



---

# Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA



TESIS DOCTORAL:

## “INFLUENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LOS REFRIGERANTES UTILIZADOS Y ELEMENTOS DE LOS EQUIPOS DE BOMBA DE CALOR”

Presentada por Juan Ramón Muñoz Rico para optar al  
grado de doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:  
Dr. Eloy Velasco Gómez  
Dr. Francisco Javier Rey Martínez

Junio de 2016

Diseño de portada: Arturo Muñoz Jiménez (2016).



---

# **Universidad de Valladolid**

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA

TESIS DOCTORAL:

**“INFLUENCIA EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA  
DE LOS REFRIGERANTES UTILIZADOS Y ELEMENTOS  
DE LOS EQUIPOS DE BOMBA DE CALOR”**

Presentada por Juan Ramón Muñoz Rico para optar al  
grado de doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:  
Dr. Eloy Velasco Gómez  
Dr. Francisco Javier Rey Martínez





La ciencia puede divertirnos y fascinarnos,  
pero es la Ingeniería la que cambia el mundo.

Isaac Asimov.



## Agradecimientos.

---

Terminar una tesis no entraba en mis planes. Siempre me pregunté ¿para qué? Y, ciertamente, a estas alturas, me lo sigo preguntando. ¿Para qué? Una clase no se da mejor después de terminar una tesis, por más trabajo que suponga terminarla. Tampoco conlleva ocuparse y preocuparse mejor por los estudiantes a quienes uno se debe, a los que un día tras otro uno cuenta lo que sabe y de la mejor forma que sabe, por más que nos cieguen y nos quieran hacer creer que sí: aún aquí, con ella ya terminada, mantengo mi “Eppur si muove”. En fin, aún con todo aquí estamos, con la mirada en el futuro, como no podría ser de otro modo, con la convicción de que nunca el tiempo es perdido.

En algo sí que tienen razón quienes han conducido a este pensamiento colectivo, y es que el conocimiento que no se transmite es el que no se tiene. Y es aquí donde tengo que rendirme a todo lo que me ha enseñado mi tutor, Eloy, a quien soy consciente de haber llegado a marear con mi torpeza y con quien nunca seré capaz de saldar la cuenta de la más que infinita paciencia invertida conmigo. Pero más que los conocimientos que me ha transmitido, que también, lo que más me ha enseñado es a tirar para adelante sin mirar atrás más que lo justo, incluso en esos momentos en los que la vida te recuerda que va en serio, a confiar en mí mismo y a rentabilizar y a hacer valer mi trabajo. A él y a Javier, gracias por su confianza al haberme aceptado como su alumno de doctorado.

A Julio San José Alonso por sus matizaciones, puntualizaciones y críticas, siempre constructivas, a Ana Tejero González y a Manuel Andrés Chicote porque cuando más apurados estaban con su trabajo no dudaron en echarme una mano sin que apenas yo se lo pidiera, empleando conmigo su bien más preciado; su tiempo.

A mi amigo Juan Manuel García Arévalo, que ha sacado de mí los últimos julios de energía que yo ya creía que no me quedaban.

A mis amigos cantarines. A los del grillo y a los del no. Que quien canta su mal espanta y cuántos cánticos han espantado todos los malos ratos que uno se lleva cuando las cosas no le salen como espera. También ha ayudado, y mucho, dicho sea de paso, el vinito rico Villanublense.

Y a mis dos sufridores, Arturo, que me ha diseñado la portada, gracias hijo ;-), y María Jesús, que ya teniendo bastante sólo con soportarme cada día, he cargado, además, con desaparecer todo este tiempo (que ya va para varios años), a los que un día dije adiós, me subí a la buhardilla y casi no me volvieron a ver el pelo más que cuando nos cruzábamos por casa, y con los que durante unos años no he podido compartir apenas más que mesa y mantel. Creo que aún siguen ahí y creo que en el fondo, aunque muy en el fondo, pero me quieren. Espero, a partir de aquí, poder saldar la deuda de tiempo y dedicación que me queda con ellos.



|  |          |
|--|----------|
| <i>Simbología</i> .....  | XI       |
| <i>Índice de tablas</i> .....  | XV       |
| <i>Índice de figuras</i> .....   | XVII     |
| <i>Resumen</i> .....   | XXV      |
| <i>Antecedentes</i> .....  | XXIX     |
| <i>Objetivos</i> .....   | XXXIII   |
| <i>Contenidos</i> .....  | XXXIX    |
| <b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....   | <b>1</b> |
| 1.1 IMPORTANCIA SOCIAL Y ECONÓMICA DE LA REFRIGERACIÓN.....                      | 3        |
| 1.2 GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ESPAÑA.....                               | 5        |
| 1.3 CONSUMO ENERGÉTICO EN ESPAÑA.....  | 10       |
| 1.4 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.....  | 15       |
| 1.4.1 HIELO Y NIEVE.....   | 16       |
| 1.4.2 ENFRIAMIENTO QUÍMICO.....  | 17       |
| 1.4.3 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.....  | 18       |
| 1.4.4 REFRIGERACIÓN TERMOELÉCTRICA.....  | 19       |
| 1.4.5 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN Y POR ADSORCIÓN.....                           | 20       |
| 1.4.6 REFRIGERACIÓN POR EYECCIÓN.....  | 21       |
| 1.4.7 ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO VÓRTEX.....                                   | 21       |
| 1.4.8 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.....  | 22       |
| 1.5 ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE LA REFRIGERACIÓN.....                      | 27       |
| 1.5.1 TECNOLOGÍA INVERTER.....   | 28       |
| 1.5.2 AEROTERMIA, GEOTERMIA E HIDROTERMIA.....                                   | 28       |
| 1.5.2.1 Instalaciones de colector de superficie o serpentín horizontal.....      | 30       |
| 1.5.2.2 Instalaciones de sonda geotérmica o de captación vertical.....           | 30       |
| 1.5.2.3 Instalaciones en geopanel.....   | 30       |
| 1.5.2.4 Instalaciones de captación térmica en aguas subterráneas.....            | 31       |
| 1.6 REFRIGERANTES.....   | 31       |
| 1.6.1 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE TRABAJO.....                     | 31       |
| 1.6.2 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA SEGURIDAD Y TOXICIDAD.....                  | 32       |
| 1.6.3 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA NATURALEZA Y COMPOSICIÓN.....               | 33       |
| 1.6.4 FLUIDOS Y REFRIGERANTES SECOS Y HÚMEDOS.....                               | 35       |
| 1.7 NOMENCLATURA DE LOS REFRIGERANTES.....                                       | 36       |
| 1.8 IMPACTO AMBIENTAL DE LOS REFRIGERANTES.....                                  | 37       |
| 1.8.1 DESTRUCCIÓN DE LA CAPA DE OZONO.....                                       | 38       |
| 1.8.2 CALENTAMIENTO GLOBAL, EFECTO INVERNADERO.....                              | 39       |
| 1.9 REGLAMENTO EUROPEO SOBRE LOS GASES FLUORADOS DE EFECTO INVERNADERO.....      | 42       |
| 1.10 DIRECTRICES PARA EL CÁLCULO DE LA ENERGÍA RENOVABLE EN BOMBAS DE CALOR..... | 44       |
| 1.10.1 Método de cálculo de la Directiva.....                                    | 45       |
| 1.10.2 Método de cálculo de comprobación del IDAE.....                           | 47       |
| 1.11 REPERCUSIÓN MEDIOAMBIENTAL DE LA MEJORA DEL COP.....                        | 48       |
| 1.12 REPERCUSIÓN ECONÓMICA DE LA MEJORA DEL COP.....                             | 49       |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| <b>2.</b> | <b>EL CICLO DE FRÍO POR COMPRESIÓN.....</b>                            | <b>53</b>  |
| 2.1       | BALANCE DE ENERGÍA EN PROCESOS CÍCLICOS.....                           | 56         |
| 2.1.1     | BALANCE DE ENERGÍA EN CICLOS DE POTENCIA.....                          | 56         |
| 2.1.2     | BALANCE DE ENERGÍA EN CICLOS DE REFRIGERACIÓN Y BOMBA DE CALOR.....    | 58         |
| 2.1.3     | BOMBA DE CALOR EN CASCADA O MULTITETAPA.....                           | 60         |
| 2.2       | BALANCE DE ENERGÍA EN VOLÚMENES DE CONTROL.....                        | 63         |
| 2.2.1     | CONTRIBUCIÓN DEL TÉRMINO DE ENERGÍA CINÉTICA.....                      | 64         |
| 2.2.2     | CONTRIBUCIÓN DEL TÉRMINO DE ENERGÍA POTENCIAL.....                     | 65         |
| 2.3       | DIAGRAMAS DE ESTADO.....   | 66         |
| 2.3.1     | DIAGRAMA p-v.....  | 67         |
| 2.3.2     | DIAGRAMA p-h.....  | 67         |
| 2.3.3     | DIAGRAMA T-s.....  | 68         |
| 2.4       | EL CICLO TEÓRICO DE FRÍO POR COMPRESIÓN EN BOMBAS DE CALOR.....        | 72         |
| 2.4.1     | INTERCAMBIADORES DE CALOR.....   | 74         |
| 2.4.1.1   | Evaporador.....  | 77         |
| 2.4.1.2   | Condensador.....   | 79         |
| 2.4.2     | COMPRESOR.....   | 81         |
| 2.4.3     | VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....  | 84         |
| 2.5       | EL CICLO REAL DE FRÍO POR COMPRESIÓN EN BOMBAS DE CALOR.....           | 85         |
| <b>3.</b> | <b>SOFTWARE DE SIMULACIÓN EN REFRIGERACIÓN: APLICACIÓN RefCOM.....</b> | <b>87</b>  |
| 3.1       | SOFTWARE DE SIMULACIÓN EN REFRIGERACIÓN.....                           | 90         |
| 3.1.1     | REF_CICL.....  | 90         |
| 3.1.2     | TERMOGRAF.....   | 91         |
| 3.1.3     | COOLPACK.....  | 91         |
| 3.1.4     | SOLKANE.....   | 93         |
| 3.1.5     | BPFRIO.....  | 93         |
| 3.1.6     | MOLLIER.....   | 94         |
| 3.1.7     | PSICRO.....  | 95         |
| 3.2       | APLICACIÓN RefCOMP.....  | 95         |
| 3.2.1     | VENTANA DE LA APLICACIÓN RefCOMP.....                                  | 96         |
| 3.2.2     | MENÚ FILE (ARCHIVO).....   | 97         |
| 3.2.3     | MENÚ DIAGRAM (DIAGRAMA).....   | 98         |
| 3.2.4     | MENÚS REFRIGERANT A, REFRIGERANT B (REFRIGERANTE A Y B).....           | 99         |
| 3.2.5     | MENÚ HELP.....   | 101        |
| <b>4.</b> | <b>SOFTWARE IMST-ART.....</b>  | <b>103</b> |
| 4.1       | DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE.....  | 105        |
| 4.1.1     | BARRA DE HERRAMIENTAS.....   | 105        |
| 4.1.2     | MENÚ THERMOPHYSICAL PROPERTIES.....                                    | 106        |
| 4.2       | MENÚ SIMULATION.....   | 108        |
| 4.2.1     | CICLO TEÓRICO (THEORETICAL CYCLE).....                                 | 109        |
| 4.2.2     | CICLO REAL (WORKING CYCLE).....  | 112        |
| 4.2.2.1   | Definición de los intercambiadores de calor.....                       | 113        |
| 4.2.2.2   | Definición del dispositivo de expansión.....                           | 119        |
| 4.2.2.3   | Definición de los accesorios.....                                      | 120        |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 4.2.2.4   | Definición del compresor.....                                | 120        |
| 4.2.3     | COMPRESIÓN EN DOBLE ETAPA (DOUBLE STAGE CYCLE).....          | 122        |
| <b>5.</b> | <b>ESTUDIO EXPERIMENTAL.....</b>                             | <b>123</b> |
| 5.1       | EQUIPOS UTILIZADOS Y DESARROLLO DE LOS EXPERIMENTOS.....     | 125        |
| 5.1.1     | DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS.....                              | 125        |
| 5.1.1.1   | Sondas Pt100.....  | 126        |
| 5.1.1.2   | Adquisidores de datos.....                                   | 126        |
| 5.1.1.3   | Horno de calibración.....                                    | 126        |
| 5.1.1.4   | Analizador de redes.....                                     | 126        |
| 5.1.1.5   | Medidor de energía.....                                      | 127        |
| 5.1.1.6   | Termopares tipo K.....                                       | 127        |
| 5.1.1.7   | Registrador de datos.....                                    | 127        |
| 5.1.1.8   | Cámara termográfica.....                                     | 127        |
| 5.1.1.9   | Anemómetro de hilo caliente.....                             | 128        |
| 5.1.2     | CALIBRACIÓN DE LAS SONDAS DE TEMPERATURA.....                | 128        |
| 5.1.3     | DISPOSICIÓN DE LAS SONDAS.....                               | 130        |
| 5.1.3.1   | Sonda adherida a la superficie del tubo desnudo.....         | 130        |
| 5.1.3.2   | Sonda adherida a la superficie del tubo aislado.....         | 138        |
| 5.2       | NOMENCLATURA EMPLEADA COMÚN A TODAS LAS MÁQUINAS.....        | 142        |
| 5.3       | BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.....                                | 143        |
| 5.3.1     | DESCRIPCIÓN.....   | 143        |
| 5.3.1.1   | Funcionamiento.....  | 143        |
| 5.3.1.2   | Geometría del circuito de R12.....                           | 144        |
| 5.3.1.3   | Geometría de los circuitos de fluidos secundarios.....       | 148        |
| 5.3.2     | PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....                              | 149        |
| 5.4       | BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.....                                | 153        |
| 5.4.1     | DESCRIPCIÓN.....   | 153        |
| 5.4.1.1   | Funcionamiento.....  | 154        |
| 5.4.1.2   | Geometría del circuito de R12.....                           | 154        |
| 5.4.2     | PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....                              | 158        |
| 5.5       | BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA.....                                | 162        |
| 5.5.1     | DESCRIPCIÓN.....   | 162        |
| 5.5.1.1   | Funcionamiento.....  | 163        |
| 5.5.1.2   | Geometría del circuito de R134a.....                         | 164        |
| 5.5.2     | PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....                              | 166        |
| <b>6.</b> | <b>RESULTADOS.....</b>                                       | <b>171</b> |
| 6.1       | BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.....                                | 173        |
| 6.1.1     | POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.....                      | 173        |
| 6.1.2     | TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE..... | 174        |
| 6.1.3     | TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.....                 | 175        |
| 6.2       | BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.....                                | 176        |
| 6.2.1     | POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.....                      | 176        |
| 6.2.2     | TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE..... | 177        |
| 6.2.3     | TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.....                 | 178        |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 6.3       | BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA.....                                    | 179        |
| 6.3.1     | POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.....                          | 179        |
| 6.3.2     | TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE.....     | 179        |
| 6.3.3     | TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.....                     | 181        |
| 6.4       | RESUMEN E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.....                  | 182        |
| 6.4.1     | REFRIGERANTES SUSTITUTIVOS.....                                  | 182        |
| 6.4.2     | CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.....       | 186        |
| 6.4.3     | CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.....       | 188        |
| 6.4.4     | CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.....       | 189        |
| 6.4.5     | ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UNA BOMBA DE CALOR.....                  | 190        |
| 6.4.5.1   | Variación de la temperatura en el condensador.....               | 191        |
| 6.4.5.2   | Variación en la temperatura del evaporador.....                  | 191        |
| 6.4.5.3   | Variación en las presiones del condensador y del evaporador..... | 192        |
| 6.4.5.4   | Variación en la carga de refrigerante.....                       | 193        |
| 6.4.5.5   | Variación en la velocidad del compresor.....                     | 195        |
| <b>7.</b> | <b>CONCLUSIONES.....</b>   | <b>197</b> |
| 7.1       | CONCLUSIONES FINALES.....  | 199        |
| 7.2       | DESARROLLOS FUTUROS.....   | 200        |
| <b>8.</b> | <b>REFERENCIAS.....</b>  | <b>203</b> |



## Simbología.

---

Se incluye este apartado de Simbología en primer lugar para poder tener una idea inicial de a qué se refiere toda la simbología empleada.

En lo referente a unidades, se ha empleado habitualmente el Sistema Internacional (de conformidad con lo dispuesto en el Real Decreto 2032/2009, de 30 de diciembre, por el que se establecen las unidades legales de medida [1, Real Decreto 2032/2009, de 30 de diciembre, 2010]), a excepción de magnitudes como la temperatura, para la que se han empleado el °C allí donde los cálculos lo han permitido, la presión, para la que se han empleado unidades usuales en los resultados (bar) o la energía, para la que además del kJ se ha empleado el kWh por comodidad.

La simbología empleada es la siguiente (por orden alfabético):

|                        |   |
|------------------------|---|
| 1 (subíndice)          | Estado de entrada o inicial, según proceda.   |
| 2 (subíndice)          | Estado de salida o final, según proceda.  |
| <i>a</i>               | Intensidad de absorción de radiación infrarroja.  |
| <i>a</i>               | Coefficiente de rendimiento para sistemas de refrigeración.   |
| <i>A</i>               | Superficie.   |
| $\alpha$               | Difusividad térmica.  |
| $\alpha$               | Coefficiente de rendimiento para sistemas frigoríficos.   |
| $\alpha'$              | Coefficiente de rendimiento para bombas de calor.   |
| <i>air</i> (subíndice) | Aire.   |
| <i>b</i>               | Coefficiente de expansión.  |
| BCFC                   | Bromoclorofluorocarbono.  |
| BFC                    | Bromofluorocarbono.   |
| <i>C</i>               | Velocidad.  |
| <i>c</i> (subíndice)   | Frío ("cold").  |
| <i>c</i> (subíndice)   | Compresor.  |
| <i>c€</i>              | Céntimos de euro.   |
| CFC                    | Clorofluorocarbono.   |
| <i>COP</i>             | Coefficiente de operación, coeficiente de comportamiento (bombas de calor).   |
| $c_p$                  | Calor específico a presión constante.   |
| $\Delta$               | Incremento de una propiedad (valor al final menos valor al principio o valor en la salida menos valor en la entrada). |
| <i>D</i>               | Diámetro.   |
| <i>E</i>               | Energía.  |
| <i>e</i>               | Espesor.  |
| $\varepsilon$          | Emisividad.   |
| <i>EER</i>             | Ratio de eficiencia energética (sistemas de refrigeración).   |

|                   |  |
|-------------------|--|
| $\varepsilon_r$   | Error relativo.  |
| $f$ (subíndice)   | Líquido saturado.  |
| $g$               | Glide (deslizamiento para mezclas azeótropas).   |
| $g$               | Intensidad del campo gravitatorio terrestre.   |
| $g$ (subíndice)   | Vapor saturado.  |
| GEI               | Gas de efecto invernadero  |
| GFEI              | Gas fluorado de efecto invernadero   |
| $GW$              | Gigavatio.   |
| $GWh$             | Gigavatio hora.  |
| $GWP$             | Potencial de calentamiento global (Global Warming Potential).                                  |
| $h$               | Hora.  |
| $\eta$            | Rendimiento (Cociente entre la energía obtenida del sistema y la energía aportada al sistema). |
| $h$               | Entalpía específica.   |
| $h$               | Coefficiente de transferencia de calor por radiación y convección.                             |
| $h$ (subíndice)   | Caliente ("hot").  |
| HBFC              | Hidrobromofluorocarbono.   |
| $h_c$             | Coefficiente de transferencia de calor por convección.   |
| HCFC              | Hidroc fluorocarbono.  |
| HFC               | Hidrofluorocarbono.  |
| $hh: mm$          | Horas: minutos.  |
| $h_r$             | Coefficiente de transferencia de calor por radiación.  |
| $\eta_s$          | Rendimiento isoentrópico.  |
| $h_v$             | Fotón de radiación ultravioleta.   |
| $i$ (subíndice)   | Entrada ("inlet").   |
| $i$ (subíndice)   | En sistemas en cascada, máquina $i$ .  |
| $K$               | Constante.   |
| $k$               | Coefficiente de transferencia de calor por conducción.   |
| $l$               | Longitud.  |
| $LMTD$            | Diferencia media logarítmica de temperaturas.  |
| $m$               | Masa.  |
| $M$               | Molécula que transporta la energía liberada por calor en la reacción de formación del ozono.   |
| $m$               | Pendiente de la recta de regresión.  |
| $m$ (subíndice)   | Valor medio.   |
| $m$ (subíndice)   | Medida.  |
| $\dot{m}$         | Flujo másico.  |
| $\mu$             | Viscosidad dinámica.   |
| $M\text{€}$       | Millones de euros.   |
| $max$ (subíndice) | Máximo.  |
| $n$               | En sistemas en cascada, número de máquinas $e$ .   |
| $n$               | Índice de politropía.  |
| $n$               | Ordenada en el origen de la recta de regresión.  |
| $\nu$             | Viscosidad cinemática.   |

