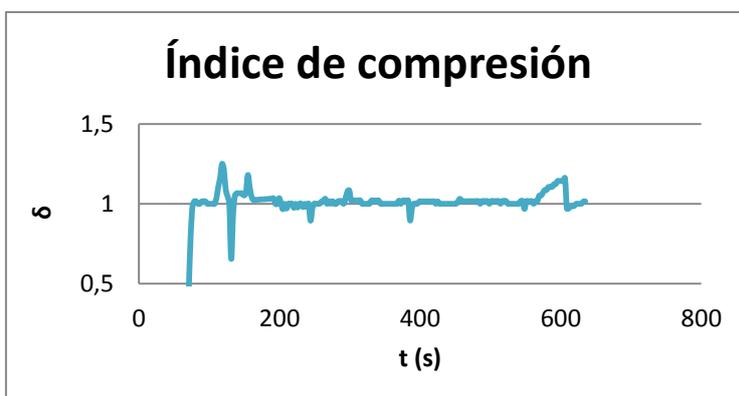


Figura V.4. Variación del índice de compresión del compresor Embraco.

Esta avería puede ser debida a varios hechos. Según el constructor, se recomienda instalar un filtro secador compatible con el fluido refrigerante R134a para las aplicaciones con temperaturas de evaporación reducidas, del orden de -5 °C. Además, cabe destacar que la presión máxima en la salida del compresor no debe ser mayor de 29 bar en condiciones normales de funcionamiento. No obstante, en las gráficas de 2013 se ha observado que esta presión ha sido superada en algunos instantes, probablemente a causa de una sobrecarga de fluido refrigerante del circuito. Consecuentemente, esto podría explicar la avería del compresor Embraco, además de la interrupción del uso de la instalación con fluido refrigerante en el interior, que puede haber favorecido este deterioro.

En conclusión, este compresor ha sido remplazado por el nuevo compresor con aceite, y la misma válvula de expansión ha sido instalada.

## B. CÓDIGOS

A continuación se recogerán los códigos utilizados en la realización del proyecto: el programa Matlab para el redimensionado del circuito frigorífico y el cálculo de los puntos del ciclo, el programa EES para la construcción del modelo dinámico, y el programa LabView para la visualización de la adquisición de datos.

### B.1. Código Matlab

#### B.1.1. Simulación del compresor y determinación del ciclo

```
% Programme final pour le dimensionnement de l'évaporateur
% Première partie: simulation du compresseur
% Deuxième partie: dimensionnement du condenseur et EVAPORATEUR
% 22/07/2015
% Eduard Garcia Muñoz

close all
clear all
clc

% SIMULATION DU COMPRESSEUR

% Constantes

N = 3000 ; % tr/min 2 paires de poules f = 50 Hz
tau_mort = 0.075 ;
V_c = 2.82e-6 ; % m3
k = 1.15 ; % coefficient polytropique

T_surc_evap = 6 ; % K
T_sousref = 5 ; % (K)
dT_air = 15 ; % K
dT_eau = 5 ; % K
P_atm = 101.325 ; %kPa
T_air_e = 293.15 ; % K
T_eau_e = 279.15 ; % K
T_eau_s = 274.15 ;

eff_evap = 0.36 ;
eff_cond = 0.66 ;

T_evap = T_eau_e - dT_eau / eff_evap ;
T_cond = T_air_e + dT_air / eff_cond ;
P_evap = refpropm('P','T',T_evap,'Q',0,'R134a'); % (K)
P_cond = refpropm('P','T',T_cond,'Q',0,'R134a'); % (K)
taux = ( P_cond / P_evap ) ;

% Point 6 ( x = 1 et BP).
x_6 = 0.999 ;
P_6 = P_evap ; % (kPa)
T_6 = refpropm('T','P',P_6,'Q',x_6,'R134a'); % (K)
h_6 = refpropm('H','P',P_6,'Q',x_6,'R134a'); % (J/kg)
```

```

% Point 1, entrée compresseur.
T_1 = T_6 + T_surc_evap ;
P_1 = P_evap ;
h_1 = refpropm('H','T',T_1,'P',P_1,'R134a');
s_1 = refpropm('S','T',T_1,'P',P_1,'R134a'); % (J/kgK)
ro_1 = refpropm('D','T',T_1,'P',P_1,'R134a'); % (J/kgK)

% Point 2s, sortie compresseur isentropique
s_2s = s_1 ;
P_2s = P_cond ;
T_2s = refpropm('T','P',P_2s,'S',s_2s,'R134a');
h_2s = refpropm('H','T',T_2s,'P',P_2s,'R134a');

% Point 2, sortie compresseur polytropique
T_2 = T_1 * ( P_cond / P_evap )^( ( k - 1 ) / k ) ;
P_2 = P_cond ;
h_2 = refpropm('H','T',T_2,'P',P_2,'R134a');
ro_2 = refpropm('D','T',T_2,'P',P_2,'R134a'); % (J/kgK)

% Point 3, ( x = 0 et HP ).
x_3 = 0 ;
P_3 = P_cond ;
T_3 = refpropm('T','P',P_3,'Q',x_3,'R134a'); % (K)
h_3 = refpropm('H','P',P_3,'Q',x_3,'R134a'); % (J/kg)

% Point 4, ( après sous refroidissement ).
T_4 = T_3 - T_sousref ;
P_4 = P_cond ;
h_4 = refpropm('H','T',T_4,'P',P_4,'R134a'); % (J/kg)

% Point 5, (après détente isenthalpique théorique).
P_5 = P_evap ;
h_5 = h_4 ;
T_5 = refpropm('T','P',P_5,'H',h_5,'R134a'); % (K)
x_5 = refpropm('Q','P',P_5,'H',h_5,'R134a'); % (K)

n_is = ( h_2s - h_1 ) / ( h_2 - h_1 ) ;
n_vol = 1 - tau_mort * ( taux^(1/k) - 1 ) ;
V_p = V_c * N / 60 ;
V_p_reel = V_p * n_vol ;
m_p_reel = V_p_reel * ro_1 ;

h_L = refpropm('H','P',P_evap,'Q',0,'R134a') ;
h_V = refpropm('H','P',P_evap,'Q',1,'R134a') ;
h_LV = h_V - h_L ;

x_s = 0.999 ;
x_e = x_5 ;
Ax = x_s - x_e ;
Q_p_evap = m_p_reel * Ax * h_LV ;
Q_p_cond = m_p_reel * ( h_2 - h_4 ) ;
Q_p_comp = m_p_reel * ( h_2 - h_1 ) ;
T_eau_m = ( T_eau_e + T_eau_s ) / 2 ;
cp_eau = refpropm('C','T',T_eau_m,'P',P_atm,'water') ;
m_p_eau = Q_p_evap / ( dT_eau * cp_eau ) ;

```

### B.1.2. Dimensionado del condensador

```
% REDIMENSIONNEMENT
% Condenseur
% Constantes du condenseur

L_cond = 0.66 ; % initial
l = 0.02 ;
h = 0.02 ;
d_i_c = 0.0024 ;
d_e_c = 0.00472 ;
N_tubes = 1 ;
p_t = 0.009 ;
p_r = p_t ;
N_R = 1 ;
N_t = N_tubes / N_R ;
e_cond = 0.0005 ;
p_cond = 1.5e-3;
lambda_cond = 16.3 ;

% Calcul du coefficient d'échange coté air
u_vent = 1.8 ; % Ventilateur
% Surface condenseur = 14*17 cm
S_vent = 0.14 * 0.17 ;
ro_air_e = refpropm('D','T',T_air_e,'P',P_atm,'air.mix') ;
m_air_vent = ro_air_e * S_vent * u_vent ;

eps_long = 1 ;
n_long = 1 ;
T_p_cond = 56 + 273.15 ;
eps_temp = 1 ;
n_temp = 1 ;

while eps_temp >= 1e-3 || eps_long >= 1e-3

    % R134a

    T_ce_cond = T_2 ;
    T_cs_cond = T_4 ;
    T_m_c_cond = ( T_ce_cond + T_cs_cond ) / 2 ;
    T_film_c = ( T_p_cond + T_m_c_cond ) / 2 ;

    % Air

    T_air_s = T_air_e + dT_air ;
    T_air_m = ( T_air_e + T_air_s ) / 2 ;
    T_air_film = ( T_air_m + T_p_cond ) / 2 ;

    % Difference de T logarithmique

    T_fe_cond = T_air_e ;
    T_fs_cond = T_air_s ;
    ATd_cond = T_cs_cond - T_fe_cond ;
    ATg_cond = T_ce_cond - T_fs_cond ;
    DTLM_cond = ( ATd_cond - ATg_cond ) / log( ATd_cond / ATg_cond ) ;

    S_front = p_t * p_cond ;
    S_min = ( p_cond - e_cond ) * ( p_t - d_e_c ) ;
    lambda_air = refpropm('L','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix') ;
```

```

c_p_air = refpropm('C','T',T_air_m,'P',P_atm,'air.mix') ;
mu_air = refpropm('V','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix') ;
Pr_air = refpropm('^','T',T_air_film,'P',P_atm,'air.mix') ;

G_air_max = u_vent * ro_air_e * S_front / S_min ;
Re_air = G_air_max * d_e_c / mu_air ;

Nu_air = 0.71 * Re_air^0.5 * Pr_air^(1/3) ; % Coefficients surfaces
ailettes
h_air = Nu_air * lambda_air / d_e_c ;

% R134a inox 76

lambda_L_cond = refpropm('L','T',T_cond,'Q',0,'R134a') ;
mu_L_cond = refpropm('V','T',T_cond,'Q',0,'R134a') ;
cp_L_cond = refpropm('C','T',T_cond,'Q',0,'R134a') ;
Pr_L_cond = mu_L_cond * cp_L_cond / lambda_L_cond ;
P_sat_cond = P_cond / 100 ;
P_crit = 40.593 ; % bar
G_ff_cond = m_p_reel / ( 0.25 * pi * d_i_c^2 ) ;
Re_L_cond = G_ff_cond * d_i_c / mu_L_cond ;
dx = 0.001 ;
x = x_e:dx:x_s ;
alpha_THOME_moy = 3014.19 ;

S_c = pi * d_i_c * L_cond * N_tubes;
q_p_cond = Q_p_cond / S_c ;
N_plaques = L_cond / p_cond ;
S_ail = 2 * N_plaques * ( h * l - 0.25 * N_tubes * pi * d_e_c^2 ) ;
S_tubes_ext = N_tubes * pi * d_e_c * ( L_cond - N_plaques * e_cond ) ;
S_f = S_ail + S_tubes_ext ;

% Calcul du rendement de la surface ailettée

beta = max([ p_t / p_r p_r / p_t ]) ;
sigma = 1.28 * min([p_t p_r]) * ( beta - 0.2 )^0.5 / d_e_c ;
phi = ( sigma - 1 ) * ( 1 + 0.35 * log(sigma) ) ;
m_ail = sqrt( 2 * h_air / ( e_cond * lambda_cond ) ) ;
epsilon = tanh( phi * m_ail * d_e_c * 0.5 ) / ( phi * m_ail * d_e_c *
0.5 ) ;
n_ail = 1 - ( 1 - epsilon ) * S_ail / S_f ;

Ki_cond = (1 / alpha_THOME_moy + 0.5 * d_i_c * log(d_e_c/d_i_c) /
lambda_cond + d_i_c / ( n_ail * h_air * d_e_c))^(-1) ;

L_cond_1 = Q_p_cond / ( Ki_cond * pi * DTLM_cond * d_i_c ) ;

eps_long = abs( L_cond - L_cond_1 ) / L_cond_1 ;
L_cond = L_cond_1 ;
n_long = n_long + 1 ;

T_p_cond_1 = T_m_c_cond ; % Hypothèse: resistente limitant coté froid.

eps_temp = abs( T_p_cond - T_p_cond_1 ) / T_p_cond_1 ;
T_p_cond = T_p_cond_1 ;
n_temp = n_temp + 1 ;

end

```

### B.1.3. Redimensionado del evaporador

```
% EVAPORATEUR

lambda_evap = 390 ;
d_i_ev = 4e-3 ;
e_ev = 1e-3 ;
D_i_ev = 8e-3 ;
d_e_ev = d_i_ev + 2 * e_ev ;
D_h_eau = D_i_ev - d_e_ev ;
T_p_evap = 283 ;
eps_TP = 1 ;
n_T_ev = 1 ;
L_mono = 0.5 ;
eps_Lmono = 1 ;
n_Lmono = 1 ;

while eps_Lmono >= 1e-3 || eps_TP >= 1e-3

    % Zone monophasique

    T_fs_evap_mono = T_evap + T_surc_evap ;
    T_fe_evap_mono = T_evap ;
    AT_ff = T_fs_evap_mono - T_fe_evap_mono ;
    T_mono_m = ( T_fs_evap_mono + T_fe_evap_mono ) / 2 ;
    cp_vap_ff = refpropm('C','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
    Q1 = m_p_reel * cp_vap_ff * AT_ff ;
    T_eau_e = 6 + 273.15 ;
    T_eau_s = 1 + 273.15 ;
    T_eau_m = T_eau_e ;
    AT_eau = T_eau_e - T_eau_s ;
    T_ce_evap_mono = T_eau_e ;
    cp_eau_mono = refpropm('C','T',T_eau_m,'P',P_atm,'water') ;
    ATc_mono = Q1 / ( m_p_eau * cp_eau_mono ) ;
    Tic = T_eau_e - ATc_mono ;
    ATd_mono = Tic - T_fe_evap_mono ;
    ATg_mono = T_ce_evap_mono - T_fs_evap_mono ;
    DTLM_mono = ( ATd_mono - ATg_mono ) / log( ATd_mono / ATg_mono ) ;

    % Coefficients d'échange zone monophasique
    % R134a

    Pr_ff = refpropm('^','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
    lambda_ff = refpropm('L','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
    cp_ff = refpropm('C','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
    mu_ff = refpropm('V','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
    mu_ff_p = refpropm('V','T',T_p_evap,'P',P_evap,'R134a') ;
    S_ff = 0.25 * pi * d_i_ev^2 ;
    G_ff_evap = m_p_reel / ( 0.25 * pi * d_i_ev^2 ) ;
    Re_ff = G_ff_evap * d_i_ev / mu_ff ;

    if Re_ff >= 2200          % Turbulent
        Nu_ff = 0.023 * Re_ff^0.8 * Pr_ff^(1/3) ;
    elseif Re_ff < 2200     % Laminaire
        Nu_ff = 1.86 * ( Re_ff * d_i_ev * Pr_ff / L_mono )^(1/3) *
(mu_ff / mu_ff_p)^0.14 ;
    end

    h_ff = Nu_ff * lambda_ff / d_i_ev ;
```

```

% Eau

Pr_eau_mono = refpropm('^','T',T_eau_m,'P',101.325,'water') ;
lambda_eau_mono = refpropm('L','T',T_eau_m,'P',101.325,'water') ;
cp_eau_mono = refpropm('C','T',T_eau_m,'P',101.325,'water') ;
mu_eau_mono = refpropm('V','T',T_eau_m,'P',101.325,'water') ;
mu_eau_p_mono = mu_eau_mono ; % Hypothese eau: viscosité paroi =
mélange

S_eau = 0.25 * pi * ( D_i_ev^2 - d_e_ev^2 ) ;
G_eau_mono = m_p_eau / S_eau ;
Re_eau_mono = G_eau_mono * D_h_eau / mu_eau_mono ;

if Re_eau_mono >= 2200 % Turbulent
    Nu_eau_mono = 0.023 * Re_eau_mono^0.8 * Pr_eau_mono^(1/3) ;
elseif Re_eau_mono < 2200 % Laminaire
    Nu_eau_mono = 1.86 * ( Re_eau_mono * D_h_eau * Pr_eau_mono /
L_mono )^(1/3) * (mu_eau_mono / mu_eau_p_mono)^0.14 ;
end
h_e_mono = Nu_eau_mono * lambda_eau_mono / D_h_eau ;
Ki_mono = ( 1 / h_ff + 0.5 * d_i_ev * log(d_e_ev/d_i_ev) /
lambda_evap + d_i_ev / ( h_e_mono * d_e_ev ) )^-1 ;
L_mono_1 = Q1 / ( Ki_mono * DTLM_mono * pi * d_i_ev ) ;
eps_Lmono = abs( L_mono - L_mono_1 ) / L_mono_1 ;
L_mono = L_mono_1 ;
n_Lmono = n_Lmono + 1 ;
L_evap = 1 ;
eps_evap = 1 ;
n_evap = 1 ;

while eps_evap >= 1e-3 || eps_TP >= 1e-3

T_eau_di = ( Tic + T_eau_s ) / 2 ;
AT_eau = T_eau_e - T_eau_s ;

% Calcul du coefficient d'échange moyen côté eau (h_e_m)

T_ce_evap = Tic ;
T_cs_evap = 1 + 273.15 ;
T_fs_evap = T_evap ;
T_fe_evap = T_fs_evap ;
T_m_evap = T_evap ;
ATd_evap = T_cs_evap - T_fe_evap ;
ATg_evap = T_ce_evap - T_fs_evap ;
DTLM_evap = ( ATd_evap - ATg_evap ) / log( ATd_evap / ATg_evap ) ;

% Calcul de l'efficacité du évaporateur

Pr_eau = refpropm('^','T',T_eau_di,'P',101.325,'water') ;
lambda_eau = refpropm('L','T',T_eau_di,'P',101.325,'water') ;
cp_eau = refpropm('C','T',T_eau_di,'P',101.325,'water') ;
mu_eau = refpropm('V','T',T_eau_di,'P',101.325,'water') ;
mu_eau_p = mu_eau ; % Hypothese eau: viscosité paroi = mélange

G_eau = m_p_eau / S_eau ;
Re_eau = G_eau * D_h_eau / mu_eau ;
if Re_eau >= 2200 % Turbulent
    Nu_eau = 0.023 * Re_eau^0.8 * Pr_eau^(1/3) ;
elseif Re_eau < 2200 % Laminaire