---

|                        |   |
|------------------------|---|
| <i>NTU</i>             | Número de unidades de transferencia.  |
| <i>Nu</i>              | Número de Nusselt.  |
| <i>o</i> (subíndice)   | Salida ("outlet").  |
| <i>ODP</i>             | Potencial destructor del ozono (Ozone depletion potential).                                       |
| <i>p</i>               | Presión (habitualmente absoluta; cuando es manométrica se indica).                                |
| <i>p<sub>c</sub></i>   | Presión crítica.  |
| <i>PFC</i>             | Perfluorocarbono.   |
| <i>Pr</i>              | Número de Prandtl.  |
| <i>Q</i>               | Calor.  |
| <i>q</i>               | Calor intercambiado por unidad de masa.   |
| $\dot{Q}$              | Calor intercambiado por unidad de tiempo.   |
| <i>r</i>               | Radio.  |
| <i>r</i> (subíndice)   | Real.   |
| $\rho$                 | Densidad.   |
| <i>R<sup>2</sup></i>   | Coefficiente de correlación.  |
| <i>Ra</i>              | Número de Rayleigh.   |
| <i>Re</i>              | Número de Reynolds.   |
| <i>s</i>               | Entropía específica.  |
| <i>SCOP</i>            | Coefficiente de operación estacional, coeficiente de comportamiento estacional (bombas de calor). |
| <i>SEER</i>            | Ratio de eficiencia energética estacional (sistemas de refrigeración).                            |
| $\sigma$               | Constante de Stefan-Boltzmann.  |
| <i>s</i> (subíndice)   | Estado que tiene la misma entropía que el anterior o entrante.                                    |
| <i>sat</i> (subíndice) | Saturación.   |
| <i>SEWTLE</i>          | Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations.  |
| $\dot{\sigma}$         | Entropía generada.  |
| <i>T</i>               | Temperatura absoluta (en K).  |
| <i>t</i>               | Temperatura en (en ° Celsius).  |
| <i>t</i>               | Tiempo.   |
| <i>t</i>               | Tonelada ( $10^3$ kg).  |
| <i>T<sub>c</sub></i>   | Temperatura crítica.  |
| <i>TEWI</i>            | Impacto total equivalente de calentamiento (Total Equivalent Warming Impact)                      |
| <i>TIC</i>             | Tecnología de la información y la comunicación.   |
| <i>T<sub>mc</sub></i>  | Temperatura media de fuente fría.   |
| <i>T<sub>mh</sub></i>  | Temperatura media de fuente caliente.   |
| <i>u</i>               | Energía interna específica.   |
| <i>U</i>               | Coefficiente global de transferencia de calor.  |
| <i>v</i>               | Volumen específico.   |
| <i>W</i>               | Trabajo.  |
| <i>w</i> (subíndice)   | Agua.   |
| $\dot{W}$              | Trabajo intercambiado por unidad de tiempo.   |
| $\dot{W}_s$            | Potencia intercambiada en un proceso isoentrópico.  |

---

|          |  |
|----------|--|
| <i>X</i> | Especie química de entre H, OH, NO, Cl ó Br que participa en la reacción de destrucción del ozono. |
| <i>z</i> | Cota.  |

## Índice de tablas.

---

|   |     |
|---|-----|
| Tabla 1.1. Masa de $CO_2$ emitida en la generación de energía eléctrica el día 14-01-2015. ....   | 9   |
| Tabla 1.2. Masa de $CO_2$ emitida en la generación de energía eléctrica el día 15-01-2015. ....   | 9   |
| Tabla 1.3. Masa de $CO_2$ emitida en la generación de energía eléctrica el día 15-07-2015. ....   | 9   |
| Tabla 1.4. Masa de $CO_2$ emitida en la generación de energía eléctrica el día 14-10-2015. ....   | 9   |
| Tabla 1.5. Clasificación ASHRAE según la seguridad y toxicidad de los refrigerantes. ....   | 32  |
| Tabla 1.6. Prefijos atribuidos a cada refrigerante en función de su composición molecular. ....   | 36  |
| Tabla 1.7. Contribución de los gases en el efecto invernadero. ....   | 41  |
| Tabla 1.8. Valores por defecto de $HHP$ y $SPF$ ( $SCOP_{net}$ ) de las bombas de calor accionadas eléctricamente [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016]. ....      | 46  |
| Tabla 1.9. Valores por defecto de $HHP$ y $SPF$ ( $SCOP_{net}$ ) de las bombas de calor accionadas por energía térmica [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016]. .... | 47  |
| Tabla 1.10. Factor de ponderación ( $FP$ ) para sistemas de Calefacción y ACS con bombas de calor en función de las fuentes energéticas, según la zona climática. ....      | 48  |
| Tabla 1.11. Factor de corrección ( $FC$ ) en función de las temperaturas de condensación, según la temperatura de ensayo del $COP$ . ....                                   | 48  |
| Tabla 4.1. Botones de la barra de herramientas. ....  | 106 |
| Tabla 5.1. Datos guardados por el Adquisidor 1 para la sonda 308 (C). ....  | 128 |
| Tabla 5.2. Valores de $m$ , $n$ y $R^2$ para cada una de las sondas empleadas. ....   | 130 |
| Tabla 5.3. Medidas obtenidas para la determinación de la temperatura del refrigerante en el interior de los tubos. ....   | 133 |
| Tabla 5.4. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección, $h_c$ , entre el tubo y el aire. ....  | 134 |
| Tabla 5.5. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por radiación, $h_r$ , entre la superficie externa del tubo y los cerramientos. ....                     | 135 |
| Tabla 5.6. Determinación del calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo, y la temperatura en la superficie interior del tubo. ....                                 | 136 |
| Tabla 5.7. Aproximación a la temperatura del refrigerante en el interior del tubo. ....   | 138 |
| Tabla 5.8. Temperatura del refrigerante en el interior del tubo desnudo, $ti_{\infty}$ . ....   | 138 |
| Tabla 5.9. Análisis de la temperatura calculada del refrigerante en el interior del tubo aislado, $ti_{\infty}'$ , y sin aislar, $ti_{\infty}$ . ....                       | 142 |
| Tabla 5.10. Nomenclatura asignada a cada una de las temperaturas medidas en cada máquina. ....  | 143 |
| Tabla 6.1. Resumen de errores. ....   | 182 |



## Índice de figuras.

---

|  |    |
|--|----|
| Figura 1.1. Comparativa de consumos de energía eléctrica un día laborable tipo.....                                      | 6  |
| Figura 1.2. Estructura de la generación eléctrica el 14-01-2015. ....  | 7  |
| Figura 1.3. Estructura de la generación eléctrica el 15-04-2015. ....  | 7  |
| Figura 1.4. Estructura de la generación eléctrica el 15-07-2015. ....  | 8  |
| Figura 1.5. Estructura de la generación eléctrica el 14-10-2015. ....  | 8  |
| Figura 1.6. Masa de CO <sub>2</sub> producida en cada uno de los días estudiados, en t. ....                             | 9  |
| Figura 1.7. Consumo energético en España por sectores.....   | 10 |
| Figura 1.8. Distribución del consumo energético en el sector terciario España. ....                                      | 11 |
| Figura 1.9. Consumo de los electrodomésticos según el tipo de equipamiento. ....   | 11 |
| Figura 1.10. Consumo medio en iluminación y electrodomésticos en España. ....  | 12 |
| Figura 1.11. Consumo energético total en viviendas. ....   | 12 |
| Figura 1.12. Prototipo de Etiqueta Energética en electrodomésticos.....  | 14 |
| Figura 1.13. Intervalos del SEER y del SCOP asignados a cada etiqueta energética. ....                                   | 14 |
| Figura 1.14. William Thomson (Lord Kelvin) [82, Báez, n.d.].....   | 15 |
| Figura 1.15. Willis Haviland Carrier [82, Báez, n.d.].....   | 16 |
| Figura 1.16. Pozo de la nieve de Alba de Tormes, en Salamanca [83, Sánchez, n.d.].....                                   | 17 |
| Figura 1.17. Charles Williams Siemens [84, Enciclopedia Britannica, n.d.].....   | 17 |
| Figura 1.18. Portada de “An experimental inquiry into the nature and propagation of heat” [85, Anon, n.d.].....          | 18 |
| Figura 1.19. Tubo vórtex [86, daffietools, n.d.].....  | 21 |
| Figura 1.20. Máquina de Perkins [34, EE IIT, 2008].....  | 22 |
| Figura 1.21. Estampa del barco “Le Frigorifique” [87, Barthelemy, 2014].....   | 23 |
| Figura 1.22. Compresor de doble efecto de Linde [34, EE IIT, 2008].....  | 24 |
| Figura 1.23. Domelre de Wolf [88, Anon, 2016b].....  | 25 |
| Figura 1.24. Compresor hermético seccionado [34, EE IIT, 2008].....  | 25 |
| Figura 1.25. Quick Freeze Machine [89, Katz, 2003].....  | 25 |
| Figura 1.26. Publicidad de la Frigidaire [90, Reeves, n.d.].....   | 26 |
| Figura 1.27. Variación de la temperatura del suelo con la profundidad en cada estación.....                              | 29 |
| Figura 1.28. Configuraciones para las instalaciones con bomba de calor geotérmicas. ....                                 | 30 |
| Figura 1.29. Diagrama de fases de una mezcla binaria azeótropa de refrigerantes.....                                     | 34 |
| Figura 1.30. Diagrama de fases de una mezcla binaria no azeótropa (zeótropa) de refrigerantes.....                       | 34 |
| Figura 1.31. Diagrama T-s para un fluido húmedo (a) y para un fluido seco (b). ....                                      | 35 |
| Figura 1.32. Evolución del agujero de la capa de ozono sobre la Antártida desde 1979 hasta 2012 [91, Lindsey, 2009]..... | 39 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.33. Promedios mundiales de temperatura en superficie, de altura del nivel del mar y de cubierta de nieve en el hemisferio norte [49, Ipcc, 2007].  | 40 |
| Figura 1.34. Potencial de calentamiento global (GWP) y de destrucción de la capa de ozono (ODP) de los refrigerantes halogenados.   | 42 |
| Figura 1.35. Zonas climáticas [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016].   | 46 |
| Figura 1.36. Evolución del precio de la energía eléctrica en cuatro días tipo de cada estación.   | 50 |
| Figura 1.37. Evolución del precio medio del kWh eléctrico en los días estudiados.   | 50 |
| Figura 1.38. Diagrama de costes asociados a la instalación y al funcionamiento para dos bombas de calor de distinto COP y con diferentes costes de instalación $C_i$ .                              | 51 |
| Figura 1.39. Diagrama de costes asociados a la instalación y al funcionamiento de diferentes bombas de calor.   | 52 |
| Figura 2.1. "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance" de Sadi Carnot.   | 55 |
| Figura 2.2. Diagrama de flujo de energías para un ciclo de potencia.  | 56 |
| Figura 2.3: Diagrama de flujo de energías para un sistema de refrigeración y bomba de calor.  | 58 |
| Figura 2.4. Diagrama de flujo de energías para un sistema de refrigeración en cascada con cuatro refrigeradores.  | 61 |
| Figura 2.5. Diagrama de flujo de energías para el sistema conjunto de refrigeración en cascada con cuatro refrigeradores.   | 62 |
| Figura 2.6. Variación del COP de un sistema en cascada en función del número de refrigeradores y del COP <sub>i</sub> .   | 63 |
| Figura 2.7. Error relativo en función de la velocidad para diferentes valores de la entalpía.   | 65 |
| Figura 2.8. Error relativo en función de la altura para diferentes valores de la entalpía.  | 66 |
| Figura 2.9. Diagrama p-h.   | 68 |
| Figura 2.10. Diagrama T-s.  | 69 |
| Figura 2.11. Temperatura media de intercambio de calor.   | 70 |
| Figura 2.12. Diagrama de flujo para un sistema teórico de frío por compresión.  | 72 |
| Figura 2.13. Diagrama p-h para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.   | 73 |
| Figura 2.14: Diagrama T-s para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.   | 73 |
| Figura 2.15. Diagrama p-h para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.   | 73 |
| Figura 2.16: Diagrama T-s para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.   | 73 |
| Figura 2.17: Determinación de las presiones en los intercambiadores en función de las temperaturas de los sistemas con los que intercambian calor para una sustancia pura o una mezcla azeotrópica. | 77 |



|   |     |
|---|-----|
| Figura 2.18: Efecto de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor de un ciclo de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.....         | 78  |
| Figura 2.19: Determinación de las presiones en los intercambiadores en función de las temperaturas de los sistemas con los que intercambian calor para una mezcla no azeotrópica..... | 79  |
| Figura 2.20: Efecto de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor de un ciclo de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.....                           | 79  |
| Figura 2.21. Comparación de trabajos de compresión en función del índice de politropía, $n$ .....   | 83  |
| Figura 2.22. Ciclo real de frío por compresión en el diagrama p-h.....  | 85  |
| Figura 2.23. Ciclo real de frío por compresión en el diagrama T-s.....  | 85  |
| Figura 3.1. Ventana de la aplicación RefCOMP.....   | 97  |
| Figura 3.2. Barra de menús (a) y barra de deslizamiento de opacidad (b) de la aplicación RefCOMP. ....  | 97  |
| Figura 3.3. Menú File (Archivo) (a) y botón Cerrar ventana (b) en la aplicación RefCOMP.....  | 98  |
| Figura 3.4. Apariencia de la ventana de RefCOMP con los diagramas T-s.....  | 98  |
| Figura 3.5. Apariencia de la ventana de RefCOMP con los diagramas p-h.....  | 99  |
| Figura 3.6. Menú de selección del refrigerante A.....   | 100 |
| Figura 3.7. Menú de selección del refrigerante B.....   | 100 |
| Figura 3.8. Menú Help y About.....  | 101 |
| Figura 4.1. Venta inicial.....  | 105 |
| Figura 4.2. Menú Thermophysical Properties.....   | 106 |
| Figura 4.3. Ventana de propiedades en la saturación.....  | 107 |
| Figura 4.4. Ventana de resultados para propiedades de saturación.....   | 107 |
| Figura 4.5. Ventana de propiedades en el sobrecalentamiento.....  | 108 |
| Figura 4.6. Ventana de resultados para propiedades en el sobrecalentamiento.....  | 108 |
| Figura 4.7. Menú Simulación (Simulation).....   | 108 |
| Figura 4.8. Ventana de introducción de datos para el ciclo teórico.....   | 109 |
| Figura 4.9. Definición del compresor.....   | 110 |
| Figura 4.10. Definición del compresor a partir de datos de catálogo.....  | 110 |
| Figura 4.11. Ventana para estudio paramétrico.....  | 110 |
| Figura 4.12. Ventana de resultados.....   | 111 |
| Figura 4.13. Ventana para la elección de variables a representar (Plot Variables).....  | 111 |
| Figura 4.14. Ventana de la representación gráfica solicitada.....   | 112 |
| Figura 4.15. Ventana Salida Detallada.....  | 112 |
| Figura 4.16. Ventana Ciclo de Trabajo (Working Cycle).....  | 113 |
| Figura 4.17. Ventana para la definición de un tipo de Intercambiador de calor (Heat Exchanger Definition, Type).....  | 113 |
| Figura 4.18. Ventana obtenida al hacer clic en Dibujar Gráfico (Plot Graph) en la ventana de definición del Intercambiador de calor.....  | 115 |
| Figura 4.19. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Tubos Aleteados.....  | 115 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 4.20. Ventana para la definición de circuitos en Intercambiadores de Tubos Aleteados.....  | 116 |
| Figura 4.21. Ventana de correlaciones en Intercambiadores de calor de Tubos Aleteados.....  | 117 |
| Figura 4.22. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Placas.....   | 117 |
| Figura 4.23. Ventana para la definición de pérdidas de carga en Intercambiadores de calor de Placas.....  | 118 |
| Figura 4.24. Menú para elegir el fluido secundario en el Intercambiador de calor.....   | 118 |
| Figura 4.25. Ventana para la introducción de datos de Catálogo en Intercambiadores de calor.....  | 118 |
| Figura 4.26. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Tubos e Hilo.....   | 119 |
| Figura 4.27. Ventana para la definición de accesorios.....  | 120 |
| Figura 4.28. Ventana para la definición de tuberías.....  | 120 |
| Figura 4.29. Ventana para la selección de eficiencias por defecto de compresor.....   | 121 |
| Figura 4.30. Ventana para la introducción de datos de catálogo de compresor.....  | 121 |
| Figura 4.31. Ventana para la introducción de datos de punto simple para el compresor.....   | 121 |
| Figura 4.32. Ventana para la introducción de eficiencias detalladas para el compresor.....  | 121 |
| Figura 4.33. Ventana para la definición del ciclo de frío por compresión en doble etapa.....  | 122 |
| Figura 5.1. Sondas de temperatura Pt100 a) de película fina ( <i>thin film</i> ), y b) de tipo cerámico.....  | 126 |
| Figura 5.2. Equipos de adquisición de datos Agilent 34972A.....   | 126 |
| Figura 5.3. Horno de calibración FLUKE 9103.....  | 126 |
| Figura 5.4. Analizador de redes portátil AR5-L Circutor.....  | 126 |
| Figura 5.5. Medidor de potencia PCE-PA6000.....   | 127 |
| Figura 5.6. Termopar Tipo K (TP-01).....  | 127 |
| Figura 5.7. Registrador de datos Pico Technology USB TC-08.....   | 127 |
| Figura 5.8. Cámara termográfica NEC Avio G120EX.....  | 127 |
| Figura 5.9. Anemómetro de hilo caliente PCE-009.....  | 128 |
| Figura 5.10. Representación de la temperatura medida en función del número de medida.....   | 129 |
| Figura 5.11. Línea de Calibración para la sonda 307-1.....  | 129 |
| Figura 5.12. Transferencia de calor en el tubo desnudo.....   | 131 |
| Figura 5.13. Circuito térmico equivalente para el calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo por el tubo desnudo.....  | 132 |
| Figura 5.14. Valores del coeficiente de transferencia de calor por radiación para diferentes temperaturas en los cerramientos, para una emisividad de 0,9 y una temperatura en la superficie externa del tubo comprendida entre -20 °C y 60 °C..... | 135 |
| Figura 5.15. Transferencia de calor en el tubo aislado.....   | 139 |
| Figura 5.16. Circuito térmico equivalente para el calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo por el tubo aislado.....  | 140 |
| Figura 5.17. Detalle de los tubos de la bomba de calor aire-agua.....   | 144 |
| Figura 5.18. Compresor de la bomba de calor aire-agua.....  | 144 |
| Figura 5.19. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor aire-agua.....   | 145 |
| Figura 5.20. Condensador de la bomba de calor aire-agua.....  | 146 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 5.21. Detalle de las tuberías de entrada y salida en el condensador: a) Entrada de refrigerante y salida de agua y b) salida de refrigerante y entrada de agua.....                                      | 146 |
| Figura 5.22. Fotografía y termografía del aislante en el condensador de la bomba de calor aire-agua.....  | 146 |
| Figura 5.23. Fotografía y termografía del condensador de la bomba de calor aire-agua.....   | 147 |
| Figura 5.24. Fotografía y termografía de la válvula de expansión de la bomba de calor aire-agua. ....   | 147 |
| Figura 5.25. Evaporador de la bomba de calor aire-agua.....   | 147 |
| Figura 5.26. Fotografía y termografía del evaporador de la bomba de calor aire-agua. ....   | 148 |
| Figura 5.27. Radiador del circuito de agua en el condensador de la bomba de calor aire-agua.....  | 148 |
| Figura 5.28. Distribución de sondas de temperatura en la bomba de calor aire-agua.....  | 150 |
| Figura 5.29. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua.....   | 150 |
| Figura 5.30. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor aire-agua. ....   | 151 |
| Figura 5.31. Variación de las temperaturas del refrigerante, de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor aire-agua. .... | 151 |
| Figura 5.32. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua.....   | 151 |
| Figura 5.33. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor aire-agua. ....   | 152 |
| Figura 5.34. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor aire-agua.....   | 152 |
| Figura 5.35. Detalle de los tubos de la bomba de calor agua-aire.....   | 154 |
| Figura 5.36. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-aire.....   | 155 |
| Figura 5.37. Condensador de la bomba de calor agua-aire. ....   | 156 |
| Figura 5.38. Fotografía y termografía del condensador de la bomba de calor agua-aire.....   | 156 |
| Figura 5.39. Evaporador de la bomba de calor agua-aire. ....  | 157 |
| Figura 5.40. Fotografía y termografía del recipiente que contiene al evaporador de la bomba de calor agua-aire.....   | 157 |
| Figura 5.41. Distribución de sondas de temperatura en la bomba de calor agua-aire.....  | 158 |
| Figura 5.42. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire.....   | 159 |
| Figura 5.43. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-aire. ....   | 159 |
| Figura 5.44. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-aire.....   | 160 |
| Figura 5.45. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en veintiocho horas y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire.....   | 160 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 5.46. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-aire.....   | 161 |
| Figura 5.47. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-aire.....  | 161 |
| Figura 5.48. Detalle de los tubos de la bomba de calor agua-agua.....  | 162 |
| Figura 5.49. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-agua.....  | 164 |
| Figura 5.50. Condensador de la bomba de calor agua-agua.....   | 164 |
| Figura 5.51. Fotografía y termografía del evaporador (a) y del condensador (b) de la bomba de calor agua-agua.....   | 165 |
| Figura 5.52. Tubo capilar de la bomba de calor agua-agua.....  | 165 |
| Figura 5.53. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-agua.....  | 165 |
| Figura 5.54. Distribución de termopares en la bomba de calor agua-agua.....  | 166 |
| Figura 5.55. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-agua.....  | 167 |
| Figura 5.56. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-agua.....   | 167 |
| Figura 5.57. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-agua.....  | 168 |
| Figura 5.58. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-agua.....  | 168 |
| Figura 5.59. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-agua.....   | 169 |
| Figura 5.60. Variación de las temperaturas del refrigerante, de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-agua..... | 169 |
| Figura 6.1. Bomba de calor aire-agua: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST ART, y error relativo vs tiempo.....   | 173 |
| Figura 6.2. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....   | 174 |
| Figura 6.3. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....   | 174 |
| Figura 6.4. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....   | 175 |
| Figura 6.5. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....  | 175 |
| Figura 6.6. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del aire saliente del evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....   | 176 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 6.7. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del agua saliente del condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                      | 176 |
| Figura 6.8. Bomba de calor agua-aire: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST ART, y error relativo vs tiempo.....                                       | 176 |
| Figura 6.9. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                             | 177 |
| Figura 6.10. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                          | 177 |
| Figura 6.11. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                            | 178 |
| Figura 6.12. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                           | 178 |
| Figura 6.13. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del agua en el evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                             | 179 |
| Figura 6.14. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del aire saliente del condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                     | 179 |
| Figura 6.15. Bomba de calor agua-agua: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST ART, y error relativo vs tiempo.....                                      | 179 |
| Figura 6.16. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                            | 180 |
| Figura 6.17. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                          | 180 |
| Figura 6.18. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                            | 180 |
| Figura 6.19. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....                           | 180 |
| Figura 6.20. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida del agua en el recipiente que contiene al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.....  | 181 |
| Figura 6.21. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida del agua en el recipiente que contiene al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo..... | 181 |
| Figura 6.22. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R134a mediante RefCOMP.....  | 183 |
| Figura 6.23. Comparación de diagramas p-h del R12 y del 1234yf mediante RefCOMP.....   | 184 |
| Figura 6.24. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R409a mediante RefCOMP.....  | 184 |
| Figura 6.25. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R32 mediante RefCOMP.....  | 185 |
| Figura 6.26. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R407c mediante RefCOMP.....  | 185 |
| Figura 6.27. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R410a mediante RefCOMP.....  | 186 |
| Figura 6.28. Representación del <i>COP</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor aire-agua.....                            | 187 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 6.29. Representación del <i>EER</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor aire-agua.....   | 187 |
| Figura 6.30. <i>COP</i> promedio en la bomba de calor aire-agua para cada refrigerante.....   | 187 |
| Figura 6.31. <i>EER</i> promedio en la bomba de calor aire-agua para cada refrigerante.....   | 187 |
| Figura 6.32. Representación del <i>COP</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor agua-aire.....   | 188 |
| Figura 6.33. Representación del <i>EER</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor agua-aire.....   | 188 |
| Figura 6.34. <i>COP</i> promedio en la bomba de calor agua-aire para cada refrigerante.....   | 189 |
| Figura 6.35. <i>EER</i> promedio en la bomba de calor agua-aire para cada refrigerante.....   | 189 |
| Figura 6.36. Representación del <i>COP</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R134a en la bomba de calor agua-agua..... | 189 |
| Figura 6.37. Representación del <i>EER</i> para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R134a en la bomba de calor agua-agua..... | 189 |
| Figura 6.38. <i>COP</i> promedio en la bomba de calor agua-agua para cada refrigerante.....   | 190 |
| Figura 6.39. <i>EER</i> promedio en la bomba de calor agua-agua para cada refrigerante.....   | 190 |
| Figura 6.40. <i>COP</i> vs temperatura de entrada en el condensador.....  | 191 |
| Figura 6.41. Potencia del compresor vs temperatura de entrada en el condensador.....  | 191 |
| Figura 6.42. Potencia del compresor vs temperatura de entrada en el evaporador.....   | 192 |
| Figura 6.43. <i>COP</i> vs temperatura de entrada en el evaporador.....   | 192 |
| Figura 6.44. Potencia en el compresor vs presión en el condensador.....   | 192 |
| Figura 6.45. Potencia en el compresor vs presión en el evaporador.....  | 193 |
| Figura 6.46. Capacidad de calefacción vs presión en el condensador.....   | 193 |
| Figura 6.47. <i>COP</i> vs presión en el condensador.....   | 193 |
| Figura 6.48. Potencia en el compresor vs carga de refrigerante.....   | 194 |
| Figura 6.49. Capacidad de calefacción vs carga de refrigerante.....   | 194 |
| Figura 6.50. <i>COP</i> vs carga de refrigerante.....   | 194 |
| Figura 6.51. Capacidad del condensador en kW vs velocidad de giro del compresor en rpm.....   | 195 |
| Figura 6.52. Capacidad del evaporador en kW vs velocidad de giro del compresor en rpm.....  | 196 |
| Figura 6.53. <i>COP</i> vs velocidad de giro del compresor en rpm.....  | 196 |