```

```

        Nu_eau = 1.86 * ( Re_eau * D_h_eau * Pr_eau / L_evap )^(1/3) *
(mu_eau / mu_eau_p)^0.14 ;
end
h_e = Nu_eau * lambda_eau / D_h_eau ;

% Calcul du coefficient d'échange moyen côté R134a (h_i_m) partie
% changement de phase
% Définition des constantes
mu_l_ev = refpropm('V','T',T_evap,'Q',0,'R134a') ;
mu_v_ev = refpropm('V','T',T_evap,'Q',1,'R134a') ;
ro_l_ev = refpropm('D','T',T_evap,'Q',0,'R134a') ;
v_l_ev = 1 / ro_l_ev ;
ro_v_ev = refpropm('D','T',T_evap,'Q',1,'R134a') ;
v_v_ev = 1 / ro_v_ev ;
lambda_l_ev = refpropm('L','T',T_evap,'Q',0,'R134a') ;
Pr_l_ev = refpropm('^','T',T_evap,'Q',0,'R134a') ;
sigma_chen = refpropm('I','T',T_evap,'Q',0,'R134a') ;
cp_l = refpropm('C','T',T_evap,'P',P_evap,'R134a') ;

X_tt = ( ( 1 - x ) ./ x ).^0.9 * ( ro_v_ev / ro_l_ev )^0.5 * ( mu_l_ev
/ mu_v_ev)^0.1 ;

if X_tt >= 10
    F = 1 ;
elseif X_tt < 10
    F = 2.35 * ( 0.213 + 1 ./ X_tt ).^0.736 ;
end

Re_d = G_ff_evap * d_i_ev * F.^1.25 .* ( 1 - x ) / mu_l_ev ;
S = ( 1 + 2.53e-6 * Re_d.^1.17 ).^-1 ;
AT_sat = T_p_evap - T_evap ;
AP_sat = AT_sat * h_LV / ( T_evap * ( v_v_ev - v_l_ev ) ) ;
h_c = 0.023 .* ( G_ff_evap * d_i_c * ( 1 - x ) / mu_l_ev ).^0.8 *
Pr_l_ev^0.4 * lambda_l_ev / d_i_ev ;
h_en = 0.00122 * AT_sat^0.24 * AP_sat^0.75 * lambda_l_ev^0.79 *
cp_l^0.45 * ro_l_ev^0.49 / ( sigma_chen^0.5 * mu_l_ev^0.29 * h_LV^0.24
* ro_v_ev^0.24 ) ;
h_i = F .* h_c + S .* h_en ;
h_i_m = mean(h_i) ;

% Calcul

Ki_evap = ( 1 / h_i_m + 0.5 * d_i_ev * log(d_e_ev/d_i_ev) / lambda_evap
+ d_i_ev / (h_e * d_e_ev) )^-1 ;
L_evap_1 = Q_p_evap / ( Ki_evap * DTLM_evap * pi * d_i_ev ) ;
eps_evap = abs( L_evap - L_evap_1 ) / L_evap_1 ;
L_evap = L_evap_1 ;
n_evap = n_evap + 1 ;
Si_evap = pi * d_i_ev * L_evap ;
q_p_evap = Q_p_evap / Si_evap ;
Si_mono = pi * d_i_ev * L_mono ;
q_p_mono = Q1 / Si_mono ;
T_p_evap_1 = ( h_e * d_e_ev * T_eau_di + h_i_m * d_i_ev * T_m_evap
) / ( h_e * d_e_ev + h_i_m * d_i_ev ) ;
eps_TP = abs( T_p_evap - T_p_evap_1 ) / T_p_evap_1 ;
T_p_evap = T_p_evap_1 ;
n_T_ev = n_T_ev + 1 ;
end
end
L_tot = L_evap + L_mono ;

```

#### B.1.4. Cálculo de las pérdidas de carga

```
% Calcul des pertes de charge pour la partie diphasique

Re_LO = G_ff_evap * d_i_ev / mu_l_ev ;
Re_VO = G_ff_evap * d_i_ev / mu_v_ev ;

if Re_LO < 2000
    f_LO = 16 / Re_LO ;
elseif Re_LO >= 2000
    f_LO = 0.079 * Re_LO^-0.25 ;
end

if Re_VO < 2000
    f_VO = 16 / Re_VO ;
elseif Re_VO >= 2000
    f_VO = 0.079 * Re_VO^-0.25 ;
end

dP_dz_LO = 2* f_LO * G_ff_evap^2 / ( d_i_ev* ro_l_ev ) ;
dP_dz_VO = 2* f_VO * G_ff_evap^2 / ( d_i_ev * ro_v_ev ) ;
F_m = dP_dz_LO + 2 * ( dP_dz_VO - dP_dz_LO ) * x ;
dP_dz_f = F_m .* ( 1 - x ).^(1/3) + dP_dz_VO * x.^3 ;
AP_fi = sum(dP_dz_f) ;
dz = dx * G_ff_evap * d_i_ev * h_LV / ( 4 * q_p_evap ) ;
Az = Ax * G_ff_evap * d_i_ev * h_LV / ( 4 * q_p_evap ) ;
AP_ft = AP_fi * dz ;
AP_b = AP_ft / 100 ;
disp(['Les pertes de charge de l'évaporateur partie diphasique est de
',num2str(AP_b),' mbar'])

% Calcul des pertes de charge pour la partie monophasique

ro_mono = refpropm('D','T',T_mono_m,'P',P_evap,'R134a') ;
v_mono = G_ff_evap / ro_mono ;

if Re_ff < 2200
    lambda_frot = 64 / Re_ff ;
elseif Re_ff >= 2200 && Re_ff <= 100000
    lambda_frot = 0.316 / Re_ff^0.25 ; % Blasius
end

J_evap = lambda_frot * L_mono * 0.5 * ro_mono * v_mono^2 / d_i_ev ;
%(Pa)
J_mbar = J_evap / 100 ; %(mbar)
J_tot = AP_b + J_mbar ;
disp(['Les pertes de charge de l'évaporateur partie monophasique est
de ',num2str(J_mbar),' mbar'])
disp(['Les pertes de charge totale de l'évaporateur est de
',num2str(J_tot),' mbar'])

dP_dT = refpropm('E','T',T_evap,'P',P_evap,'R134a') ;
dP_K = J_tot * 0.1 / dP_dT ;
disp(['Les pertes de charge en KELVIN sont ',num2str(dP_K),' K'])
COP = ( h_1 - h_5 ) / ( h_2 - h_1 ) ;
COP_2 = ( h_1 - h_5 ) * m_p_reel / 68 ;
```

## B.2. Código EES

### \$REFERENCES R134a IIR

fluide\$='R134A'

#### "Données"

S\_tubes=3,2e-7[m2]

L\_ev=1,31[m]

V\_ev=1,65e-5[m3]

V\_dot\_comp=0,000141[m3/s]

eta\_v=0,5701

h\_int=2732,71[W/m2-K]

d\_int=0,004[m]

hS\_ev|pint=h\_int\*L\_ev\*3,14\*d\_int

MC\_ev|p=71[J/C]

h\_ext=1107,7[W/m2-K]

d\_ext=0,006 [m]

hS\_ev|pext=h\_ext\*L\_ev\*3,14\*d\_ext

T\_amb=293,15[K]

P\_atm = 1,013[bar]

cp\_eau=Cp(Water;T=T\_eau|e;P=P\_atm)

M\_eau=2[kg]

m\_dot\_eau=0,00766[kg/s]

epsilon\_evap=0,36

#### "Initialisation"

time=2500

dt=1[s]

P\_cd=10,93[bar]

P\_ev0=5,17[bar]

x\_ev0=0,35

T\_ev0|p=293,15[K]

T\_ev0|c=T\_ev0|p

T\_eau0|e=293,15[K]

u\_ev0=(x\_ev0\*IntEnergy(fluide\$;P=P\_ev0;x=1)+(1-x\_ev0)\*IntEnergy(fluide\$;P=P\_ev0;x=0) )

rho\_ev0=1/(x\_ev0/density(fluide\$;P=P\_ev0;x=1)+(1-x\_ev0)/density(fluide\$;P=P\_ev0;x=0) )

M\_ev|0=rho\_ev0\*V\_ev

Ut\_ev|0=M\_ev|0\*u\_ev0

h\_cd=enthalpy(fluide\$;P=P\_cd;x=0)

rho\_l= density(fluide\$;P=P\_cd;x=0)

#### "Bloc accumulateur"

T\_ev|p=T\_ev0|p+integral( (q\_ev|p-q\_ev|eau) /MC\_ev|p;t;0;time)

T\_eau|s=T\_eau|e-(T\_eau|e-T\_ev|p)\*(1-exp(-hS\_ev|pext/(m\_dot\_eau\*cp\_eau)))

T\_eau|e=T\_eau0|e+integral(q\_ev|eau/(M\_eau\*cp\_eau);t;0;time)

T\_eau|m=(T\_eau|e+T\_eau|s)/2

q\_ev|p= hS\_ev|pint\*(T\_ev- T\_ev|p)

q\_ev|eau=m\_dot\_eau\*cp\_eau\*(T\_eau|s-T\_eau|e)

q\_ev|ex=hS\_ev|pext\*(T\_amb-T\_eau|m)

#### "Régulation du bloc"

TTx=273[K]

TTi=271[K]

TTp=IntegralValue(t-dt;T\_eau|e)

dTT=TTp-IntegralValue(t-2\*dt;T\_eau|e)

TTe=TTp+dTT

MA=if( TTx;TTe;1;1;if( TTe;TTi;0;0;if( dTT;0;1;0;0)))

"MA=1"

"Détendeur"

$$m\_dot\_1 = S\_tubes * \sqrt{2 * \rho\_l * (P\_cd - P\_ev) * \text{convert}(\text{bar}; \text{Pa})}$$

"Compresseur"

$$m\_dot\_2 = \eta\_v * V\_dot\_comp * \rho\_cp | 1 * MA$$

$$\rho\_cp | 1 = \text{density}(\text{fluide}; P = P\_ev; x = 1)$$

$$m\_dot = \text{if}(m\_dot\_1; m\_dot\_2; m\_dot\_1; m\_dot\_1; m\_dot\_2) * MA$$

"Evaporateur"

$$P\_ev = \text{Interpolate2DM}('P\_rho\_u'; u\_ev * \text{convert}(\text{J}/\text{kg}; \text{kJ}/\text{kg}); \rho\_ev) * \text{convert}(\text{kPa}; \text{bar})$$

$$T\_ev = T\_sat(\text{fluide}; P = P\_ev)$$

"u compris entre 139,4 et 411,9"

$$M\_ev = M\_ev | 0 + \text{integral}(m\_dot - m\_dot\_2; 0; \text{time})$$

$$U_t\_ev = U_t\_ev | 0 + \text{integral}(m\_dot * h\_cd - m\_dot\_2 * \text{Enthalpy}(\text{fluide}; x = 1; P = P\_ev) -$$

$$hS\_ev | \text{pint} * (T\_ev - T\_ev | p) - q\_ev | \text{eau}; 0; \text{time})$$

$$\rho\_ev = M\_ev / V\_ev$$

$$u\_ev = U_t\_ev / M\_ev$$

\$integrale t:dt; M\_ev P\_ev u\_ev m\_dot m\_dot\_2 rho\_ev T\_ev T\_ev|p q\_ev|p q\_ev|ex q\_cp

T\_ev|c T\_eau|e T\_eau|s

\$ShowWindow Plot

### B.3. Código LabView

En este apartado se mostrará la ventana "Block diagram" utilizada para visualizar los datos en la ventana "Front panel window" del programa LabView. De este modo, las figuras B.1, B.2, B.3, B.4 y B.5 muestran los bloques diseñados para ello:

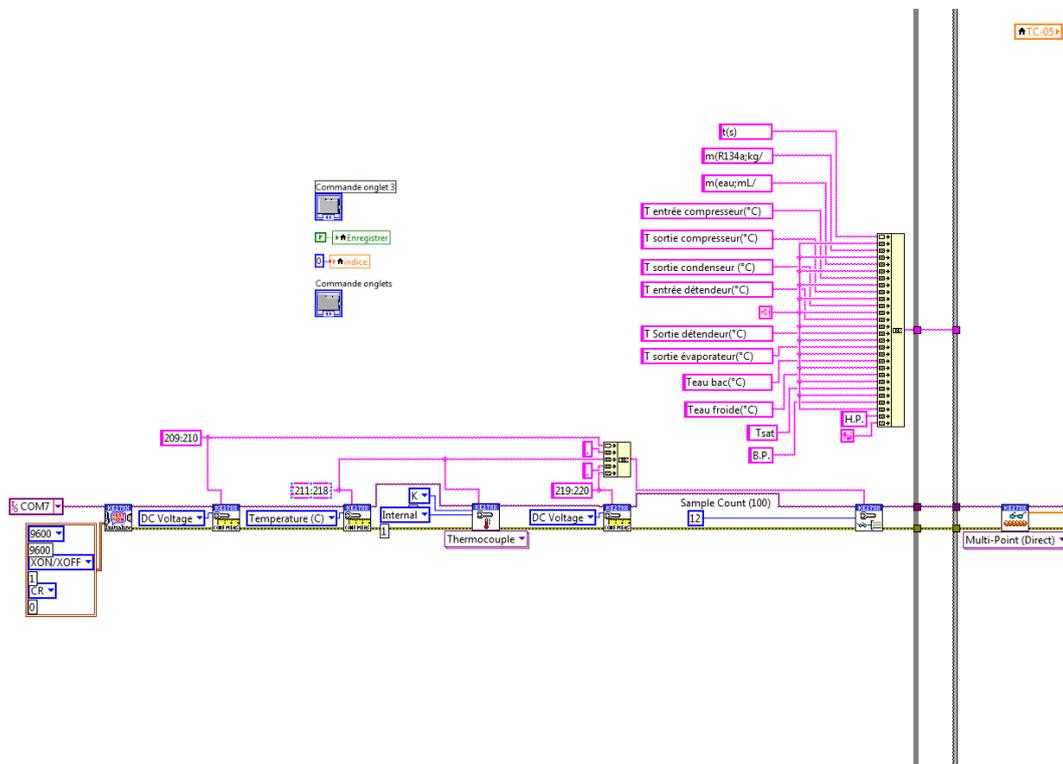


Figura B.1. Bloque de adquisición de datos.

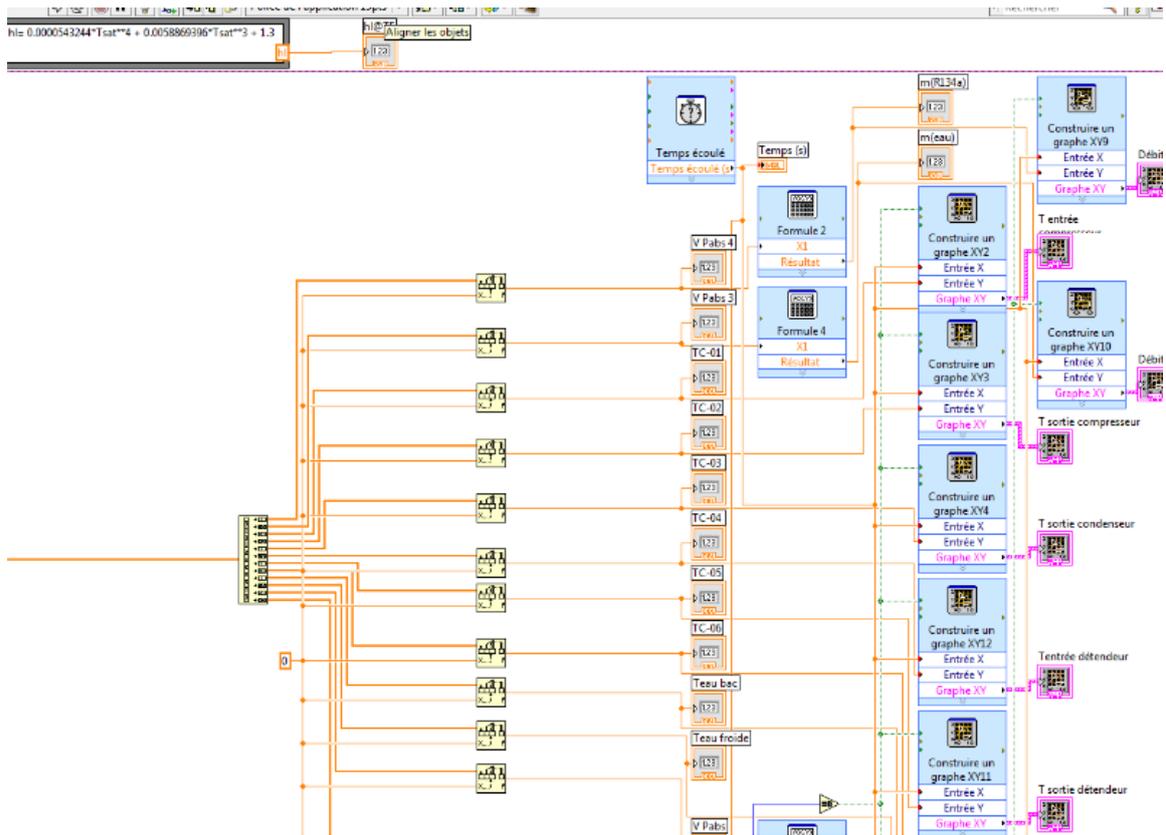


Figura B.2. Bloque de visualización de datos.

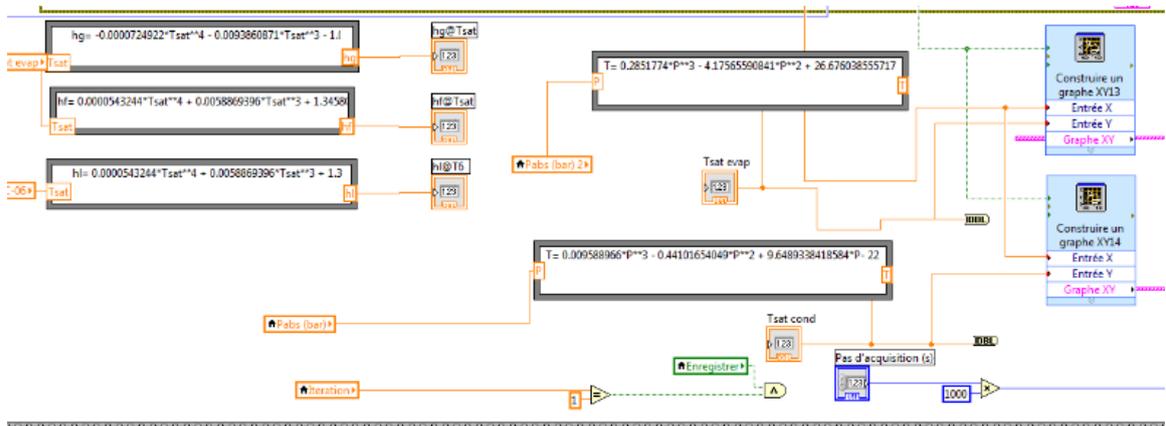


Figura B.3. Bloque de cálculo de parámetros y visualización.

## C. FIGURAS DEL BANCO DE ENSAYOS



*Figura C.1. Presentación global del banco de pruebas.*



*Figura C.2. Depósito RL (i) y válvula de expansión (d).*



*Figura C.3. Circuito de refrigeración del agua: bomba (i) y depósito de agua (d).*



Figura C.4. Caudalímetro magnético para el circuito de agua (i) y Coriolis para el circuito de refrigeración (d).