---

# RESUMEN.





Este trabajo de tesis doctoral parte de la idea de que las nuevas tecnologías informáticas y los últimos desarrollos de software de análisis y simulación han alcanzado un nivel que les permite modelizar ya con un grado de aproximación más que aceptable el funcionamiento de las máquinas de frío por compresión destinadas tanto a la producción de frío (sistemas de refrigeración) como de calor (bombas de calor). Se centra en el estudio de los sistemas de producción de calor a partir de bombas de calor por compresión.

Así, evitando o minimizando, en todo caso, los costes que conlleva recurrir a la experimentación, se sostiene que se puede simular informáticamente el funcionamiento de este tipo de máquinas para, a partir de la interpretación de los resultados obtenidos, poder sugerir modos optimizados de funcionamiento o, en general, establecer conclusiones o estrategias acerca de todo tipo de opciones de mejora.

El estudio desarrollado sirve, asimismo, para validar una vez más el software de análisis y simulación IMST-ART, desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia.

Inicialmente se realizan mediciones en prototipos existentes en el Laboratorio de Termotecnia de la Escuela de Ingenierías Industriales (Sede Paseo del Cauce) de la Universidad de Valladolid, para lo que se dispone del material de que está dotado dicho Laboratorio. A continuación, se obtienen los resultados experimentales, se interpretan y se deducen, de ellos, las correspondientes conclusiones.

Las mediciones realizadas se introducen en el software de análisis IMST-ART del que, igualmente, se obtienen los correspondientes resultados de simulación.

Los resultados experimentales se comparan con los resultados de simulación para decidir si la simulación a partir del software empleado es aceptable. Una vez comprobado y validado el software de análisis y simulación, se proponen modos de operación o sustituciones de refrigerante cuyo análisis, atendiendo a los niveles de presión utilizados y las temperaturas de operación de los ciclos estudiados, también ha sido abordado en el presente trabajo de manera que optimice el funcionamiento de las máquinas, tanto en el sentido de disminuir el consumo como de mejorar la producción de calor.





# ANTECEDENTES.



Sin remontarse excesivamente en la Historia de la Tecnología, al menos por ahora, sí que se cree necesario hacer referencia al momento histórico que supuso la Revolución Industrial. Desde entonces y hasta no hace muchos años, la historia de la Tecnología ha ido ligada inexorablemente a la de la economía, buscando siempre la forma en que las máquinas puedan producir más y con un coste menor: más y más barato.

En este sentido, también los sistemas de refrigeración y bomba de calor han ido evolucionando buscando siempre la máxima eficiencia, es decir, el mínimo consumo y la máxima producción de frío o calor, según proceda en cada caso, optimizando los costes sin preocuparse más allá de las repercusiones medioambientales a que dicha optimización pudiera dar lugar.

En los últimos años, el desarrollo de los procedimientos de medida de las temperaturas terrestres ha permitido evidenciar una tendencia al aumento de la temperatura global del planeta, lo que ha dado en llamarse *"calentamiento global"*. La causa de esta tendencia ha sido atribuida al aumento de la concentración en la atmósfera de gases de efecto invernadero (entre los que se encuentra el dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>).

Igualmente, se ha podido evidenciar una reducción en la concentración de ozono atmosférico que está dando lugar a la manifestación de una tendencia a la disminución en el espesor de la capa de ozono, con la consiguiente desprotección del planeta de determinadas radiaciones solares. Esta reducción ha sido atribuida al aumento de la presencia en la atmósfera de gases que pueden descomponerse y descomponer, a su vez, la molécula de ozono, degradándola hacia otras especies químicas, es decir, gases que tienen un potencial de destrucción de la capa de ozono.

Estas son las dos principales líneas, en lo que a medioambiente se refiere, en las que se viene desarrollando desde hace unos años, y en la actualidad, la tecnología de los sistemas de refrigeración y bomba de calor, además de mantenerse, obviamente, la línea inicial del desarrollo de máquinas que hagan lo mismo con menos, ya que estas máquinas emplean, como fluidos refrigerantes, sustancias que tanto afectan al calentamiento global del planeta como atacan a la capa de ozono.

La investigación se hace, pues, absolutamente necesaria para desarrollar sistemas cada vez más eficientes y también más respetuosos con el medio ambiente. En este sentido, el vertiginoso desarrollo de herramientas informáticas cobra una grandísima utilidad desde el momento en que la simulación con modelos físicos deja de ser estrictamente necesaria para poder sustituirse, al menos inicialmente, por la simulación con modelos informáticos, lo que abarata notablemente los costes asociados a todo estudio de investigación.

La presente tesis doctoral se encuadra dentro de las líneas de trabajo que el grupo de investigación de Termotecnia del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid viene desarrollando desde hace más de 25 años. Dentro de esas líneas, dedicadas sobre todo a la eficiencia del uso de la energía en la edificación, posee una importancia muy relevante la optimización energética de las instalaciones de climatización y, por tanto, el análisis de los parámetros de operación de los ciclos frigoríficos utilizados en el acondicionamiento higrotérmico de los locales, dentro de cuyo campo se enmarca este trabajo de tesis doctoral.

Dicha trayectoria se encuentra avalada por el desarrollo y coordinación de Proyectos de Fin de Carrera, Trabajos de Fin de Grado o Tesis Doctorales, trabajos, todos ellos, desarrollados en el ámbito de la energética edificatoria, algunos relacionadas con los sistemas de generación. A modo de ejemplo, dentro de los trabajos que más relación guardan con el tema abordado en la presente tesis doctoral, se pueden citar los siguientes:

Tesis doctoral:

- ❖ Economical and primary energy optimization of solar thermally driven heat pump systems along Europe.

Proyectos de Fin de Carrera:

- ❖ Desarrollo de aplicación docente para la resolución de problemas básicos de ciclos de refrigeración.
- ❖ Modelado de sistemas de bomba de calor mediante el programa “Advanced Refrigeration Technologies, ART”.
- ❖ Caracterización del ciclo real de frío de una bomba de calor por compresión mecánica aire-aire.
- ❖ Desarrollo de una bomba de calor agua-agua para práctica docente de ingeniería térmica.
- ❖ Análisis de sistemas de bomba de calor mediante el programa “Advanced Refrigeration Technologies, ART”.
- ❖ Estudio y caracterización de una bomba de calor para un banco de ensayo de aire acondicionado.

Trabajo Fin de Grado:

- ❖ Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos de una Máquina Frigorífica de Compresión Simple.



# OBJETIVOS.





La tecnología de la refrigeración y bomba de calor por compresión está en constante evolución. Tanto en lo que se refiere a la investigación y desarrollo de nuevos refrigerantes como en lo que concierne a la evolución tecnológica de los diferentes sistemas que componen las máquinas.

En la evolución de cualquier máquina a lo largo de la Historia se observa que cualquier avance tecnológico no termina de asentarse hasta que éste viene acompañado de algún tipo de mejora con respecto a la tecnología de la que parte. Esta evolución se ha vivido en la tecnología de la refrigeración y bomba de calor por compresión y se está viviendo, en la actualidad, básicamente por dos motivos: por un lado, la evidencia del impacto medioambiental derivado del uso de algunos refrigerantes y de los excesos de energía primaria empleados (para cuya obtención es necesario emitir CO<sub>2</sub>) y, por otro, el desarrollo de las nuevas tecnologías que permiten simulaciones complejas que abaratan notablemente los costes asociados a cualquier estudio experimental aunque, dicho sea de paso, también ha reducido notablemente sus costes en los últimos años.

Tanto el calentamiento global del planeta por causa de los gases de efecto invernadero como la destrucción progresiva de la capa de ozono, son ya hechos probados y aceptados mundialmente por la comunidad científica. Las legislaciones de los diferentes países se están adaptando (aunque de forma desigual) a los nuevos conocimientos científicos. Así, en la actualidad están bien definidos los parámetros que miden los Potenciales de Agotamiento de la Capa de Ozono (Ozone Depletion Potential, ODP) y de Calentamiento Global (Global Warming Potential, GWP).

La tecnología química, por su parte, está también evolucionando constantemente a la búsqueda de nuevos refrigerantes que tengan los menores potenciales posibles y que sean, por tanto, más respetuosos con el medio ambiente. En esta tesis se dedica una atención especial al funcionamiento de los sistemas de bomba de calor por compresión, analizando su funcionamiento con distintos refrigerantes, entre los que se encuentran algunos de los más novedosos en la actualidad.

Por su parte, el desarrollo, utilización e implantación, con unos costes razonables, de sistemas que empleen refrigerantes más respetuosos con el medio ambiente plantea, en la actualidad, nuevos retos en ingeniería que es necesario abordar. Los sistemas de refrigeración y bomba de calor por compresión emplean energía para funcionar. Esta energía puede obtenerse inicialmente a partir de cualquier forma, pero es habitual que a la máquina llegue en forma de energía eléctrica y ésta se transforme en energía mecánica con la utilización de un motor eléctrico. En determinadas aplicaciones, como son los sistemas de refrigeración empleados en transporte, la energía es habitualmente obtenida directamente como energía mecánica a

partir de una polea movida por el eje del motor térmico. Puede decirse, en estos casos, que la energía necesaria para el accionamiento de la máquina proviene de la energía térmica aportada por un combustible.

En cualquiera de las dos configuraciones, resulta interesante que el consumo de energía mecánica sea el mínimo posible. En el caso de la máquina movida por un motor eléctrico, porque un menor consumo de energía mecánica supone un menor consumo de energía eléctrica. En el caso de la máquina movida por una polea, porque supone un menor consumo de combustible. En ambos casos, un menor consumo, sea de energía eléctrica o de combustible, supone unos menores costes asociados al funcionamiento de las máquinas.

En esta constante evolución cabe esperar, pues, que las nuevas máquinas destinadas a la tecnología de la refrigeración y bomba de calor por compresión hayan de o bien mantener sus prestaciones, o bien mejorarlas; en definitiva, cabe esperar que sean más eficientes. Pero no sólo procede referirse a nuevas máquinas: gran parte de las máquinas existentes no habrán llegado al final de su vida útil antes de que tengan que ir adaptándose al uso de nuevos refrigerantes y esto habrá de hacerse con los mínimos costes asociados evitando, en la medida de lo posible, la sustitución de otros elementos que no sean el propio refrigerante.

Cada máquina de frío presenta sus propias características de funcionamiento y aunque en una primera aproximación el comportamiento cualitativo sea similar, no lo es cuando se aborda cuantitativamente. Por este motivo se hace necesario establecer un procedimiento de estudio que permita conocer el comportamiento concreto de cada máquina y las repercusiones que pueda tener sobre su eficiencia ya sea la sustitución del refrigerante, de alguno de los elementos que componen la máquina o el cambio de alguna de las condiciones de funcionamiento.

En esta tesis se propone un procedimiento de estudio con el que se pretende encontrar opciones que mejoren la eficiencia de los sistemas de bomba de calor a partir de máquinas de frío por compresión. Cuanto más calor sea capaz de producir la máquina con el menor consumo de energía, tanto mejor será. Aunque se ha diferenciado el estudio del consumo energético del estudio medioambiental, ambos están ligados desde el momento en que un ahorro de energía, sea eléctrica o sea la obtenida a partir de un combustible, supone siempre una mejora desde el punto de vista medioambiental.

Para la consecución del objetivo final, en la tesis se pretenden alcanzar los siguientes objetivos parciales:

- ✓ Realizar un seguimiento del recorrido de la energía eléctrica hasta su utilización en los sistemas de refrigeración y bomba de calor por compresión de vapor.
- ✓ Revisar la trayectoria histórica y el estado actual de la tecnología en las máquinas de frío por compresión, asomándose a otras formas posibles de hacer frío.
- ✓ Estudiar el impacto ambiental de los refrigerantes, tanto en lo referente a potencial calentamiento global como a potencial de destrucción de la capa de ozono.
- ✓ Estudiar el ciclo de frío por compresión analizando el comportamiento energético de cada uno de sus componentes.
- ✓ Revisar el software existente para cálculos en sistemas de refrigeración y su adecuación al objeto de esta tesis.
- ✓ Realizar un estudio experimental sobre tres prototipos de bombas de calor diferentes y obtener y analizar los correspondientes resultados para cada máquina.
- ✓ Estudiar y proponer posibles opciones de mejora a partir del análisis de los resultados obtenidos.





# CONTENIDOS.



La tesis se desarrolla en cuatro fases, que se detallan a continuación.

En una primera fase se realiza una actualización del estado del arte con la búsqueda y recopilación de la información relacionada con la temática de la tesis. Se hace un seguimiento del recorrido de la energía eléctrica hasta su utilización en los sistemas de refrigeración y bomba de calor por compresión de vapor, se revisa la trayectoria histórica y el estado actual de la tecnología en las máquinas de frío por compresión, asomándose a otras formas posibles de hacer frío, y se estudia el impacto ambiental de los refrigerantes, tanto en lo referente a calentamiento global como a destrucción de la capa de ozono.

En una segunda fase se estudia el ciclo de frío por compresión, analizando el comportamiento energético de cada uno de sus componentes, y se hace una revisión del software existente para cálculos en sistemas de refrigeración para, posteriormente, seleccionar el más adecuado al objetivo de la tesis. Se observa la carencia, dentro de todo el software de análisis y simulación encontrado, de algún programa que muestre gráficamente las diferencias en el comportamiento termodinámico de los refrigerantes, por lo que se decide desarrollar el software RefCOMP, que cumple este objetivo permitiendo comparar refrigerantes en función de sus diagramas de estado (p-h y T-s).