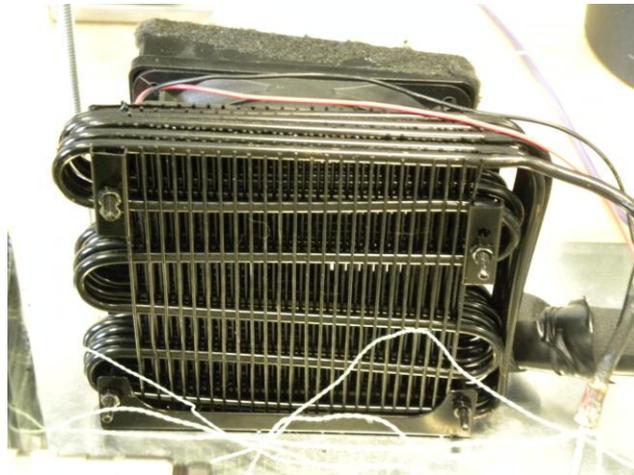


Figura C.5. Intercambiado de calor: condensador y ventilador.

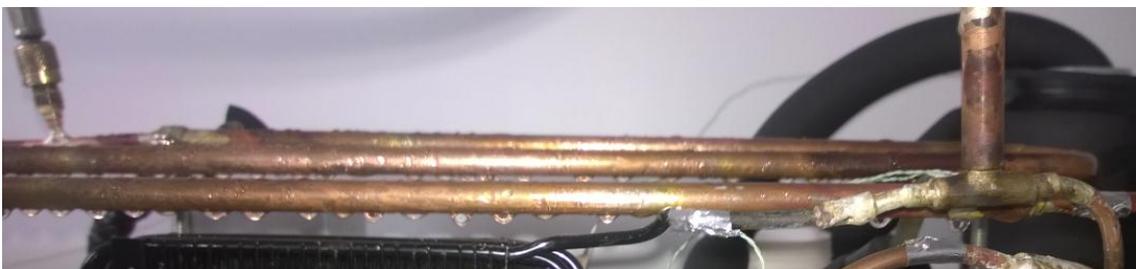


Figura C.6. Evaporador.



# **PLANOS**

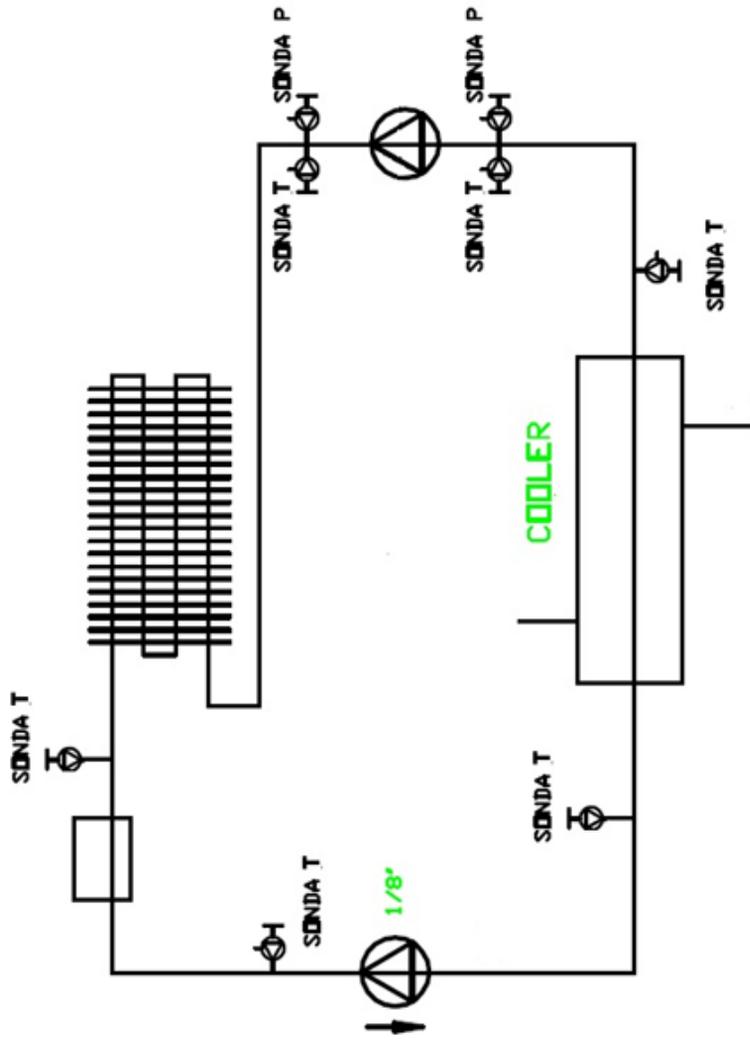


# ÍNDICE DE LOS PLANOS

1. <u>ESQUEMA FRIGORÍFICO DE LA INSTALACIÓN</u>	105
---	-----

---





PLANO N° :	
PRODUCCIÓN :	
D. TÉCNICO :	
DIBUJADO :	
FECHA :	12-09-15
ESCALA :	%

CLIENTE :	
REFERENCIA :	
DENOMINACION	ESQUEMA FRIGORIFICO



**CETHIL**  
UVAE 2008



# **PLIEGO DE** **CONDICIONES**



# ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>110</b>
<b>2. CONDICIONES GENERALES</b>	<b>110</b>
2.1. Objeto y lugar de emplazamiento	110
2.2. Personal	111
2.3. Responsabilidades	111
2.4. Otras consideraciones no especificadas	111
2.5. Disposiciones legales y de carácter técnico	111
2.6. Datos de partida	112
<b>3. CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS</b>	<b>112</b>
3.1. Documentación	112
<b>4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y PARTICULARES</b>	<b>113</b>
4.1. Especificaciones de la instalación experimental	113
4.2. Especificaciones para la realización de ensayos	114
4.3. Especificaciones de ejecución	114
<b>5. DISPOSICIONES FINALES</b>	<b>115</b>
5.1. Elementos auxiliares	115
5.2. Medidas de seguridad	115
5.3. Plazo de ejecución	115

# 1. INTRODUCCIÓN

A partir de este documento se recogerán las condiciones técnicas, administrativas y legales a partir de las cuales este proyecto ha podido llevarse a cabo. Consecuentemente, este pliego ha sido dividido en esas tres partes.

En primer lugar, se describirán las condiciones generales, el objeto y lugar de emplazamiento del trabajo, el personal que lo realizará y las disposiciones legales. Finalmente se presentarán sus disposiciones legales y los datos de partida.

A continuación, se presentarán las cláusulas administrativas, donde se muestran las diferentes secciones que debe integrar el Proyecto como documento de entrega para el laboratorio demandante del Proyecto.

En tercer lugar se expondrán las preinscripciones técnicas y particulares, donde se realiza, la definición de los materiales y equipos necesarios para el desarrollo del Proyecto y los ensayos experimentales, así como las condiciones que hay que cumplir para llevar a cabo su ejecución.

Por último se expondrán las disposiciones finales, donde se detallan las medidas de seguridad que se deben llevar a cabo durante la ejecución del Proyecto y su plazo de ejecución.

## 2. CONDICIONES GENERALES

En el presente pliego de condiciones se recogen los criterios de actuación necesarios para llevar a cabo la obtención de los objetivos finales del Proyecto. Por ello, se definirán los criterios generales y se describirán las consideraciones a emplear para la realización del Proyecto.

### 2.1. Objeto y lugar de emplazamiento

El desarrollo y redacción del Proyecto ha sido llevado a cabo en la Empresa CETHIL, situada en el Departamento de Ingeniería Energética y Medio Ambiente del INSA de Lyon (Francia), donde se dispone de equipos informáticos, laboratorios especializados y equipo necesario para el desarrollo de éste.

Las acciones y requisitos para la ejecución del proceso de desarrollo e implantación de las mejoras propuestas en el presente Proyecto quedan supeditadas a las restricciones de la instalación experimental, con estricta sujeción a las condiciones más abajo indicadas y a las órdenes que para cada caso particular dicte el Director Técnico de las mismas.