Se analiza, también, el funcionamiento del software de simulación IMST-ART y se decide su utilización por los siguientes motivos:

- Permite un estudio paramétrico sin prácticamente restricciones (no siendo la limitación a tan sólo veinte casos, como más adelante se verá), lo que resulta muy útil a la hora de introducir los datos medidos en las máquinas sobre las que inicialmente se desarrolla la tesis. Incluso permite el cambio de refrigerante como parámetro, incluyendo los más utilizados y algunos de los más modernos que previsiblemente se emplearán de un modo inminente.
- Presenta un método propio de análisis de intercambiadores de calor (SEWTLE, Semi Explicit method for Wall Temperature Linked Equations), mucho más preciso que el clásico método del Número de Unidades de Transferencia (NUT), que es el habitualmente empleado por otros softwares de simulación y análisis que se ocupan de los intercambiadores de calor que implementan estas máquinas.
- Incorpora los tipos de intercambiador de calor, compresores y válvulas empleados habitualmente en los sistemas de refrigeración y bomba de calor permitiendo, no obstante, la definición de nuevos equipos.
- Permite la generación de resultados en una forma fácilmente reconocible y dispuesta para su uso e interpretación mediante programas de análisis estadísticos sencillos, tipo Microsoft Excell, SPSS o similar.

En la tercera fase se describe un estudio experimental sobre tres prototipos diferentes. Se realizan medidas de propiedades termodinámicas (variables de estado), energía eléctrica, velocidad, caudal y geometría de los prototipos, de las que se obtienen los correspondientes resultados experimentales. Se emplean tres bombas de calor; una bomba de calor aire-agua y otra agua-aire del Laboratorio de Termotecnia de la Escuela de Ingenierías Industriales, de la Universidad de Valladolid, y una bomba de calor agua-agua del Laboratorio de Termodinámica e Ingeniería Térmica de la Escuela Politécnica Superior de Zamora, de la Universidad de Salamanca.

En la tercera fase, se introducen los datos obtenidos en la fase anterior en el software de análisis y simulación IMST-ART, y éste genera los correspondientes resultados que se comparan con los obtenidos experimentalmente, observándose un alto nivel de acuerdo entre ambos, lo que valida a IMST-ART como herramienta útil para la simulación.

En la última fase se analizan los resultados obtenidos y se estudian y proponen posibles opciones de mejora. Se emplea IMST-ART para simular el comportamiento de las máquinas cuando se cambia el refrigerante, para lo cual se emplea también la aplicación RefCOMP, desarrollada en la primera fase de la tesis, y también cuando se cambian las condiciones de funcionamiento, extrayendo en cada caso las correspondientes conclusiones.





---

# I NTRODUCCIÓN.



En esta introducción se hace una descripción de la situación social y económica en que se enmarcan los objetivos y la trayectoria seguida por el conocimiento que afecta a la tecnología objeto de esta tesis a lo largo de la Historia y hasta el momento actual, al que llamamos “estado actual del arte”.

## **1.1 IMPORTANCIA SOCIAL Y ECONÓMICA DE LA REFRIGERACIÓN.**

En la actualidad resulta imposible pensar en la posibilidad de prescindir de la refrigeración. Existe un gran número de aplicaciones en las que se emplea esta tecnología. Tantas, que para referirse a ellas resulta útil comenzar agrupándolas en función de su utilización. Así, en [2, Torrella Alcaraz, 1996] y en [3, Torrella Alcaraz, 2010] se habla de frío doméstico, frío comercial y frío industrial.

Los muebles frigoríficos, congeladores y sistemas de aire acondicionado y bomba de calor en edificios de viviendas, y los sistemas de aire acondicionado en vehículos, se engloban dentro de la denominación “frío doméstico”.

En el grupo de “frío comercial” se incluyen los sistemas de refrigeración en pequeñas instalaciones como pueden ser las cámaras frigoríficas en edificios comerciales y de servicios, en general, destinadas a la conservación de alimentos (carnes, pescados, pan, etc.), a usos sanitarios (conservación y mantenimiento de medicamentos, sangre, órganos, etc.) y los muebles de frío de las superficies comerciales destinados a la conservación de productos expuestos para su venta directa al público.

En lo que se llama “frío industrial” se incluyen grandes instalaciones como son las existentes en mataderos, lonjas de pescado, almacenes, mercados centrales e industrias agroalimentarias, plantas químicas y sistemas de frío instalados en medios de transporte comerciales.

En otro orden de cosas, la mejora de lo que comúnmente se puede entender como “calidad de vida”, asociada al progreso tecnológico, ha conducido al desarrollo de la ergonomía como la ciencia que se ocupa del estudio de la adaptación del ser humano a su entorno proporcionando, junto con la evolución en la definición de parámetros que objetivan el concepto de confort y bienestar térmico, un nuevo uso para los sistemas de refrigeración y bomba de calor.

La ergonomía tiene también una importancia relevante en los procesos productivos en los que es necesaria mano de obra humana. Un trabajador es tanto más productivo cuanto mayor

sea su satisfacción con el nivel de confort del entorno en que desarrolla su actividad a las tareas que realiza. Además, su actividad es más segura. La forma de aportar confort requiere, con la tecnología actual, de la utilización de sistemas de climatización basados, a su vez, en sistemas de refrigeración y bomba de calor, tal y como se desprende de [4, Rey Martínez et al., 2005; 5, Viti et al., 1996].

Existe, como se puede ver, un elevado número de aplicaciones en las que se pueden encontrar sistemas de refrigeración y bomba de calor. La aportación que hacen al balance social y económico mundial estas tecnologías es notable; también lo es la demanda energética que requiere su funcionamiento.

A ello hay que añadir la preocupación mundial por el medio ambiente, que en los últimos años ha obligado a otra revolución en los sistemas de refrigeración y bomba de calor que está encaminándolos hacia la consecución de sistemas cada vez más sostenibles y ecológicos. Es por ello que se hace necesario investigar en el desarrollo de sistemas que sean más eficientes, que consuman menos energía, y que consigan ser más respetuosos con el medio ambiente.

Desde el punto de vista energético, en el primero de los dos sentidos señalados, un sistema de refrigeración o bomba de calor es tanto más eficiente cuanto mayor sea la relación entre lo que se considera como “obtenido” de él y lo que se considera como “aportado” a él [6, Moran & Shapiro, 2012]. Básicamente se trata de la definición de un “rendimiento”, que aquí se entrecomilla porque cuando se habla de sistemas de refrigeración y bomba de calor no se llama rendimiento, sino Índice de Prestaciones (*COP*, Coefficient of Performance, Coeficiente de Operación) para bombas de calor o Índice de Eficiencia Energética (*EER*, Energy Efficiency Ratio) para máquinas frigoríficas (y sus correspondientes valores estacionales, *SCOP* y *SEER*), a los que más adelante se les dedicará más atención.

Desde el punto de vista medioambiental se han evidenciado en los últimos años dos hechos que están afectando directamente al mundo de la refrigeración, haciendo imprescindible la investigación en nuevos fluidos refrigerantes y su desarrollo e, incluso, en nuevas formas de refrigeración aunque, por el momento, la refrigeración por compresión sea la más eficiente y, por tanto, la más utilizada [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012], a excepción de algunos sistemas de enfriamiento evaporativo en determinadas condiciones [8, Rey Martínez et al., 2000].

Por un lado, hay un consenso científico acerca de la trayectoria ascendente de las temperaturas globales en los últimos años debida, entre otros factores, al aumento de la

concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera [9, McLinden et al., 2014; 10, Hwang et al., 1998; 11, Zhao et al., 2015].

Por otro, mediciones del espesor de la capa de ozono estratosférica están evidenciando cambios que revelan una tendencia a disminuir, lo que supone una desprotección ante determinadas radiaciones que resultan altamente nocivas para los seres vivos. Los parámetros científicamente consensuados que objetivan estos dos hechos son el Potencial de Calentamiento Global (Global Warming Potential, GWP) y el Potencial de Destrucción de Ozono (Ozone Depletion Potential, ODP), respectivamente.

Los países de todo el mundo han establecido protocolos para minimizar los efectos de estos fenómenos observados. A pesar de la existencia de estas evidencias científicas, los países han hecho seguimientos desiguales de las medidas establecidas, en algunos casos por intereses industriales, otros por prevalecer el desarrollo ante la sostenibilidad, otros por limitaciones tecnológicas... [12, IPCC, 2007].

Bien es cierto que en los países desarrollados las opiniones públicas van asumiendo esta realidad poco a poco (quizás demasiado despacio), tendiendo a la mentalización y a la adopción de nuevos hábitos que apuntan hacia la sostenibilidad promovidos, prácticamente siempre, por la normativa específica en los diversos estados.

Los medios de comunicación y el mundo del cine han tenido que ver con esa sensibilización social con la realización de algunas películas y documentales de nueva temática que, aunque enmarcadas dentro del género futurista o de ciencia ficción, mostraban escenarios catastróficos y repentinos (pero quizás posibles) debidos, precisamente, al llamado “cambio climático”, aunque otro amplio grupo social las ha tachado de “catastrofistas” e imposibles.

## 1.2 GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ESPAÑA.

La potencia eléctrica generada en España se puede observar en tiempo real en la página Web de Red Eléctrica Española, <http://www.ree.es>, haciendo clic en el apartado “*Demanda en tiempo real, su estructura de generación y emisiones de CO<sub>2</sub>*”, [13, REE, n.d.]. Las curvas de potencia que se ofrecen en la página Web de Red Eléctrica Española se construyen a partir de datos tomados cada diez minutos, dándose el resultado en GW.

En la Figura 1.1 se muestran las curvas de demanda de lo que se han estimado como días tipo de cada estación. Tomando siempre el miércoles como el día de la semana de referencia, se muestran las curvas de demanda del 14 de enero de 2015 (como representativo del invierno,

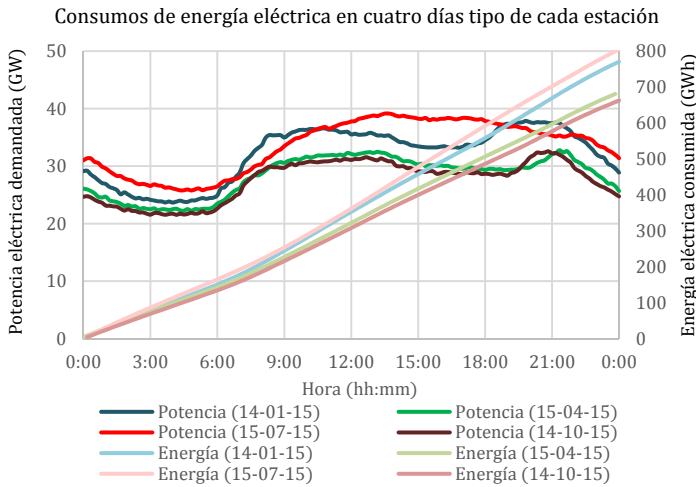


Figura 1.1. Comparativa de consumos de energía eléctrica un día laborable tipo.

suavizados). Estas líneas representan la superficie que va quedando por debajo de las líneas de potencia consumida a medida que va avanzando el día, de 10 minutos en 10 minutos. Se han calculado determinando el valor medio de la potencia cada diez minutos y multiplicando el resultado obtenido por el intervalo transcurrido, en h (1/6).

En un principio se podría pensar que la demanda de energía eléctrica debiera ser mayor en invierno que en verano. Sin embargo, no es así. De la simple observación de la curva de potencia demandada en verano (en rojo) ya prácticamente se puede deducir que la demanda de energía eléctrica es mayor en verano que en invierno (línea azul). Es bastante parecida en otoño y en primavera (líneas marrón y verde, respectivamente). Al finalizar el día de invierno la energía eléctrica consumida (línea azul clara) es menor que la energía eléctrica consumida al término del día de verano (línea roja clara).

Este hecho puede ser debido a dos factores. Por un lado, al asentamiento y arraigo que tienen en España las calefacciones a partir de combustibles fósiles (cuya energía aportada no se incluye en estas gráficas) lo que hace disminuir el uso de la potencia eléctrica instalada que, de este modo, y sobre todo en invierno da lugar a una red eléctrica desequilibrada en los períodos valle con respecto a las horas de máximo consumo, Y, por otro, al uso intensivo de sistemas de aire acondicionado en los meses más cálidos en una gran parte del país.

en tonos azules), del 15 de abril de 2015 (como representativo de la primavera, en tonos verdes) del 15 de julio de 2015 (como representativo del verano, en tonos rojizos) y del 14 de octubre de 2015 (como representativo del otoño, en tonos marrones). También se han representado, sobre el eje vertical secundario, las líneas que indican la energía consumida a lo largo del día (en los mismos tonos que las curvas de potencia, pero

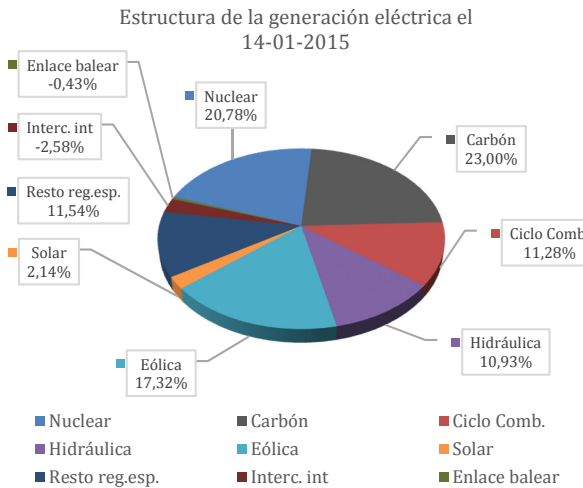


Figura 1.2. Estructura de la generación eléctrica el 14-01-2015.

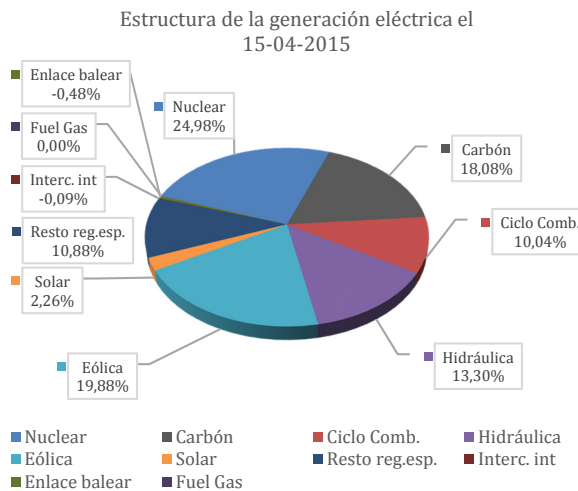


Figura 1.3. Estructura de la generación eléctrica el 15-04-2015.

En la página Web de Red Eléctrica Española se detalla, también, el origen de la energía eléctrica producida. En la Figura 1.2, Figura 1.3, Figura 1.4 y Figura 1.5 se detalla la procedencia de la energía generada en los días anteriormente estudiados.

El nivel de detalle de la descripción ofrecida por Red Eléctrica Española ha ido aumentando en el tiempo de modo que mientras que en un principio (Figura 1.2) se denominan "Resto reg. esp." al resto de las energías en el llamado Régimen Especial (que comprende a la minihidráulica, cogeneración y biomasa de madera y rastrojos), en el último día de los analizados (Figura 1.5) ya se segregan estas como Térmica Renovable y Cogeneración y Resto.

Del mismo modo, mientras en el primero de los días analizados se considera una única procedencia de la energía solar, en el último se distingue entre Solar Térmica y Solar Fotovoltaica.

Hay que señalar el pequeño porcentaje con el que aparece la energía hidráulica. Esto es debido a que en el balance se consideran negativas las energías destinadas a bombeos, dando lugar a una gran disminución en el porcentaje total de contribución de esta energía. En general, cualquier actividad conlleva la emisión de  $CO_2$ , aunque sea de un modo indirecto. Pero en la estructura de la generación de energía eléctrica de cualquiera de los días tipo estudiados es muy relevante la presencia

de fuentes energéticas con una muy alta incidencia directa en lo referente a emisiones contaminantes.

En la página Web de Red Eléctrica Española se detallan los niveles de estas emisiones directas. De la misma forma que se ha hecho para calcular la energía en los gráficos de potencia y consumo de energía eléctrica, se han calculado, en cada día tipo, las Toneladas de  $CO_2$  emitidas directamente por cada una de las fuentes especificadas.

En la carpeta ANEXOS se ha incluido el archivo "Consumo de energía.xlsx" en el que se detallan los cálculos realizados. En la Tabla 1.1, Tabla 1.2, Tabla 1.3 y Tabla 1.4 se muestran los resultados obtenidos. Estas Tablas se acompañan de sus correspondientes gráficas, en las que se puede apreciar el porcentaje de emisiones con el que contribuye cada energía. De la interpretación de los datos se desprende que el nivel de emisiones de  $CO_2$  es muy alto y está muy ligado, como cabía esperar, a la generación de energía eléctrica a partir de combustibles fósiles, como es el carbón. De cualquier forma se puede concluir que el nivel de emisiones directas por la generación de energía eléctrica es excesivamente elevado. Un cálculo no excesivamente preciso a partir de los resultados obtenidos llevaría a establecer un nivel medio aproximado

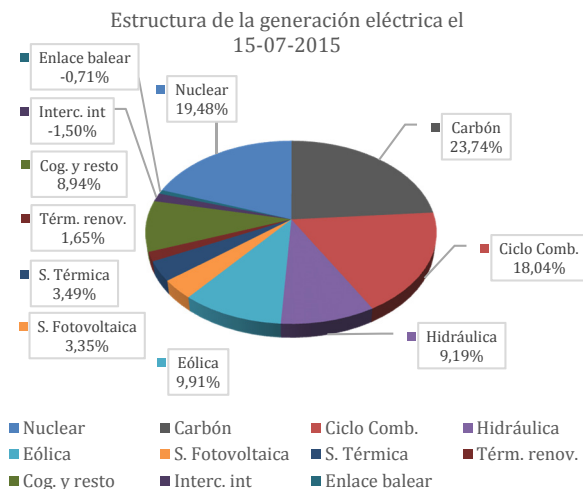


Figura 1.4. Estructura de la generación eléctrica el 15-07-2015.

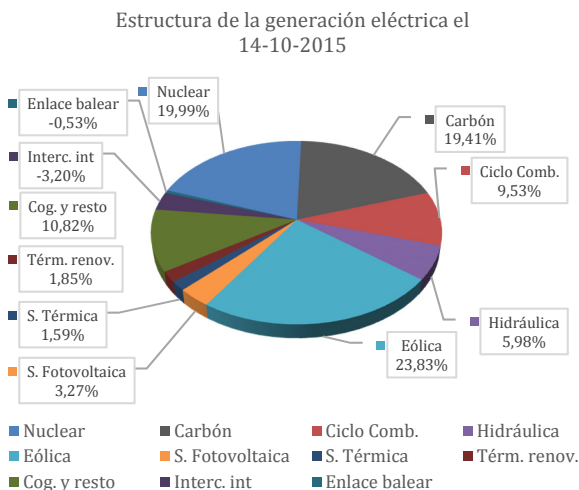


Figura 1.5. Estructura de la generación eléctrica el 14-10-2015.



de emisiones directas anuales de  $CO_2$  de aproximadamente sesenta millones de toneladas anuales en el momento actual.

Tabla 1.1. Masa de  $CO_2$  emitida en la generación de energía eléctrica el día 14-01-2015.

| 14-01-2015                               |                    |       |
|--|--------------------|-------|
| Fuente Energética                        | $CO_2$ emitido (t) | %     |
| Carbón                                   | 179121,50          | 74,99 |
| Ciclo Combinado                          | 34214,00           | 10,32 |
| Resto de energías en el régimen especial | 25533,83           | 10,69 |
| <b>Total</b>                             | <b>238869,33</b>   |       |

Tabla 1.2. Masa de  $CO_2$  emitida en la generación de energía eléctrica el día 15-01-2015.

| 15-04-2015                               |                    |       |
|--|--------------------|-------|
| Fuente Energética                        | $CO_2$ emitido (t) | %     |
| Carbón                                   | 116997,67          | 69,83 |
| Ciclo Combinado                          | 25305,50           | 15,10 |
| Fuel / Gas                               | 5234,67            | 03,12 |
| Resto de energías en el régimen especial | 20013,50           | 11,94 |

Tabla 1.3. Masa de  $CO_2$  emitida en la generación de energía eléctrica el día 15-07-2015.

| 15-07-2015        |                    |       |
|-------------------|--------------------|-------|
| Fuente Energética | $CO_2$ emitido (t) | %     |
| Carbón            | 189890,33          | 77,16 |
| Ciclo Combinado   | 56203,67           | 22,84 |
| <b>Total</b>      | <b>246094,00</b>   |       |

Tabla 1.4. Masa de  $CO_2$  emitida en la generación de energía eléctrica el día 14-10-2015.

| 15-10-2015        |                    |       |
|-------------------|--------------------|-------|
| Fuente Energética | $CO_2$ emitido (t) | %     |
| Carbón            | 131956,50          | 83,95 |
| Ciclo Combinado   | 25232,00           | 16,05 |
| <b>Total</b>      | <b>157188,50</b>   |       |

En la Figura 1.6 se resumen los resultados obtenidos. De ella se desprende que el nivel de emisiones es más alto en los días de climatología extrema estudiados, que corresponden a un día tipo de invierno y otro día tipo de verano. En los días correspondientes a las estaciones de primavera y otoño, el nivel de emisiones disminuye sensiblemente.

Masa de  $CO_2$  producida en cada uno de los días estudiados, en t

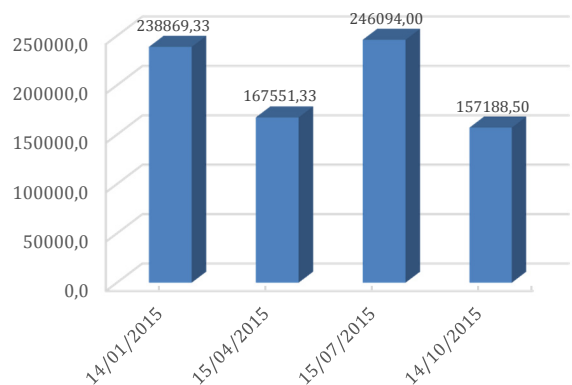


Figura 1.6. Masa de  $CO_2$  producida en cada uno de los días estudiados, en t.

### 1.3 CONSUMO ENERGÉTICO EN ESPAÑA.

Según el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), el consumo energético en España se distribuye entre los tres sectores de actividad económica y el sector residencial:

- ❖ Sector primario (5%):
  - ✓ Agricultura.
  - ✓ Ganadería.
  - ✓ Pesca.
  - ✓ Minería.
  - ✓ Silvicultura<sup>1</sup>
- ❖ Sector secundario (27%):
  - ✓ Industria.
  - ✓ Construcción.
- ❖ Sector terciario (52%):
  - ✓ Transporte.
  - ✓ Servicios.
  - ✓ Comercio.
- ❖ Residencial (16%).

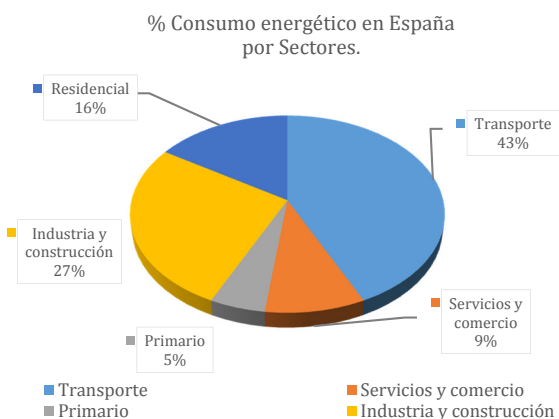


Figura 1.7. Consumo energético en España por sectores.

En la Figura 1.7 se muestra la distribución del consumo energético en España por sectores. El IDAE ha elaborado, con el apoyo de EUROSTAT y la colaboración especial de representantes de Austria, Holanda, Reino Unido y Eslovenia, un Manual estadístico sobre el consumo de energía eléctrica en el sector residencial en el año 2012 [14, Eurostat, 2013]. El Proyecto ha sido finalizado en diciembre de 2013 y uno de sus objetivos, el que compete al contenido de esta tesis, ha sido el análisis del consumo por usos y servicios. El consumo energético en el sector terciario se corresponde con la siguiente distribución:

- ❖ Iluminación: 22%.
- ❖ Calefacción: 31,1%.
- ❖ Aire Acondicionado: 26,2%.
- ❖ Equipamiento: 17,3%.
- ❖ ACS<sup>2</sup>: 3,4%.

<sup>1</sup> Cultivo, mantenimiento y explotación de montes y bosques.

<sup>2</sup> Agua caliente sanitaria.

En la Figura 1.8 se muestra la distribución del consumo energético en el sector terciario España.

En este Manual se detallan, además de los consumos de los hogares en España, los consumos medios según el tipo de vivienda y zona climática, según fuentes energéticas, etc., y algunos datos relevantes para el objeto que nos ocupa. Así, en el apartado 7 se indica el porcentaje de consumo de los electrodomésticos según el tipo de equipamiento, resultando, como se muestra en la Figura 1.9, que el mayor consumo energético recae en el conjunto frigorífico (30,6%) y congeladores (6,1%); entre ambos consumen el 36,7% de la energía de los hogares de España. En la Figura 1.10 se detalla el consumo medio en iluminación y electrodomésticos en España.

Al consumo de los electrodomésticos habituales se añade el correspondiente a la calefacción y al agua caliente sanitaria, que suponen un gasto energético que aunque no es directamente imputable a la energía eléctrica, sí es notable.

El consumo energético promedio total en viviendas se distribuye como se muestra en la Figura 1.11:

- ❖ Equipamiento: 19,4%.
- ❖ Iluminación: 9,5%.
- ❖ ACS: 19,6%.

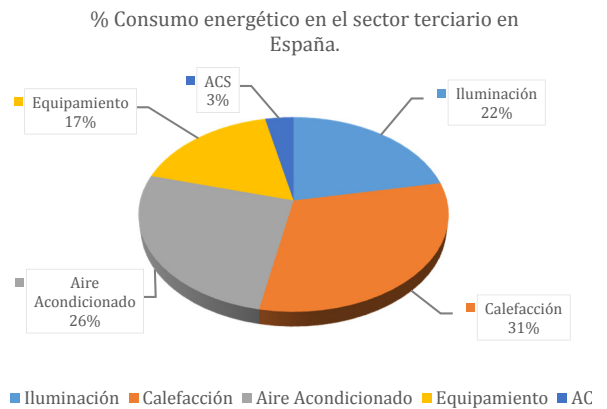


Figura 1.8. Distribución del consumo energético en el sector terciario España.

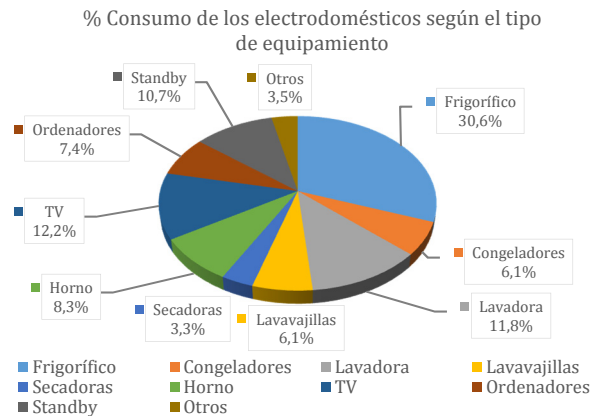


Figura 1.9. Consumo de los electrodomésticos según el tipo de equipamiento.

## 1. INTRODUCCIÓN.

- ❖ Calefacción: 42,5%.
- ❖ Refrigeración: 9,0%.

En el apartado 8 del Manual citado se establece que el consumo medio anual del frigorífico en cada hogar es de 655 kWh por equipo, siendo nuevamente el electrodoméstico con mayor consumo, como se muestra en la Figura 1.10. A un consumo de 655 kWh/año le corresponde, a un precio medio de 14 c€/kWh, un total de 91,7 €/año y hogar. A esto habría que sumar la parte correspondiente del término de potencia contratada, a un promedio de 8 c€/kWdía y los impuestos aplicados.

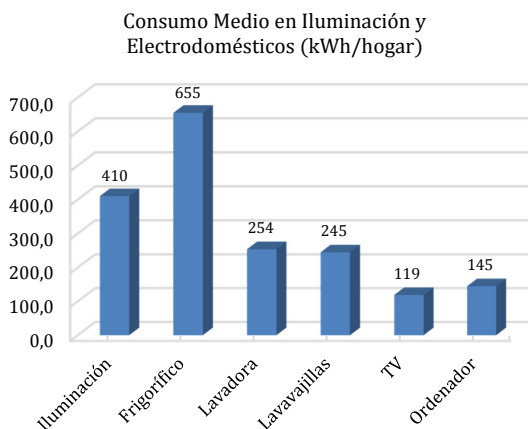


Figura 1.10. Consumo medio en iluminación y electrodomésticos en España.

Habida cuenta de que, también según dicho Manual, en España hay diecisiete millones de hogares (entendiendo, como hogar, vivienda permanentemente ocupada), esto supone un coste anual aproximado de funcionamiento de todos los frigoríficos de 1.577 M€/año, que se incrementa desde el momento en el que existen tanto hogares en los que hay dos o más frigoríficos, como viviendas que no son consideradas como hogares (por ejemplo, las empleadas como vacacionales), siendo parcialmente ocupadas a lo largo del año.

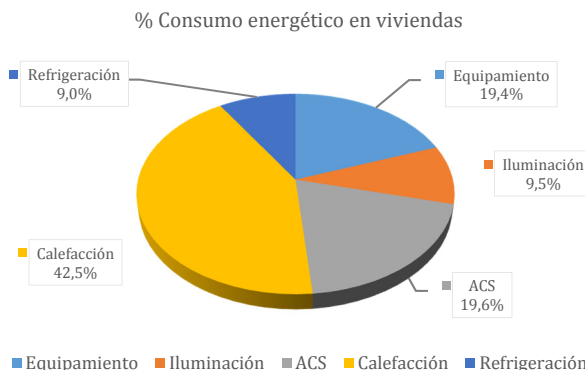


Figura 1.11. Consumo energético total en viviendas.

A ello hay que añadir la energía destinada al funcionamiento de los sistemas de calefacción y de producción de ACS, habitualmente obtenida a partir de reacciones de combustión.

Esta energía proviene, en gran parte, de la generación a partir de fuentes fósiles que acarrear inevitablemente la producción de CO<sub>2</sub>, el principal agente del efecto invernadero. Científicamente se asume que la vida, tal y como la conocemos en la Tierra, es posible en ella porque su temperatura media se encuentra entre 15 °C y 25 °C [7, Lapuerta Amigo & Armas,

2012]. El CO<sub>2</sub> ha contribuido, precisamente, a mantener dicha temperatura, pero en los últimos años, debido a la vertiginosa evolución del desarrollo tecnológico y al aumento directamente proporcional de la demanda energética, la concentración de CO<sub>2</sub> en la atmósfera ha aumentado notablemente evidenciándose, como consecuencia de ello, un aumento en dicha temperatura media.

Con la firma del Protocolo de Kioto, en vigor desde el 16 de Febrero de 2011 y seguido desigualmente por los países, se ha pretendido evitar que la temperatura global del planeta se eleve por encima de 2 °C con respecto al año 1990, lo que se correspondería con una concentración global de 450 ppm de CO<sub>2</sub>.

Los países han establecido diferentes hojas de ruta con el objeto de disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub>. Sin embargo, en todos los códigos energéticos redactados se ha promocionado la incorporación de las energías renovables en los puntos finales de consumo, la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> en la producción de energía eléctrica y el aumento de la eficiencia energética. Pero en este último punto no se están alcanzando los objetivos inicialmente previstos para el año 2020.

Los edificios han sido los principales consumidores de energía asignable a los ciudadanos. Además de la demanda señalada anteriormente, referida al consumo de los electrodomésticos, hay que tener en cuenta la demanda para climatización, donde el concepto de eficiencia adopta una importancia fundamental.

Los Estados Miembros de la Unión Europea han elaborado sus disposiciones legales, reglamentarias y administrativas para fomentar la eficiencia energética en edificios a partir de la Directiva 2002/91/CE, su refundición en la Directiva 31/2010/UE, la Directiva 2006/32/CE y su posterior modificación en la Directiva 27/2012/UE [15, UE, 2012].

Es así como ambos conceptos, eficiencia y sostenibilidad, se fusionan en la integración de las energías renovables y en el consumo final como objetivo. Para ello, se hace necesaria la implantación de una cultura que haga real la demanda social de instalaciones eficientes y sostenibles, lo que tiene que ser abordado desde la formación y el conocimiento. En este sentido, ya desde el año 1995 y con el fin de informar a los consumidores de electrodomésticos de su eficiencia (y ya también aplicado a edificios), se viene empleando la llamada Etiqueta Energética. Dados los grandes avances tecnológicos producidos desde 2005,

en 2011 se ha revisado dicha etiqueta (Real Decreto 1390/2011) para adaptarla “a la eficiencia energética más allá de la A” (cita textual del folleto “*ahorra energía*”, del IDAE, [16, IDAE, 2012]).

Los electrodomésticos a los que afecta este nuevo etiquetado energético, de interés en el objeto de esta tesis, son los frigoríficos, congeladores y vinotecas. El nuevo etiquetado mantiene la escala de clasificación por letras incluyendo hasta tres clases adicionales de eficiencia energética: A+, A++ y A+++ . Los colores van desde el verde oscuro (al que corresponde la más alta eficiencia energética, calificada como A+++ ) hasta el rojo (al que corresponde la más baja, calificada como D). En la Figura 1.12 se muestra un prototipo de Etiqueta Energética.

Además se incluye, entre otros, un pictograma en el que se indica el consumo de energía anual basado en resultados de ensayo normalizados durante 24 horas, lo que permite hacer una estimación rápida de su importe con tan sólo multiplicar este número por el precio en vigor del kWh, y así poder conocer el período de tiempo estimado en el que se producirá el retorno de la inversión adicional que supone la compra de un electrodoméstico con una calificación superior (más caro) con respecto a la compra de un electrodoméstico con una calificación inferior (más barato).

Así, desde abril de 2012 es obligatorio mencionar la nueva clase energética en todo el material de comunicación donde se incluya información relacionada con energía, precio o datos técnicos. Este etiquetado energético también afecta a los sistemas de refrigeración y bomba de calor, aunque la presencia de este tipo de tecnología en el panorama energético español es, aún, prácticamente testimonial. En la Figura 1.13 se muestran los intervalos del SEER y del SCOP asignados a cada etiqueta energética.

Por su parte, la Certificación de Liderazgo en Energía y Diseño Ambiental (“Leadership in Energy and Environmental Design”, LEED) en edificios evalúa el comportamiento medioambiental que tendrá un edificio a lo largo de su ciclo de vida midiendo, entre otros parámetros, el uso eficiente de la energía, el consumo de agua, la correcta utilización de

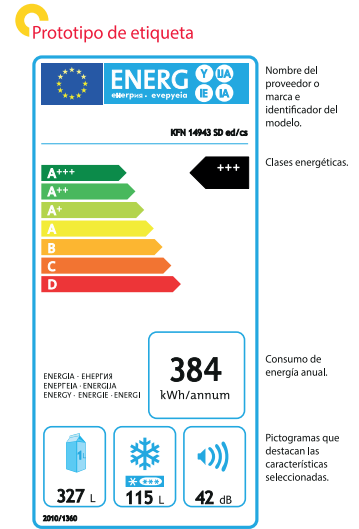


Figura 1.12. Prototipo de Etiqueta Energética en electrodomésticos.

|             | SEER                      | SCOP                       |
|-------------|---------------------------|----------------------------|
|             | Eficiencia en frío (SEER) | Eficiencia en calor (SCOP) |
| <b>A+++</b> | SEER > 8,50               | SCOP > 5,10                |
| <b>A++</b>  | 6,10 ≤ SEER < 8,50        | 4,60 ≤ SCOP < 5,10         |
| <b>A+</b>   | 5,60 ≤ SEER < 6,10        | 4,00 ≤ SCOP < 4,60         |
| <b>A</b>    | 5,10 ≤ SEER < 5,60        | 3,40 ≤ SCOP < 4,00         |
| <b>B</b>    | 4,60 ≤ SEER < 5,10        | 3,10 ≤ SCOP < 3,40         |
| <b>C</b>    | 4,10 ≤ SEER < 4,60        | 2,80 ≤ SCOP < 3,10         |
| <b>D</b>    | 3,60 ≤ SEER < 4,10        | 2,50 ≤ SCOP < 2,80         |

Figura 1.13. Intervalos del SEER y del SCOP asignados a cada etiqueta energética.

materiales, el manejo de desechos en la construcción y la calidad del ambiente interior en los espacios habitables [17, Marszal et al., 2011]. Además, en España se regulan los sellos energéticos individuales que deben tener los Productos que Utilizan Energía (PUE), y particularmente los edificios, a partir del RD 235/2013 de 5 de abril, por el que se aprueba el procedimiento básico para la certificación de la eficiencia energética de los edificios.

Las instalaciones deben ser fiables y seguras y, consiguiendo el bienestar de las personas que ocupan los edificios, deben ser eficientes. En este sentido ya se habla de edificios de alta eficiencia energética y de un nuevo concepto (al que ya se ha dado en llamar “edificio del futuro”): el edificio de consumo de energía casi nula (“Nearly Zero Energy Building”) o nula (“Zero Net Energy Building”, NZEB) [18, Li et al., 2013]. En el diseño de un NZEB cobra una importancia muy relevante el empleo de la bomba de calor como opción más ventajosa tanto para calefacción como para refrigeración en su configuración reversible.

#### 1.4 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.

La historia de la tecnología de la refrigeración está inherentemente ligada a la evolución de los fluidos refrigerantes y de los elementos de las máquinas que las componen. En cuanto a los primeros, aunque no se puede pasar por alto el importante papel que ha tenido el uso del agua, en sus formas líquida y sólida [19, Whitman & Johnson, 2000], en la evolución histórica de la tecnología de los refrigerantes no se aprecia ninguna aportación relevante (para el objeto de esta tesis) hasta la primera mitad del siglo XIX, en que comienzan a desarrollarse las primeras máquinas de frío por compresión de vapor basadas en las ideas que hacia mediados del siglo XIX apuntara William Thomson (Lord Kelvin, Figura 1.14) relativas a la construcción de máquinas herméticas en las que un fluido realizaría ciclos de frío, y que también podrían emplearse como bombas de calor. Es así como en ellas, y con la limitada tecnología de fabricación de la época, comienzan a emplearse fluidos refrigerantes como el amoníaco, dióxido de carbono y cloruro de metilo, así como algunos hidrocarburos.

En el siglo XVI hubo un auge notable en la experimentación con refrigerantes en el laboratorio. En esos años era muy empleado el éter. En 1715, empleando una mezcla de nieve y nitrato amónico, Fahrenheit estableció el cero en su termómetro [20, Pinazo Ojer & Torrella Alcaraz, 1988].

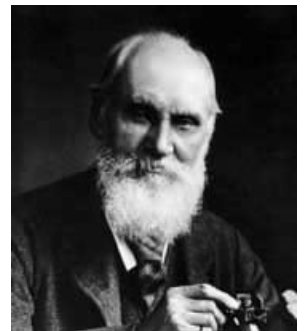


Figura 1.14. William Thomson (Lord Kelvin) [82, Báez, n.d.].

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

En el siglo XIX numerosos científicos estudiaron el comportamiento de las mezclas frigoríficas. Era habitual el uso de mezclas de hielo y sal común para congelar alimentos. En los años 1904 y 1912, Emilio Carbonell y José Gres, respectivamente, registraron patentes españolas de mezclas que emplearon como refrigerantes para conservar alimentos.