## **2.2. Personal**

El Proyecto está integrado por dos Directores Técnicos, que se encargan de coordinar la evolución del Proyecto desde la Universitat Jaume I y desde el INSA de Lyon, respectivamente; dos supervisores de desarrollo, responsables de evaluar la evolución del Proyecto y de marcar la línea de desarrollo; tres técnicos de taller, encargados de la configuración e instalación del circuito de refrigeración; y por último, el adjudicatario del Proyecto quien se encarga de la realización del mismo y se encuentra supeditado al resto de miembros del grupo.

Los Directores Técnicos tendrán la facultad de sancionar la idoneidad de las diferentes alternativas sugeridas, las cuales le serán expuestas para su aprobación, de forma que a su juicio podrá mandar rediseñar aquellas partes que no se encuentren orientadas hacia la consecución de los objetivos, sin que ello de derecho a ningún tipo de reclamación por parte del estudiante en prácticas.

Todos los técnicos que intervengan de algún modo en el desarrollo de la implantación de los elementos deben estar suficientemente cualificados para las tareas que realizan. Asimismo la formación de los técnicos deberá efectuarse de acuerdo a un plan de desarrollo y siempre como paso previo a la ejecución del Proyecto.

## **2.3. Responsabilidades**

La aplicación definitiva se distribuirá entre todos los integrantes del Proyecto atendiendo a consideraciones de seguridad y de rendimiento. Los usuarios podrán acceder a los datos en explotación y al programa definitivo para efectuar modificaciones pero su aceptación e implantación de una nueva versión deberá estar supeditada a la validación por parte del director técnico.

## **2.4. Otras consideraciones no especificadas**

Si en el transcurso de la ejecución del Proyecto se hiciese necesario realizar cualquier clase de modificaciones en la instalación experimental o sobre el sistema de redimensionado que no se encuentre en este Pliego de Condiciones, éstas deberán ser realizarlas con estricta sujeción a las órdenes que reciba del Director Técnico, y en cualquier caso, de acuerdo con los procedimientos que la experiencia ha dictaminado como válidos.

## **2.5. Disposiciones legales y de carácter técnico**

Los encargados de los trabajos deberán adaptar el presente Proyecto y los elementos que lo rodean a las normas, especificaciones y reglamentos que afecten a la misma y en particular a las siguientes:

- Normativa sobre la protección de los resultados de las actividades de investigación, desarrollo tecnológico e innovación de la Empresa CETHIL.
- Reglamento de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- Especificaciones que se adjuntan en los documentos que integran el presente Proyecto.

## **2.6. Datos de partida**

Para la implantación de las mejoras propuestas en el Proyecto, el encargado partirá de los datos señalados en el presente Proyecto, tanto en su Memoria como en los Anexos, en los Planos y en el Presupuesto.

Cualquier cambio que signifique un planteamiento diferente del relacionado en el mencionado Proyecto, deberá ponerse en conocimiento y ser aprobado por la Dirección Técnica que redactará el oportuno Proyecto reformado.

# **3. CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS**

## **3.1. Documentación**

El proyectista entregará una copia del Proyecto al Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universitat Jaume I, en el Área de Máquinas y Motores Térmicos y al Departamento de Ingeniería Energética y Medio Ambiente del INSA de Lyon, así como los programas con Matlab, EES, LabView y Excel utilizados para su realización, siendo éstos propiedad de ambos departamentos a partir de ese momento y pudiendo ser usado para otros fines.

Por otra parte, Las partes que debe integrar el Proyecto son las siguientes:

### **1- Memoria**

La Memoria del Proyecto detalla los pasos que se deben seguir para la realización del mismo. Comienza con una breve introducción sobre la necesidad original que impulsó la elaboración del Proyecto, exponiendo después los objetivos esperados con su realización. Asimismo, se detallan en ella los resultados esperados de su redimensionado teórico, y por último dispone de una simulación con un modelo dinámico que se validará en función de la fase experimental de comprobación de la aplicación desarrollada.

### **2- Anexos**

Se adjunta información que desarrolla, justifica o aclara algún apartado de la memoria o cualquier otro documento del Proyecto. Asimismo, los documentos que forman los anexos son los siguientes:

- Anexo A: Estudio de la instalación inicial.
- Anexo B: Códigos.
- Anexo C: Figuras del banco de ensayos.

### **3- Planos**

Se presenta el plano de la instalación con la representación normalizada de sus elementos.

### **4- Pliego de condiciones**

Regula las condiciones entre el promotor del Proyecto y las personas que lo ejecutan.

### **5- Estudio económico**

Recoge la cantidad económica a la que asciende el Proyecto. Se divide en coste de desarrollo de la instalación y coste de la fase experimental.

## **4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y PARTICULARES**

### **4.1. Especificaciones de la instalación experimental**

Para la implantación de las mejoras propuestas en el presente Proyecto y la posterior realización de los ensayos, es necesario que la instalación experimental cumpla con sus disposiciones propias de servicio, por lo que se han incluido las prescripciones técnicas de su uso y mantenimiento en este apartado.

#### **1- Alimentación del compresor, bomba de agua y ventilador**

Hay que garantizar la alimentación de todos los elementos necesarios para el funcionamiento de la instalación.

#### **2- Elementos de control y protección**

Estos elementos han de proporcionar la seguridad necesaria para un perfecto uso de la instalación y mantenimiento de ella, de acuerdo con los requisitos del Reglamento de Seguridad según el tipo de instalación.

#### **3- Cableado de comunicaciones**

Los cables encargados de transmitir las comunicaciones entre sensores, la adquisición y el programa LabView de control y tratamiento de datos en el PC, deberán ir apantallados en todo momento y trenzados para evitar interferencias provocadas por el abundante ruido electromagnético provocado por los variadores de frecuencia y otros elementos electrónicos.

#### **4- Elementos mecánicos**

Los materiales empleados en la instalación de los elementos especificados, deberán ser resistentes a la acción de las materias con las que entren en contacto, de forma que no puedan deteriorarse, se tendrá en cuenta su resistencia y rigidez.

Deberán ser nuevos o presentar una buena calidad, y se ajustarán a las especificaciones que para los mismos hayan sido requeridos por las normas y disposiciones oficiales y por el presente Pliego de Condiciones.

#### **5- Software**

Para el equipo de adquisición es necesario el programa LabView, y para el procesado de los datos de los ensayos y el análisis de sus resultados se requieren las aplicaciones Matlab, Excel, EES y Refprop.

#### **4.2. Especificaciones para la realización de ensayos**

Se deberá abastecer la instalación con 50 g de fluido refrigerante R134a y entre 1 y 2 L de agua.

#### **4.3. Especificaciones de ejecución**

##### **1- Confidencialidad**

Toda la información recopilada y las conclusiones obtenidas han de ser guardadas y no divulgada, por tratarse de información confidencial.

##### **2- Normas**

Los distintos componentes deberán instalarse de forma que su funcionamiento quede exento de accidentes y con un mínimo de gastos de mantenimiento.

Todos los elementos de control o regulación deberán ser montados de forma que resulten fácilmente accesibles para su manipulación o revisión. Las partes de la instalación que hayan de quedar ocultas deberán someterse a reconocimiento por la Dirección Técnica antes de quedar inaccesibles.

Con anterioridad a la puesta en marcha se procederá a comprobar las instalaciones y elementos complementarios que sean necesarios para el funcionamiento de la instalación.

##### **3- Requisitos humanos**

La implantación del equipo informático y la puesta a punto del sistema de refrigeración de la instalación deberán llevarse a cabo por personal especializado, es decir, por un Ingeniero

Energético que conozca el sistema de control y adquisición implantado y el proceso de ensayo experimental con fluidos refrigerantes.

## **5. DISPOSICIONES FINALES**

### **5.1. Elementos auxiliares**

El laboratorio deberá proveerse por su cuenta proporcionar por su cuenta el material, el personal y las ayudas necesarias para la ejecución del trabajo.