Uno de los mayores impulsos en el desarrollo de la Climatización, el Frío, la Calefacción y la Ventilación se atribuye a Willis Haviland Carrier (Figura 1.15) quien, en el año 1902, ideó un sistema con el que podía controlar la temperatura y la humedad en la empresa litográfica Sackett-Wilhelms, de Brooklyn, que reportaba dificultades en la fijación de los colores al papel en sus publicaciones, por el efecto que tenían en el proceso ambos parámetros [21, Torrella Alcaraz, 2013]. En 1906 Carrier recibió la patente por su invención y empezó a dirigir la empresa Carrier Air Conditioning Company, pero más adelante y como consecuencia de la Primera Guerra Mundial, la Carrier Air Conditioning Company se vio obligada a recortar gastos y esto llevó a Carrier a fundar su propia compañía, la Carrier Engineering Corporation, cuyas contribuciones la asentaron en la fama y el reconocimiento mundial de los que aún goza hoy en día, y que fueron referentes en su momento [22, Viloría, 2012].



Figura 1.15. Willis Haviland Carrier [82, Báez, n.d.].

Es así como la mayor evolución se aprecia a principios del siglo XX, cuando se comienzan a comercializar los primeros frigoríficos domésticos y aparecen, también, máquinas de frío que se comienzan a implementar en automóviles, lo que lleva a la búsqueda de refrigerantes que sean seguros, estables, no tóxicos ni corrosivos, ni tampoco inflamables. Es entonces cuando tiene lugar la aparición del proceso de síntesis del diclorodifluorometano, conocido en el mundo de la refrigeración como R12, que marca un hito (quizás uno de los más importantes) en la evolución histórica de esta tecnología.

### 1.4.1 HIELO Y NIEVE.

---

Existen almacenes de hielo datados hacia el año 1700 a. C., en el Oriente Próximo. También hay imágenes chinas del año 1000 a. C. en las que se les representa cortando y almacenando hielo, igual que en el año 500 a. C. en Persia. Los egipcios conseguían disminuir la temperatura de sus líquidos almacenándolos en vasijas porosas (lo que hoy en día conocemos como “enfriamiento evaporativo”). Los romanos recogían la nieve de los Alpes, la transportaban envuelta en paja y la empleaban para conservar alimentos [21, Torrella Alcaraz, 2013].



En España se denominaban “neveros” (y en algunos lugares aún se siguen llamando así) a aquéllos lugares en los que las nieves eran perpetuas. Aún quedan algunos (en la Sierra de Candelario, al sur de Salamanca, aún existe algún “nevero”), pero su número cada vez es menor. Desde los neveros se transportaba la nieve hasta las casas, donde se empleaba habitualmente en la conservación de alimentos.

Para asegurarse el abastecimiento de nieve, se construyeron depósitos de dos tipos: el pozo de nieve excavado, al que normalmente se dotaba de una cubierta de obra, y el ventisquero, que era simplemente una hendidura en el terreno. En la Figura 1.16 se muestra el llamado “pozo de la nieve”, de Alba de Tormes, en Salamanca [23, Il & Helmántica, 2006].



Figura 1.16. Pozo de la nieve de Alba de Tormes, en Salamanca [83, Sánchez, n.d.].

#### 1.4.2 ENFRIAMIENTO QUÍMICO.

La primera referencia que se puede encontrar en la Bibliografía data del siglo IV y se atribuye a Ibn Abi Usaibia, quien describe cómo se puede obtener frío mezclando determinadas sales con agua [21, Torrella Alcaraz, 2013].

En el año 1530 el médico italiano Zimara describe el empleo de salitre en mezclas para producir frío. La palabra “refrigerar” se emplea por primera vez, en su acepción de conseguir y mantener una temperatura inferior a la del ambiente, en la obra escrita en Roma por el médico español Blas de Villafranca en 1550 titulada “Methodes refrigerandi ex vocato sale nitro vinum aquamque ac potus quodvis aliud genus, cui accedaent varia naturalium rerum problemata, non minus jucunda lectu, quam necessaria cognitu”, en la que describe la forma de enfriar agua y vino empleando mezclas refrigerantes [24, Zamaro, 1973]. En 1589 Battista Porta, y en 1607 Latinus Tancredo, refieren la obtención de hielo.

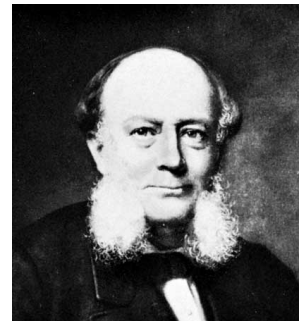


Figura 1.17. Charles Williams Siemens [84, Enciclopedia Britannica, n.d.].

En la década de 1850 hubo muchas propuestas de diseño de aparatos a los que dio en llamarse “heladeras familiares” (“glaciers de familles”), pero la primera máquina de este tipo patentada fue una realización del Ingeniero Civil Británico Charles Williams Siemens (Figura 1.17), que empleó una solución acuosa de Cloruro Cálcico como mezcla refrigerante [25, Maytal & Pfothenauer, 2013]. Con esta máquina se podían disminuir las temperaturas en torno a 16 K. No tuvo éxito por el alto coste de funcionamiento en comparación con el de los sistemas mecánicos de hielo con los que, además, se conseguían enfriamientos superiores (en torno a 30 K).

Uno de ellos, el que más aceptación tuvo, es la “Italienne Glaciere”, del Ingeniero Civil italiano Jean Baptiste Toselli, con la que se podían obtener al mismo tiempo hielo y sorbetes. Toselli empleó una disolución acuosa de nitrato de amonio y carbonato sódico como refrigerante. El alto coste de este refrigerante y la apariencia opaca del hielo obtenido obligaron a Toselli a mejorar el diseño consiguiendo, además, un aparato más eficiente.

Toselli empleó nitrato de amonio como sal disuelta en su último diseño. Posteriormente se emplearon, también, sulfato sódico, nitrato potásico, cloruro cálcico y muchas otras, en diferentes combinaciones.

### 1.4.3 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

---

Varios investigadores sentaron las bases del enfriamiento por evaporación que posteriormente se desarrollaría. El ruso G. Richmann presentó un trabajo en el que describía algunos experimentos con frío artificial en la Academia Imperial de Ciencias de San Petesburgo [21, Torrella Alcaraz, 2013].

En ese mismo año, William Cullen, químico de la Universidad de Glasgow, evaporó éter etílico en vacío y en 1755 consiguió enfriar agua empleando vacío. Cullen describió sus experimentos en su obra “Of the cold produced by evaporating fluids, and some other means of producing cold” (“Sobre el frío producido por evaporación de fluidos y algunas otras formas de producir frío”).

En 1758, Benjamin Franklin y John Hadley (profesor de Química en la Universidad de Cambridge) emplearon fluidos muy volátiles para conseguir enfriamientos por evaporación muy rápidos [26, Cortés, 1983].

En 1777, Edward Nairne observó que añadiendo ácido sulfúrico se aceleraba el proceso de enfriamiento descrito por William Cullen.

En 1781, Tiberius Cavallo dejó constancia de sus experimentos evaporando éter en “Philosophical Transactions of the Royal Society” [27, Cavallo, n.d.].

En 1804, John Leslie publicó la obra “An experimental inquiry into the nature and propagation of heat” (Figura 1.18) que, en 1823, le sirvió como base para construir un aparato en el que se producía la solidificación de agua a partir de la evaporación de un líquido. Leslie también trabajó en el enfriamiento evaporativo con ácido sulfúrico, consiguiendo producir hasta

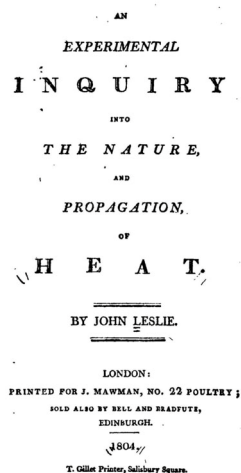


Figura 1.18. Portada de “An experimental inquiry into the nature and propagation of heat” [85, Anon, n.d.].

0,6 kg de hielo en 45 minutos de funcionamiento de su máquina. En 1805, Frederic Tudor logró transportar hielo al Caribe por mar [28, History, n.d.].

El primero en emplear amoníaco fue Faraday quien, en 1823, consiguió enfriar aire y es a él a quien se atribuye este descubrimiento. Pero la primera patente de una máquina productora de hielo en grandes cantidades es de John Vallance quien, en el año 1824, consiguió congelar agua. Franz Windhausen, en 1881, mejoró la eficiencia de la máquina de Vallance y su aparato se empleó en muchos restaurantes en diversas ciudades europeas, aunque dicha eficiencia era menor que la de las correspondientes máquinas por compresión.

En 1880, Carl J. Renz construyó un aparato con el que preservaba la fruta en su estado natural empleando vacío. En el interior añadía una sustancia absorbente para eliminar la humedad que provenía de la fruta. Justo un año después, en 1881, Franz Windhausen construyó la primera máquina de compresión de CO<sub>2</sub> [21, Torrella Alcaraz, 2013].

---

#### 1.4.4 REFRIGERACIÓN TERMOELÉCTRICA.

---

Aunque es una forma de refrigeración que no cabe en el objeto de esta tesis, se ha creído oportuna la introducción aquí de un apartado que le dedique una mínima atención a este tipo de refrigeración por cuanto aunque en la actualidad se emplea en aplicaciones de pequeña potencia, es posible que en un futuro no muy lejano su desarrollo la sitúe en un lugar destacado, pudiendo quizás llegar a competir con la refrigeración por compresión de vapor, vista la vertiginosa evolución que, en los últimos años, está viviendo la nanotecnología y la tecnología del silicio, que es la que emplea este tipo de dispositivos [29, Nolas, 2001; 30, Rowe, 1995].

La historia de la refrigeración termoeléctrica comenzó cuando en 1821 Seebeck observó que una aguja imantada se desviaba cuando se acercaba a un circuito constituido por dos conductores diferentes cuando éste se calentaba. En 1824, Peltier observó el efecto justamente contrario, es decir, la aparición de un calentamiento y un enfriamiento en el circuito constituido por dos conductores diferentes soldados. Ambos dieron explicaciones erróneas. Seebeck pensó que el campo magnético que desviaba la aguja era debido al gradiente térmico entre el Ecuador y los Polos terrestres y Peltier pensó que la Ley de Ohm no se cumplía para intensidades de corriente muy bajas al aparecer el efecto de enfriamiento. En 1838, Emil Lenz consiguió congelar una gota de agua y fundirla posteriormente cambiando el sentido de circulación de la corriente eléctrica que pasaba por un circuito formado por dos conductores distintos soldados.

Los experimentos de Seebeck, Peltier y Lenz fueron estudiados por William Thomson quien, en 1851 demostró la existencia de un gradiente de temperaturas asociado al paso de la corriente eléctrica y de diferente naturaleza al efecto Joule.

Por otro lado, el efecto Ettingshausen, descubierto por Nernst y Ettingshausen, fue descrito por éstos como un efecto termoeléctrico (o termomagnético) que afecta a la corriente eléctrica en un conductor cuando ésta discurre en presencia de un campo magnético. El fenómeno consiste en la observación de una diferencia de temperaturas en el plano perpendicular al descrito por el campo eléctrico y el magnético [21, Torrella Alcaraz, 2013].

En la actualidad, los sistemas de refrigeración termoeléctrica se emplean en aplicaciones de pequeña potencia, dados su bajos COP y EER, y, por el momento, no suponen una alternativa real a la refrigeración por compresión de vapor, pero cabe esperar, aún, una evolución de esta tecnología asociada a la de la tecnología de los materiales y a la de la nanotecnología [31, Muñoz Rico, 2012].

### 1.4.5 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN Y POR ADSORCIÓN.

---

La primera máquina de frío por absorción para enfriar líquidos fue desarrollada en 1850 por Edmond Carré a partir de las ideas de Nairne, Leslie y Vallance. Carré empleó una mezcla de ácido sulfúrico y agua, y en 1860 su hermano, Ferdinand Carré, sustituyó el ácido sulfúrico por amoníaco.

En 1922, Baltzar Von Platen y Carl Munters inventaron la máquina de absorción con gas, con amoníaco como refrigerante, agua como absorbente e hidrógeno como fluido inerte, que fue producida a escala industrial posteriormente por la empresa AB Artic, comprada por Electrolux en 1925 [32, Dossat, 2002].

En 1930, tras la muerte de una familia debida a una fuga de refrigerante de un frigorífico a gas, Albert Einstein y Leó Szilárd trabajaron en el desarrollo de tres refrigeradores domésticos de absorción que empleaban amoníaco, agua y butano. La invención de Einstein no tuvo éxito probablemente debida a la aparición, por aquellos años, de los clorofluorocarbonos [21, Torrella Alcaraz, 2013].

El principio de funcionamiento de la refrigeración por adsorción es similar al de la refrigeración por absorción, salvo que en la primera el absorbente es un sólido en lugar de un líquido, lo que da lugar a diferencias sensibles en la concepción de la máquina [7, Lapuerta

Amigo & Armas, 2012; 33, Coronas & Bruno, n.d.], como, por ejemplo, que la regeneración tenga que hacerse por lotes siendo, por tanto, discontinua.

Las primeras máquinas de frío por adsorción fueron desarrolladas en 1927 por Copeland y Silica-Gel Corporation, y fueron empleadas en unidades ferroviarias para el transporte de pescado. En ellas, el refrigerante empleado fue dióxido de azufre. La idea fue abandonada porque el silicagel disminuía su capacidad de adsorción progresivamente obligando a esperar y dando lugar, como consecuencia, a un funcionamiento intermitente.

Además, por esos años empezaron a emplearse los compuestos CFC, que rápidamente desplazaron a todas las demás tecnologías existentes hasta el momento para la producción de frío.

Sin embargo, en 1978 Dimitir Tchernev, al amparo de la Compañía que fundó (la Zeopower Company) retomó la refrigeración por adsorción empleando zeolita y agua, y en 1980 Jaques Chiral comenzó a emplear la energía solar de baja temperatura con cierto éxito en una máquina de adsorción [34, EE IIT, 2008].

#### 1.4.6 REFRIGERACIÓN POR EYECCIÓN.

Los experimentos de Leslie congelando agua mediante vacío sirvieron para el desarrollo posterior de la máquina de frío por eyección. Charles Parsons, en 1901, y Maurice Leblanc, en 1909, emplearon un chorro de vapor que hicieron pasar por un Venturi para producir el vacío necesario. Realizaciones posteriores han supuesto mejoras en la eficiencia de este tipo de máquinas, pero sus eficiencias aún se encuentran muy lejos de los sistemas de frío por compresión de vapor limitadas, sobre todo, por los niveles térmicos que se pueden alcanzar [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012; 33, Coronas & Bruno, n.d.; 21, Torrella Alcaraz, 2013].

#### 1.4.7 ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO VÓRTEX.

En 1928 Georges Joseph Ranque, experimentando con una bomba vórtex (Figura 1.19), observó cómo por uno de los extremos de un tubo salía un flujo caliente mientras que por el otro, salía un flujo frío. Este descubrimiento le sirvió para patentar el tubo vórtex que, sin embargo, no tuvo un impulso mayor hasta 1947, cuando Rudolf Hilsch retomó sus trabajos.

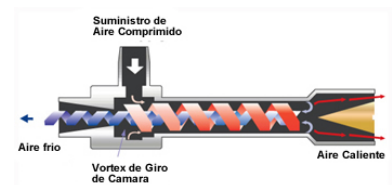


Figura 1.19. Tubo vórtex [86, daffietools, n.d.].

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

Los tubos vórtex no se han empleado más que en enfriamientos muy localizados debido, fundamentalmente, a su baja eficiencia comparada con la de los sistemas de compresión de vapor.

### 1.4.8 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.

---

La evolución de la tecnología del enfriamiento por evaporación dio lugar a que Oliver Evans, en 1805, propusiera la utilización de ciclos termodinámicos en el tratado "The young steam engineer's guide", publicado en Filadelfia, y en el que describía el funcionamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de éter etílico. La obra de Evans es relevante por cuanto sentó los principios de la refrigeración, tal y como se emplea en la actualidad en los sistemas de frío por compresión de vapor que, posteriormente, serían empleados por Harrison y Perkins.

A Richard Trevithick se le conoce, sobre todo, por la construcción de la primera locomotora a vapor. Pero Trevithick también hizo una aportación importante al mundo del frío al publicar su ensayo "The production of artificial cold".

La primera máquina de frío por compresión fue construida por Jacob Perkins, en 1834, y su objetivo era, según manifestaba en la patente, la fabricación de hielo. Perkins decía que su máquina era "un aparato mediante el cual se podían emplear fluidos volátiles con el fin de enfriar o congelar líquidos, condensándolos constantemente para usarlos una y otra vez sin desperdicio". De esta manera, Perkins estaba describiendo lo que hoy en día se conoce como ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor. El Papa Gregorio XVI calificó de irreverente y blasfemo al invento con el que se conseguía fabricar hielo porque suponía una "intrusión en los terrenos de Dios", comparándolo con la fabricación de sangre en el futuro. También en ese año John Hague (asistente de Perkins) emplea un líquido volátil llamado "Caoutchoucine" (o destilado del caucho Indio) que hasta entonces se había empleado como disolvente [21, Torrella Alcaraz, 2013].

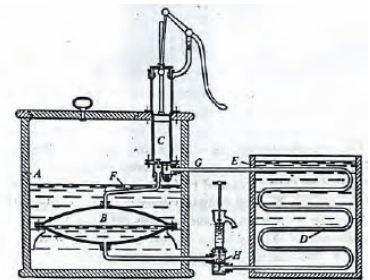


Figura 1.20. Máquina de Perkins [34, EE IIT, 2008].

Al igual que pasó con Trevithick, a Robert Stirling se le conoce por el desarrollo del motor que lleva su nombre, realizado con su hermano James. La gran aportación de Stirling es la construcción de un motor con una eficiencia similar, en orden de magnitud, a la del motor teórico de Carnot, en 1816. La aparición de los motores de Otto, en 1877, y de Diésel, en 1893, eclipsó el desarrollo y utilización del motor de Stirling, aunque en 1834 John Hershel lo

empleara, inversamente, para fabricar hielo, y en 1862 fuese Alexander Kirk quien construyese máquinas de aire en ciclo cerrado presentando, en 1874, su obra "The Mechanical production of cold" [34, EE IIT, 2008].

Existen discrepancias históricas sobre quién fue el inventor de la primera máquina de aire y cuando fue inventada. Algunas referencias señalan a John Gorrie como el primer inventor que en 1844 diseñase una máquina que, funcionando con aire comprimido en ciclo abierto, se emplease para fabricar hielo y también para refrigerar el aire en un Hospital, en Florida [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012; 34, EE IIT, 2008; 25, Maytal & Pfothenauer, 2013].

En pleno desarrollo tecnológico de los sistemas de refrigeración con aire, William Thomson presentó en 1852 y ante la Glasgow Philosophical Society, su comunicación titulada "On the economy of the heating or cooling of buildings by means of currents of air" en la que, por primera vez, se sentaban las bases para la utilización de los sistemas de frío como bombas de calor.

En la actualidad está cobrando una gran importancia la utilización de CO<sub>2</sub> como refrigerante, como más adelante se verá. Pero ya en 1850 se encuentra la primera referencia, descrita por Alexander C. Twinning, quien no llegó a emplear CO<sub>2</sub> en sus desarrollos pero sí éter etílico y éter sulfúrico como refrigerantes. En 1853 produjo setecientos veinticinco kilogramos de hielo al día.

En 1857, James Harrison construyó una máquina de frío por compresión, basándose también en los desarrollos de Perkins, en la que introdujo éter etílico y con la que llegó a producir tres toneladas de hielo al día. En 1862, tras asociarse con Augustus Siebe, patentó una máquina que también empleaba éter.



Figura 1.21. Estampa del barco "Le Frigorifique" [87, Barthelemy, 2014].

En 1864, Charles Tellier obtuvo la patente de la máquina de frío que fabricó, en la que empleaba éter metílico y que le sirvió para, en 1876, transportar un cargamento de carne desde Buenos Aires a Rouen a bordo de su barco "Le Frigorifique" (Figura 1.21).

En 1867 Daniel Livingston Holden desarrolló máquinas de frío, a partir de la patente de Peter Henri Van der Weyde, en las que empleaba éter de petróleo ("chimógeno") y nafta como refrigerante. Holden construyó dos máquinas de hielo, una en 1869, en New Orleans, y otra en 1880, en Philadelphia.