### **5.2. Medidas de seguridad**

Los administradores están obligados a señalar las instalaciones utilizando las señales apropiadas y notificándolo al personal, tomando las medidas adecuadas para prevenir accidentes.

### **5.3. Plazo de ejecución**

El plazo de implantación de las mejoras recogidas en este Proyecto se establece en un mes contado a partir del comienzo del mismo.

El tiempo de ejecución de las instalaciones correspondientes a este proyecto se establece en dos meses después del comienzo del mismo, tiempo equivalente al utilizado en tener la instalación disponible en el laboratorio de la empresa CETHIL una vez iniciados los estudios teóricos.



# **ESTUDIO** **ECONÓMICO**



# ÍNDICE DEL ESTUDIO ECONÓMICO

<b>1. <u>INTRODUCCIÓN</u></b>	<b><u>120</u></b>
<b>2. <u>COSTE DEL DESARROLLO DEL PROYECTO</u></b>	<b><u>120</u></b>
2.1. Coste del realización	120
2.2. Coste de los ensayos experimentales	121
<b>3. <u>COSTE FINAL</u></b>	<b><u>122</u></b>

# 1. INTRODUCCIÓN

En esta última sección del Proyecto se presentarán los costes económicos de la realización y explotación, desglosándolos en dos partes diferenciadas.

En primer lugar, se mostrará el coste económico que ha supuesto la realización del proyecto, es decir, la realización del redimensionado teórico de la instalación, de la construcción del modelo dinámico y de la puesta a punto del circuito de refrigeración.

En segundo lugar, se mostrará el coste debido modificación de la nueva instalación, comprendiendo la inversión en los nuevos componentes y del coste derivado de las pruebas experimentales.

Finalmente, el coste total o final del desarrollo del Proyecto será determinado, como la adición del coste de realización del proyecto y el coste de manipulación.

## 2. COSTE DEL DESARROLLO DEL PROYECTO

### 2.1. Coste de realización

En esta sección del coste del proyecto representa el trabajo de un Ingeniero Energético titulado dedicado a la realización y desarrollo de este proyecto de investigación. El tiempo empleado semanalmente ha sido de 35 horas, con un total de 20 semanas. Este tiempo ha sido empleado en documentación de los estudios más recientes en la literatura, en la programación en Matlab, EES y LabView y en la realización de los ensayos experimentales. Cabe destacar que este último es necesario para regular la válvula de expansión o evitar posibles problemas, tales como el sobrecalentamiento en el compresor o una presión demasiado elevada en la salida del compresor. Finalmente cabe añadir que el sueldo mensual del ingeniero era de 511 € mensuales, mínimo para un estudiante en prácticas estipulado por la ley francesa, por tanto se ha utilizado un valor de 3,65 €/h para el trabajo de este ingeniero para el cálculo del coste de personal, tal y como se muestra en *la tabla ES.1*:

Concepto	Tiempo (h)	Coste unitario (€/h)	Coste Concepto (€)
Documentación	200	3,65	730
Programación	450	3,65	1642,5
Ensayos	50	3,65	182,5
<b>Tiempo total (h)</b>	<b>700</b>	<b>COSTE TOTAL (€)</b>	<b>2555</b>

*Tabla ES.1. Desglose del coste del personal.*

Además, a estos costes, se les añadirán los costes indirectos durante la documentación y la programación (650 horas), es decir, el consumo eléctrico del portátil y de la iluminación

de la sala. Cabe destacar que el precio del kWh en EDF (Francia) es de 0,1472 €, consecuentemente la tabla ES.2 presenta la suma de estos costes indirectos:

Concepto	Consumo (W)	Tiempo total (h)	Coste unitario (€/kWh)	Coste Concepto (€)
Iluminación	100	650	0,1472	9,57
Portátil	90	650	0,1472	8,61
<b>COSTE TOTAL (€)</b>				<b>18,18</b>

*Tabla ES.2. Costes indirectos.*

## 2.2. Coste de los ensayos experimentales

En cuanto a los costes de las pruebas experimentales, anteriormente se ha introducido el coste del ingeniero responsable de la instalación, por lo que en esta sección se presentarán los costes de los materiales de la instalación, al que se añadirá el consumo eléctrico de cada elemento y la cantidad de fluido refrigerante utilizada.

Cabe destacar que algunos elementos de la instalación se encontraban en el taller de la Empresa y no han supuesto ningún coste: el compresor y el condensador provienen de una máquina que fabrica cubitos, el ventilador procede de un ordenador averiado y el Keithley y los manómetros, de instalaciones precedentes. Consecuentemente, solamente se proporcionará la información de las facturas a la que la Empresa tiene acceso y de las que se tienen datos. De esta forma, *la tabla ES.3* muestra el precio total de los materiales para la construcción del circuito:

Elemento	Cantidad	Longitud (m)	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Caja de derivación	1	-	12,88	12,88
Cable 4x0,2 mm <sup>2</sup>	1	2	0,492	0,98
Cable 3x0,2 mm <sup>2</sup>	1	2	0,586	1,17
Cable 2x0,75 mm <sup>2</sup>	1	2	0,386	0,77
Cable 0,4 mm <sup>2</sup>	1	3	0,137	0,41
Cable 0,5 mm <sup>2</sup>	1	3	0,25	0,75
Regleta	3	-	1,185	3,56
Tubo cobre 4/6 mm	1	1,31	4,06	5,32
Tubo cobre 8/10 mm	1	1,31	4,36	5,71
Válvula de expansión	1	-	169,54	169,54
Caudalímetro Coriolis	1	-	4706,57	4706,57
Caudalímetro agua	1	-	687,78	687,78
Termopar	1	10	7,56	75,6
<b>TOTAL (€)</b>				<b>5671,04</b>

*Tabla ES.3. Costes de los materiales.*

Finalmente, se deberá considerar el coste de los ensayos experimentales, consecuentemente, se mostrará el consumo del compresor, de la alimentación, del ventilador, del ordenador y de las lámparas de la sala, así como la utilización del fluido refrigerante R134a y del agua. De esta manera, la figura ES.4 muestra la suma de este coste:

Elemento	Energía (W)	Tiempo (h)	Masa (kg)	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Compresor	68	1	-	0,1472	0,01
PC	120	1	-	0,1472	0,017
Lámparas	100	1	-	0,1472	0,015
Alimentación	24	1	-	0,1472	0,003
Ventilador	18	1	-	0,1472	0,002
R134a	-	-	0,05	4,03	0,2
Agua	-	-	1	0,09	0,09
<b>TOTAL POR ENSAYO (€)</b>					<b>0,382</b>
<b>ENSAYOS</b>					<b>10</b>
<b>COSTE TOTAL (€)</b>					<b>3,82</b>

*Tabla ES.4. Costes de los ensayos.*

Como se puede observar, el coste debido a los ensayos experimentales es casi despreciable en comparación con los costes de realización o de construcción de la instalación.

### 3. COSTE FINAL DEL PROYECTO

Finalmente, la tabla ES.5 presentará el global de los costes del proyecto, es decir, los costes de realización (de personal e indirectos), los costes de construcción del circuito y finalmente los costes de las pruebas experimentales.

COSTES		TOTAL (€)
Realización	Personal	2555
	Indirectos	18,18
Construcción - Materiales		5671,04
Ensayos		3,82
<b>COSTE TOTAL (€)</b>		<b>8284,04</b>

*Tabla ES.5. Coste total del proyecto.*

Como se puede observar en la tabla ES.5, el coste total del proyecto es de 8284,04 €. No obstante, cabe añadir que no se ha realizado una previsión para la implantación y aplicación real del proyecto, por lo que no se ha podido determinar el período de tiempo de su amortización.