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

Un año después el alemán Franz Windhausen construyó una máquina de aire que, funcionando en un ciclo cerrado, podía producir entre cien y mil libras de hielo por hora. En 1886 Windhausen presentó el diseño de una fábrica de hielo que empleaba CO<sub>2</sub> como refrigerante.

Un año más tarde, Thaddeus Sobieski Coulincourt Lowe utilizó también CO<sub>2</sub> como refrigerante en dos máquinas con las que fabricó hielo y transportó carne en el barco “William Tabor”.

David Boyle trabajó en 1872 en el diseño de la primera máquina de frío por compresión que empleó amoníaco como fluido refrigerante, introduciendo notables mejoras en el compresor.

En 1874 Raoult Pictet utilizó una máquina de frío por compresión en una pista de hielo, empleando dióxido de azufre como fluido refrigerante y glicerina como fluido intermedio.

Desde el año 1875 el ingeniero francés Eugene Dominique Nicolle y el industrial Thomas Sutcliffe Mort impulsaron notablemente el desarrollo del frío por compresión con el registro de doce patentes en diez años que emplearon, entre otras aplicaciones, en el transporte de cuarenta toneladas de carne congelada desde Australia hasta Inglaterra en el barco “Stratheleven”, en 1879.

En 1876 Karl Paul Gottfried von Linde patentó una máquina de fabricación de hielo que empleaba tanto CO<sub>2</sub> como amoníaco. La gran aportación de Von Linde es la construcción del primer equipo de climatización doméstica, encargado por un rajá indio, para la que diseñó un compresor de doble efecto. Joel Tiffany ideó un dispositivo al que llamó “Summer and Winter Car”, que fue el precursor de los sistemas de frío en el transporte terrestre (que comenzó en los ferrocarriles) y que posteriormente desarrollarían Gustavus Franklin Swift y Andrew Chase. En 1894 el monje Marcel Audiffren construyó una máquina a manivela para enfriar líquido. Al final de la década de los veinte del siglo pasado, General Electric construyó la primera nevera hermética modificando el diseño original de Audiffren. Esta idea del refrigerador a manivela también fue desarrollada por John Standard, Thomas Elkins y modificada en 1913 por J. M. Larsen.

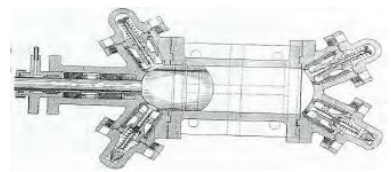


Figura 1.22. Compresor de doble efecto de Linde [34, EE IIT, 2008].



En 1913 Fred Wolf presentó su “Domelre” (Domestic Electric Refrigerator), que fue el primero que se fabricó en serie (Figura 1.23). Por su parte, en 1918 la firma Kelvinator introdujo en el mercado su refrigerador doméstico, diseñado por Nathaniel Wales. En 1919 apareció la marca Frigidaire y en 1927 el refrigerador Monitor Top, de General Electric. Todo ello fue impulsado por la aparición, en 1918, del primer compresor hermético, fabricado por Douglas Henry, cuya aportación fundamental fue la incorporación de un condensador para el arranque del motor eléctrico que inicialmente fue de cuatro polos para ser modificado posteriormente, hacia 1940, empleando sólo dos. El motor de dos polos ocupaba un volumen sensiblemente inferior. Varios fabricantes siguieron los pasos de Henry y construyeron compresores herméticos para diferentes refrigerantes. En la Figura 1.24 se muestra un compresor hermético actual seccionado.



Figura 1.23. Domelre de Wolf [88, Anon, 2016b].

Pero lo más destacado de todo ello fue que prácticamente estaba controlada la técnica que permitía que el circuito fuese cerrado, evitándose las fugas de refrigerante que hasta el momento habían sido el mayor de los impedimentos para el desarrollo de estas máquinas.



Figura 1.24. Compresor hermético seccionado [34, EE IIT, 2008].

Clarence Birdseye fundó la “General Seafoods Company” y en 1925 construyó lo que hoy en día se denominaría el primer túnel de congelación al que llamó “Quick Freeze Machine”, con el que comenzó a envasar alimentos para venderlos al por menor.

En 1927 Thomas Carpenter patentó el primer tubo capilar que serviría como estrangulamiento en el circuito y mantendría las presiones en los intercambiadores de calor, basado en las ideas de válvula de expansión automática y de válvula de expansión termostática, patentadas en 1905 y en 1911, respectivamente, ambas por Albert Marshall. También en 1927 Harry Thompson patenta la válvula de expansión termostática moderna [35, Nagengast, 2006]. En 1935 Frederick McKinley Jones implementa un sistema de refrigeración automático para el

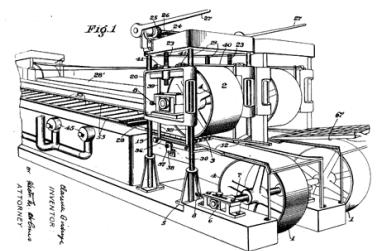


Figura 1.25. Quick Freeze Machine [89, Katz, 2003].



Figura 1.26. Publicidad de la Frigidaire [90, Reeves, n.d.].

transporte frigorífico por carretera, que pronto es adaptado en barcos y ferrocarriles [36, Goodman, 2005].

La aparición de los clorofluorocarbonos vino a unificar la tecnología de los sistemas de refrigeración y bomba de calor en torno al que actualmente se conoce como ciclo de frío por compresión de vapor. Así, mientras en 1920 Edmund Copeland y Harry Evans habían empleado iso-butano (que actualmente se vuelve a emplear) como refrigerante en neveras domésticas, en 1933 aparece la primera nevera con CFC: la Frigidaire, que dio varias formas comerciales bajo ese nombre y que argumentaba su calidad con el consumo eléctrico, comparable al de una bombilla (Figura 1.26).

El transporte frigorífico por carretera siguió los mismos pasos y en 1935, Frederick Mckinley Jones fabricó un sistema de refrigeración automático que posteriormente fue adaptado de forma general para el transporte por ferrocarril y marítimo.

Los compresores alternativos se desarrollaron en el sentido de disminuir el peso, el volumen y también el consumo de energía eléctrica. Así, mientras en 1916 un compresor de un cilindro pesaba 7200 kg y giraba a 160 rpm, en 1962 un compresor de ocho cilindros pesaba 900 kg y giraba a 1450 rpm [21, Torrella Alcaraz, 2013].

También fueron empleados compresores de paletas giratorias que funcionaban con cloruro de metilo, dióxido de azufre, amoníaco y, posteriormente, con R12. Carrier, por su parte, introdujo la utilización de compresores centrífugos en 1922. También fueron empleados compresores de tornillo. Desde que en 1878 Heinrich Krigar patentara el primer compresor de doble tornillo, pasaron casi sesenta años hasta que en 1935 Alf Lysholm patentara un diseño que mejoraba el de Krigar y que se empleó en refrigeración a partir de 1958 [37, Giampaolo, 2010]. En 1962, y a partir de los trabajos de Bernard Zimmern sobre compresores de tornillo único, Peugeot adquirió la primera licencia para comprimir aire. Un año después, se comenzó a emplear en frío industrial.

El compresor de tipo Scroll nació en la idea de Léon Creux, en 1905 [38, Anon, n.d.], pero no se desarrolló hasta 1972, año en que Niels Young y Arthur Little crearon una empresa que empezó a utilizar esta tecnología en aire acondicionado [39, Chua et al., 2010].

Es de esta forma como prácticamente se llega al estado actual de la tecnología de la refrigeración.

## 1.5 ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE LA REFRIGERACIÓN.

En la actualidad están apareciendo nuevas formas de refrigeración. Entre ellas, se puede destacar la refrigeración termoeléctrica (analizada anteriormente) y la refrigeración magnetocalórica. Ambas presentan como ventaja frente a la refrigeración por compresión el hecho de no emplear fluidos frigorigenos, lo que les otorga tanto un *ODP* (Ozon Depletion Potential) como un *GWP* (Global Warming Potential) nulos por incidencia directa.

Sin embargo, en la actualidad aún sus eficiencias son muy bajas, especialmente la de la refrigeración termoeléctrica, cuyo desarrollo está directamente vinculado al de los semiconductores basados en el silicio y al de la nanotecnología. No tanto así ocurre con la refrigeración magnetocalórica, con la que se están consiguiendo eficiencias relativamente elevadas que podrían, en un futuro no muy lejano, situarla como una tecnología a un nivel competitivo con la del frío por compresión [33, Coronas & Bruno, n.d.]. El problema que ya se está en vías de solventar, por el momento, es el alto precio del gadolinio, elemento en el que se basa la actuación magnética de este tipo de sistemas.

Todo ello hace que las máquinas de frío por compresión se presenten en el panorama actual como la tecnología predominante. En la actualidad no se puede pensar en el desarrollo de las máquinas de frío sin ligarlo, inevitablemente, al de los fluidos refrigerantes. Desde la aparición, en 1931, del R12 y su utilización en los primeros sistemas de frío por compresión, así como la de tantos otros clorofluorocarbonos, las máquinas han ido adaptándose y evolucionando, intentando mejorar su eficiencia y dando lugar a su posición ventajosa sobre la de otras tecnologías y, no menos importante, reduciendo el impacto medioambiental que su uso provoca en el medio ambiente.

Pero los clorofluorocarbonos no sólo se han emplearon como fluidos refrigerantes en máquinas de frío. También se utilizaron en aerosoles (como propelentes), en detergentes y en espumantes. Todo ello hasta que la revista Nature publicara, en 1974, los trabajos de Frank Sherwood Rowland y José Mario Molina Pasquel y Henríquez sobre la contribución de los clorofluorocarbonos a la destrucción de la capa de ozono [40, Molina & Rowland, 1974]. Los trabajos de Rowland y Molina dieron lugar a que en 1978, tras el reconocimiento dos años antes por parte de la Academia Nacional de Ciencias de la validez de sus conclusiones, se prohibiera en Estados Unidos la utilización de clorofluorocarbonos en aerosoles, comenzando así la concienciación internacional sobre la agresión que suponía hacia el medio ambiente la utilización de clorofluorocarbonos, que derivaría en el Protocolo de Montreal, en 1987. Rowland obtuvo el Premio Nobel en 1995. Chubachi, en 1982, consiguió comprobar los efectos de los clorofluorocarbonos sobre la capa de ozono a partir de las mediciones

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

realizadas desde la base de Syowa, en la Antártida, sobre el espesor de la capa de ozono, cuyos resultados fueron publicados en 1986 [41, Chubachi, 1986].

### 1.5.1 TECNOLOGÍA INVERTER.

---

La tecnología Inverter se atribuye a TOSHIBA, quien en la década de los ochenta del siglo pasado implementó un variador de frecuencia para modificar la velocidad de giro del motor eléctrico que mueve al compresor en función de la demanda energética del sistema de refrigeración o bomba de calor.

La justificación es simple: hasta entonces, en los sistemas de refrigeración o bomba de calor el motor eléctrico que movía al compresor paraba cuando se alcanzaba el objetivo, es decir, cuando se alcanzaba o bien la presión objetivo en el evaporador o en el condensador, o bien la temperatura objetivo en el recinto que se pretendía enfriar o calentar. Esta forma de control del sistema, aún empleada, es ineficiente por cuanto los motores eléctricos tienen un rendimiento muy bajo en los arranques, además de reducir la vida útil del sistema al estar sometido a cambios bruscos de velocidad.

Al introducir el variador de frecuencia se evita que el motor eléctrico pare, haciéndole girar a mayor velocidad cuando el sistema está lejos del objetivo y a menor velocidad cuando el sistema se aproxima o alcanza el objetivo. De esta forma, se consigue actuar sobre el flujo másico de refrigerante haciendo que éste aumente o disminuya con la velocidad de giro del compresor y actuando, por consiguiente, sobre las potencias en los intercambiadores en función de la estrategia que se establezca en cada sistema [42, Owen, 1996].

### 1.5.2 AEROTERMIA, GEOTERMIA E HIDROTERMIA.

---

Las tres aplicaciones que en la actualidad más se están extendiendo y que involucran a los sistemas de bomba de calor, son la aerotermia, la geotermia y la hidrotermia. Según establece el Segundo Principio de la Termodinámica, el máximo *COP* de una bomba de calor corresponde al del ciclo inverso de Carnot.

No obstante, empleando el concepto de temperatura media de intercambio de calor<sup>3</sup> se puede obtener el *COP* de cualquier bomba de calor a partir de una expresión similar, que es

---

<sup>3</sup> En el Capítulo 2, página 60, se estudia este parámetro con más detenimiento.

$$COP = \frac{T_{mh}}{T_{mh} - T_{mc}} \quad (1.1)$$

donde  $T_{mh}$  es la temperatura media de intercambio de calor con la fuente caliente y  $T_{mc}$  es la temperatura media de intercambio de calor con la fuente fría. De la ecuación (1.1) se desprende que el  $COP$  es tanto mayor cuanto menor sea la diferencia entre las temperaturas medias de intercambio de calor, ya que para una bomba de calor en una aplicación determinada,  $T_{mh}$  tendrá un valor prefijado por las condiciones de diseño. Así, si la bomba de calor se destina a uso residencial, el valor de  $T_{mh}$  vendrá determinado por las condiciones de confort requeridas por los usuarios.

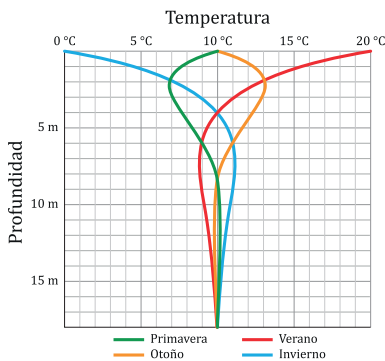


Figura 1.27. Variación de la temperatura del suelo con la profundidad en cada estación.

Siendo así y a la vista de la expresión de  $COP$  su valor dependerá únicamente del valor de  $T_{mc}$ , aumentando con éste, pero también disminuyendo. En invierno, siendo  $T_{mc}$  baja, el  $COP$  puede resultar demasiado desventajoso como para pensar en la utilización de una bomba de calor aire-aire (aeroterminia) como sistema de calefacción [4, Rey Martínez et al., 2005], aunque los costes de instalación de esta tecnología son notablemente más bajos que los del resto.

La Geotermia aprovecha el hecho de que la temperatura en la corteza superficial terrestre (a unos 18 m de profundidad) sea más alta y menos variable que la temperatura del aire en la época invernal, dada su mayor inercia térmica. De este modo, una bomba de calor para climatización que tenga, como foco frío, la superficie terrestre, tendrá un  $COP$  superior a otra que tuviese como foco frío el aire atmosférico

en invierno.

En la Figura 1.27 se muestra la variación de la temperatura del suelo en función de la profundidad en cada estación. Las referencias bibliográficas muestran discrepancias en cuanto a la temperatura a unos 18 m de profundidad, habiéndose encontrado que algunos autores refieren una temperatura de 10 °C y otros de 14 °C.

Por el lado de calor, las bombas de calor geotérmicas ofrecen muy buenos resultados cuando funcionan con sistemas de calefacción por suelo radiante, en los que las temperaturas requeridas no suelen ser tan elevadas como en otros sistemas, resultando valores altos para los  $COP$  obtenidos a partir de la ecuación (1.1), al ser pequeña, entonces, la diferencia de temperaturas  $T_{mh} - T_{mc}$ .

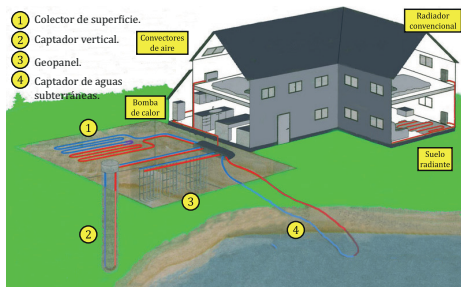


Figura 1.28. Configuraciones para las instalaciones con bomba de calor geotérmicas.

Habitualmente las bombas de calor geotérmicas funcionan haciendo que el refrigerante intercambie calor en el evaporador con otro fluido, normalmente un glicol o salmuera, que con ayuda de una bomba, se hace pasar por un circuito enterrado. En función de la disposición del enterramiento se clasifican las instalaciones geotérmicas en instalaciones de colector de superficie (o serpentín horizontal), de sonda geotérmica (o de captación vertical), en geopanel e instalaciones de captación térmica en aguas subterráneas. En la Figura 1.28 se muestran estas configuraciones [43, Anon, n.d.].

### 1.5.2.1 Instalaciones de colector de superficie o serpentín horizontal:

---

En este tipo de instalaciones se coloca un circuito horizontal a una profundidad de entre uno y dos metros. El coste de instalación es relativamente barato, así como el del mantenimiento en caso de avería. Sin embargo, para potencias instaladas grandes pueden llegar a requerirse grandes longitudes de tubo y, por tanto, grandes superficies. De la misma forma, una longitud grande de tubo está inherentemente ligada a una pérdida de carga mayor, y ésta, a un mayor consumo de energía para bombeo.

### 1.5.2.2 Instalaciones de sonda geotérmica o de captación vertical.

---

En este tipo de instalaciones el enterramiento se realiza en un pozo de modo que la superficie requerida es muchísimo menor que en las instalaciones de colector en superficie aunque, sin embargo, el coste asociado a la instalación y al mantenimiento en caso de avería, es mayor. Cabe destacar, aquí, el hecho de que si en la ejecución del pozo se alcanza el nivel freático y el tubo queda rodeado por agua, aunque habrá de tomarse la precaución de que la temperatura no sea inferior a la de congelación, el calor intercambiado será mayor, con lo que el *COP* total de la instalación será más elevado.

### 1.5.2.3 Instalaciones en geopanel.

---

En las instalaciones en geopanel el circuito está integrado en placas prefabricadas colocadas en zanjas de unos tres metros de profundidad. Es una disposición a medio camino entre las

dos anteriores y, de este modo, requiere relativamente poco terreno siendo también relativamente pequeño el coste asociado a la instalación y mantenimiento en caso de avería.

#### 1.5.2.4 Instalaciones de captación térmica en aguas subterráneas.

---

Como se ha visto en las instalaciones de sonda geotérmica o de captación vertical, resulta ventajosa la profundización por debajo del nivel freático. En algunas ocasiones, cuando el nivel freático es alto, puede resultar interesante no profundizar excesivamente (para no encarecer el coste de ejecución del pozo), sino disponer la captación térmica directamente hacia las aguas subterráneas.

## 1.6 REFRIGERANTES.

En los sistemas de frío por compresión los refrigerantes son, como se ha visto, los fluidos encargados de transportar la energía en forma de calor desde la fuente fría hasta la fuente caliente. Para aproximarse al conocimiento de los refrigerantes es necesario conocer cómo se clasifican. Existe un buen número de criterios de clasificación. En este apartado se realiza una clasificación de los refrigerantes en función de sus características.

### 1.6.1 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE TRABAJO.

---

Dado que los refrigerantes se evaporan y se condensan a su paso por los intercambiadores de calor y en éstos, salvo pérdidas de carga, la presión permanece constante y a cada presión corresponde una temperatura de cambio de fase (salvo deslizamientos, como se verá), es interesante clasificar a los refrigerantes en función de la presión de trabajo. Así, se clasifican, en función de la temperatura de ebullición a la presión atmosférica, en:

- De baja presión. Tienen temperaturas de ebullición superiores a 0 °C, como por ejemplo, el agua.
- De media presión. Tienen temperaturas de ebullición entre 0 °C y -30 °C, como por ejemplo el butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>), SO<sub>2</sub> y R134a.
- De alta presión. Tienen temperaturas de ebullición entre -30 °C y -60 °C, como por ejemplo, el amoníaco (NH<sub>3</sub>), propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>), R22 y R502.
- De muy alta presión. Tienen temperaturas de ebullición menores de -60 °C, como por ejemplo, CO<sub>2</sub>, etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>), etileno (C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>), aire, nitrógeno y argón.

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

Cuanto más baja sea la presión del refrigerante, menor será la presión en la zona de evaporación (lo que supone una desventaja), pero también menor será la presión máxima del sistema (lo que supone una ventaja); este segundo efecto aumenta notablemente en el grupo de los refrigerantes de muy alta presión. Los refrigerantes empleados en las bombas de calor habituales para uso en refrigeración doméstica, aire acondicionado y climatización suelen encontrarse en los grupos de media y alta presión [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012].

### 1.6.2 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA SEGURIDAD Y TOXICIDAD.

---

Otro criterio para clasificar a los refrigerantes es en función de su seguridad y toxicidad. En esta clasificación se encuentran, a su vez, los criterios propuestos en el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas y los propuestos por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers).

Según el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas los refrigerantes se clasifican, atendiendo a los niveles de seguridad que requieran, en:

- De alta seguridad: son los refrigerantes no combustibles, que además son poco o nada tóxicos.
- De media seguridad: son los refrigerantes que o bien tienen una cierta capacidad tóxica o corrosiva, o bien sus mezclas con aire pueden ser explosivas en concentraciones del 3.5% en volumen o más.
- De baja seguridad: Son los refrigerantes cuyas mezclas con aire son explosivas en concentraciones menores del 3.5 % en volumen.

Tabla 1.5. Clasificación ASHRAE según la seguridad y toxicidad de los refrigerantes.

|             | Baja toxicidad | Alta toxicidad |
|-------------|----------------|----------------|
| No propagan | A1             | B1             |
| Baja        | A2             | B2             |
| Alta        | A3             | B3             |

La clasificación ASHRAE [44, Circle & Atlanta, 2014; 45, Anon, 2010a; 46, Anon, 2010b] está basada en las Clases A y B, y en los Grupos 1, 2 y 3 que se especifican en la Tabla 1.5.

Las Clases A y B hacen referencia a la toxicidad:

- Clase A (Baja toxicidad): El refrigerante no es tóxico en concentraciones de 400 ppm volumétricas.
- Clase B (Alta toxicidad): El refrigerante muestra toxicidad en concentraciones inferiores a 400ppm volumétricas.



Los Grupos 1, 2 y 3 hacen referencia a la seguridad:

- Grupo 1: No propagan la llama con aire a 18 °C y 1 atm.
- Grupo 2: Sus mezclas con aire tienen límite inferior de inflamabilidad mayor que 0.1 kg/m<sup>3</sup> a 19 °C y 1 atm y, además, tienen un poder calorífico inferior menor que 19000 kJ/kg.
- Grupo 3: Sus mezclas con aire tienen límite inferior de inflamabilidad menor que 0.1 kg/m<sup>3</sup> a 19 °C y 1 atm, o bien, tienen poder calorífico inferior mayor que 19000 kJ/kg.

### 1.6.3 CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DE LA NATURALEZA Y COMPOSICIÓN.

---

También se pueden clasificar los refrigerantes atendiendo a su naturaleza. Esta es la clasificación más importante en lo referido a los objetivos de esta tesis.

Inicialmente, los refrigerantes se clasifican en orgánicos e inorgánicos. Son inorgánicos el agua, el dióxido de azufre, el dióxido de carbono y el amoníaco. Por su parte, los refrigerantes orgánicos se clasifican en función de la ausencia o presencia de átomos de elementos halógenos en la molécula, en hidrocarburos (no contienen átomos de elementos halógenos en sus moléculas) y en hidrocarburos halogenados o refrigerantes halogenados (contienen átomos de elementos halógenos en sus moléculas). Han sido de interés a lo largo de la Historia de la refrigeración por su utilización como refrigerante los hidrocarburos como el etano, butano, propano e isobutano. Posteriormente, cuando los hidrocarburos comenzaron a ser desplazados por los refrigerantes halogenados, la marca comercial “Freon” acabó convirtiéndose en la forma de nombrar a lo que en realidad eran los refrigerantes halogenados [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012].

Los refrigerantes halogenados se podrían clasificar, a su vez, en función del hidrocarburo a partir del cual se obtienen, pero la clasificación más usual los divide en los siguientes grupos [46, Anon, 2010b]:

- Totalmente halogenados: tienen sustituidos todos los átomos de hidrógeno por átomos de elementos halógenos. En función de la naturaleza de los átomos de elementos halógenos que sustituyen a los átomos de hidrógeno se agrupan en:
  - ✓ **Perfluorocarbonos o PFC.** Contienen flúor en su molécula.
  - ✓ **Clorofluorocarbonos o CFC.** Contienen cloro y flúor en su molécula.
  - ✓ **Bromofluorocarbonos o BFC.** Contienen bromo y flúor en su molécula.

- ✓ **Bromoclorofluorocarbonos o BCFC.** Contienen bromo, cloro y flúor en su molécula.
- Parcialmente halogenados: tienen sustituidos parte de los átomos de hidrógeno por átomos de elementos halógenos. Para distinguirlos de los totalmente halogenados, en su nomenclatura se incluye el prefijo “hidro-” y en su denominación, la letra “H”. En función de la naturaleza de los átomos de elementos halógenos que sustituyen a algunos átomos de hidrógeno se agrupan en:
  - ✓ **Hidrofluorocarbonos o HFC.** Contienen átomos de hidrógeno y flúor.
  - ✓ **Hidroclorofluorocarbonos o HCFC.** Contienen átomos de hidrógeno, cloro y flúor.
  - ✓ **Hidrobromofluorocarbonos o HBFC.** Contienen átomos de hidrógeno, bromo y flúor.
- Mezclas de refrigerantes halogenados: son mezclas de dos, tres o cuatro de los anteriores, sin perjuicio de que pertenezcan o no al mismo grupo. Las mezclas se clasifican, a su vez, en función de que la composición de la mezcla se encuentre en un punto azeótropo o no (de existir éste), en mezclas azeótropas y mezclas zeótropas.

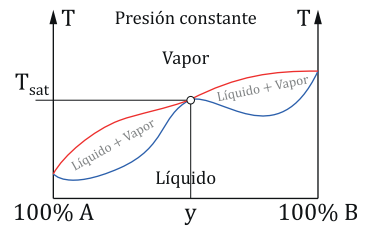
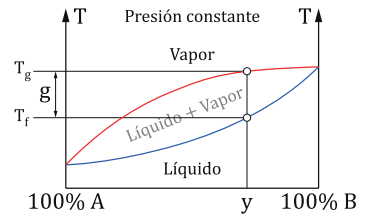
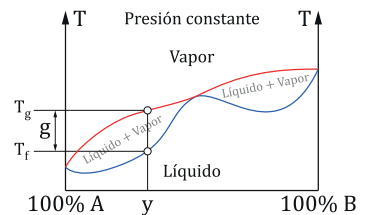


Figura 1.29. Diagrama de fases de una mezcla binaria azeótropa de refrigerantes.

- ✓ Mezclas azeótropas: tienen un punto azeótropo y su composición se encuentra en él. Se comportan como sustancias puras en la ebullición y en la condensación, es decir, en los procesos de cambio de fase a presión constante no cambia la temperatura (Figura 1.29).
- ✓ Mezclas zeótropas o no azeótropas: no tienen un punto azeótropo (Figura 1.30, a) o, si lo tienen, la composición de la mezcla no se encuentra en él (Figura 1.30, b). Como se puede observar, la temperatura de rocío,  $T_g$ , no coincide con la temperatura de burbuja,  $T_f$ , por lo que no cambian de fase completamente a una temperatura determinada para cada presión, sino que existe, entre la temperatura de rocío (vapor saturado) y la de burbuja (líquido saturado) una diferencia de temperaturas a la que se denomina “deslizamiento” (o “glide”, “g” en la Figura 1.30). El inconveniente fundamental de las mezclas zeótropas se da en las fugas, en las que puede perderse líquido o vapor, lo que



(a)



(b)

Figura 1.30. Diagrama de fases de una mezcla binaria no azeótropa (zeótropa) de

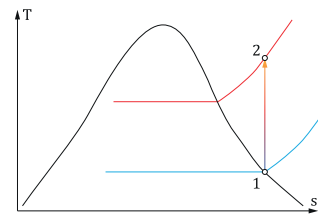
originaría un cambio en la composición de la mezcla, dado que el refrigerante que preferentemente se pierde es el más volátil.

#### 1.6.4 FLUIDOS Y REFRIGERANTES SECOS Y HÚMEDOS.

Los refrigerantes también pueden clasificarse en función de cómo sea la pendiente de la curva de saturación del vapor en el diagrama temperatura-entropía. Esto tiene interés desde el momento en que la compresión ideal en el compresor es isoentrópica.

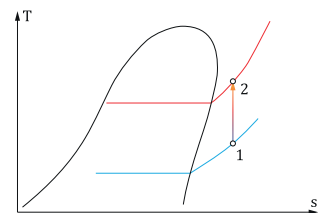
Habitualmente la pendiente de la curva de saturación del vapor es negativa y esto da lugar a que en el compresor se produzca un sobrecalentamiento del refrigerante a la salida, pero si la pendiente de la curva de saturación del vapor es positiva y en el compresor entra vapor saturado, a la salida de éste habrá vapor húmedo, apareciendo indeseables gotas de líquido que podrían dañar al compresor.

En general, a los fluidos que tienen una curva de saturación del vapor con pendiente negativa en el diagrama T-s se les llama fluidos húmedos (Figura 1.31, a) y a los que tienen dicha curva con pendiente positiva se les denomina fluidos secos (Figura 1.31, b). La denominación es contraria a lo que se aprecia en la Figura 1.31 desde el punto de vista de la compresión; es debido a que la denominación de seco o húmedo se realiza en función del estado final o de salida en un proceso de expansión isoentrópico.



(a) Fluido húmedo.

Así, en un proceso de expansión isoentrópico desde vapor saturado de un fluido húmedo, el estado final o de salida será de vapor húmedo, mientras que en el mismo proceso para un fluido seco el estado final o de salida será vapor sobrecalentado.



(b) Fluido seco.

Por tanto, cuando se emplean fluidos húmedos como refrigerantes en los sistemas de frío por compresión el estado de entrada en el compresor se puede aproximar tanto como se quiera (desde vapor sobrecalentado) al de vapor saturado porque a la salida siempre habrá vapor sobrecalentado; incluso si en el compresor entra vapor saturado, a la salida habrá vapor sobrecalentado (Figura 1.31). Sin embargo, cuando se emplean fluidos secos como refrigerantes en los sistemas de frío por compresión, si se quiere evitar la aparición de líquido en el compresor será absolutamente necesario sobrecalentar el refrigerante antes de entrar en el compresor.

Figura 1.31. Diagrama T-s para un fluido húmedo (a) y para un fluido seco (b).

Son fluidos secos el R113, R114, R115, R227 y el isobutano, R600a. Hay que hacer notar que si esta clasificación se refiere a los procesos de compresión que se realizan en los sistemas de frío por compresión, si ésta parte de vapor saturado y se emplea un fluido húmedo como refrigerante, en la salida o estado final habrá vapor sobrecalentado, es decir, el refrigerante estará seco, mientras que si la compresión se realiza con un fluido seco, en la salida o estado final habrá vapor húmedo, es decir, el refrigerante estará húmedo [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012].

### 1.7 NOMENCLATURA DE LOS REFRIGERANTES.

El sistema actualmente empleado en la denominación de los refrigerantes sigue el estándar establecido en la normativa ANSI/ASHRAE Standard 34 de 2010 [47, Wilson et al., 2015], donde se atribuyen los siguientes prefijos en función de las especies atómicas presentes en cada molécula. En la Tabla 1.6 se indican los prefijos atribuidos a cada refrigerante en función de su composición molecular.

La denominación del refrigerante se construye a partir de la cadena alfanumérica:

"Prefijo"&"-"& n<sub>de</sub> & n<sub>C</sub> & n<sub>H</sub> & n<sub>Fl</sub> & n<sub>Cl</sub> & a,

donde:

- ❖ **n<sub>de</sub>**: Número de dobles enlaces (se omite si es cero).
- ❖ **n<sub>C</sub>**: Número de átomos de carbono - 1 (se omite si es cero).
- ❖ **n<sub>H</sub>**: Número de átomos de hidrógeno + 1.
- ❖ **n<sub>Fl</sub>**: Número de átomos de flúor.
- ❖ **n<sub>Cl</sub>**: Número de átomos de cloro reemplazados por átomos de bromo (se le añade el prefijo B), o átomos de yodo (se le añade el prefijo I) (se omite si es cero).
- ❖ **a**: Letra o letras añadidas para identificar los isómeros. En el caso de un haloalcano de dos carbonos, el isómero "normal", sin letra, para una numeración es aquel que

Tabla 1.6. Prefijos atribuidos a cada refrigerante en función de su composición molecular.

| Prefijo | Denominación              | Especies atómicas presentes |
|---------|---------------------------|-----------------------------|
| HC      | Hidrocarburos             | H, C                        |
| PFC     | Perfluorocarbonos         | F, C                        |
| CFC     | Clorofluorocarbonos       | Cl, F, C                    |
| BFC     | Bromofluorocarbonos       | Br, F, C                    |
| BCFC    | Bromoclorofluorocarbonos  | Br, Cl, F, C                |
| HFC     | Hidrofluorocarbonos       | H, F, C                     |
| HCFC    | Hidrocloreofluorocarbonos | H, Cl, F, C                 |
| HBFC    | Hidrobromofluorocarbonos  | H, Br, F, C                 |

tiene la menor diferencia de masas entre los carbonos. A continuación las letras a, b, etc. son adjudicadas sucesivamente a cada isómero conforme la diferencia de masas se aleja de la del "normal".

Se incluye un código de colores para cada parte de la denominación sólo por didáctica.

## 1.8 IMPACTO AMBIENTAL DE LOS REFRIGERANTES.

En 1973 el meteorólogo y químico atmosférico James Ephraim Lovelock idea su detector de captura de electrones (ECD, Electron Capture Detector), con el que viene a evidenciar la presencia de las primeras trazas de refrigerantes en la atmósfera, lo que da lugar posteriormente, en 1985, al descubrimiento del agujero en la capa de Ozono sobre la Antártida y a la posterior búsqueda de nuevos fluidos refrigerantes que no destruyan la capa de Ozono [48, Lovelock, 1973].

Por otro lado, los efectos del aumento de la temperatura global quedan evidenciados por las observaciones que se desprenden de las medidas de las temperaturas en todos los continentes, del nivel del mar en la mayoría de los océanos y del espesor de la cubierta de nieve en el Hemisferio Norte.

Los principales responsables del calentamiento global son el dióxido de carbono ( $CO_2$ ), el vapor de agua ( $H_2O$ ), el metano ( $CH_4$ ) y otros gases, entre los que se encuentran los refrigerantes empleados en los sistemas de frío por compresión que, además, son causantes de la progresiva destrucción de la capa de ozono. Mientras el refrigerante está en el interior del circuito no supone ningún problema. Pero sí lo supone en las fugas, en las recargas o bien cuando el sistema no se recicla convenientemente al final de su vida útil, recuperándose el refrigerante nocivo. No obstante, el efecto sobre la destrucción de la capa de ozono no es debida exclusivamente a los refrigerantes sino al uso como propelentes, espumantes, etc. Es así como una de las mejores cualidades atribuidas a los refrigerantes, su estabilidad, se convierte en uno de sus principales inconvenientes por el efecto acumulativo que supone.

En la Historia de los refrigerantes se han reconocido tres generaciones: una primera generación, en la segunda mitad del siglo XIX, compuesta por refrigerantes de muy poco procesado químico y con inconvenientes de inflamabilidad y toxicidad; son, entre otros, el dióxido de carbono ( $CO_2$ ), el dióxido de azufre ( $SO_2$ ), el cloruro de metilo ( $CH_3Cl$ ) y el cloruro de metileno ( $CH_2Cl_2$ ) [21, Torrella Alcaraz, 2013].

## 1. INTRODUCCIÓN.

---

Ya en la segunda década del siglo XX se puede hablar de una segunda generación, con la aparición y el desarrollo de los CFC, HCFC y HFC, sobre todo cuando en 1930 Thomas Midgley presenta el R12 como el refrigerante idóneo. La industria química estadounidense se convierte así en una de las más potentes del sector y los precios de los refrigerantes bajan hasta el punto de descuidarse las operaciones de mantenimiento provocándose, por aquellos años, grandes emisiones a la atmósfera.

Es así como tienen lugar los descubrimientos sobre el calentamiento global y la capa de ozono, que comprometen a los refrigerantes tal y como se han venido conociendo hasta el momento, dando lugar a la aparición de una tercera generación, que está constituida por los HCFC's, que sustituyen bruscamente a los CFC's, y por los HFC's, que van sustituyendo progresivamente a los HCFC's, respondiendo así a los calendarios de prohibición establecidos en 1987, en el Protocolo de Montreal, y en las enmiendas a éste que tienen lugar en 1995 en Viena y en 1999, en Pekín.

Algunos autores [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012] reconocen una posible cuarta generación para el actual siglo XXI, en la que se podría producir el retorno a los refrigerantes naturales, ya que los HFC y los PFC presentan una muy larga permanencia en la atmósfera de consecuencias actualmente desconocidas. Si en su momento los refrigerantes naturales fueron descartados por cuestiones de toxicidad e inflamabilidad, la evolución de la tecnología desde entonces es evidente y estas cuestiones podrían quedar resueltas de una manera fiable. Sea como fuere, la investigación en nuevos refrigerantes está abierta y, con ella, la de sus propiedades y su comportamiento en los sistemas de frío por compresión.

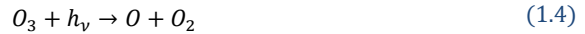
### 1.8.1 DESTRUCCIÓN DE LA CAPA DE OZONO.

---

El ozono estratosférico protege a los organismos vivos de la radiación ultravioleta nociva, de longitudes de onda menores de 290 nm. La llamada capa de ozono ocupa una zona de la estratosfera situada entre los 15 y 40 km de altura en la que se encuentra una concentración de entre 2 y 8 ppm de ozono. El ozono se produce según las siguientes reacciones:



Y se destruye según estas otras:



Las cuatro reacciones anteriores forman parte del ciclo básico de formación y destrucción del ozono estratosférico. En todas ellas, es necesaria la energía del fotón que inicia la reacción,  $h\nu$ .  $M$  se refiere a cualquier molécula que transporte la energía liberada por calor en la reacción (1.3). En presencia de especies químicas como H, OH, NO, Cl o Br (en general,  $X$ ), tiene lugar la reacción de destrucción de ozono,



De esta forma, la especie  $X$  queda intacta y dispuesta a reaccionar nuevamente con otra molécula de ozono. Así, se estima que un átomo de cloro puede destruir hasta  $10^5$  moléculas de ozono [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012]. Así es como se ha llegado a la situación en la que actualmente se encuentra la capa de ozono sobre la Antártida, que se puede visualizar de una forma evidente en la Figura 1.32.

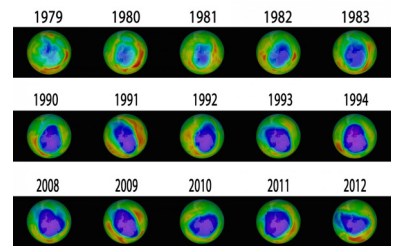


Figura 1.32. Evolución del agujero de la capa de ozono sobre la Antártida desde 1979 hasta 2012 [91, Lindsey, 2009].

En lo que a refrigerantes se refiere, los átomos de cloro en la atmósfera proceden de la fotólisis de los CFC y de los HCFC. El potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP, Ozone Depletion Potential), se define refiriéndose al CFC más reactivo, que es el R11, al que se asigna el valor unidad. El ODP en HCFC está comprendido entre 0,02 y 0,2 y es nulo en los HFC y en los PFC, aunque son muy estables y, por tanto, su tiempo de permanencia en la atmósfera es grande (mayor en los PFC incluso que en los HFC).

### 1.8.2 CALENTAMIENTO GLOBAL, EFECTO INVERNADERO.

Algunos de los refrigerantes inicialmente empleados (a excepción del cloruro de metilo, que se descarta por su probado potencial cancerígeno) han vuelto a aparecer en el catálogo actual de refrigerantes por diversas razones, entre las que cabe destacar el consenso científico

alcanzado a nivel internacional en lo referente a la manifestación de los efectos del cambio climático sobre el medio ambiente natural y humano, recogidos en el Informe del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático, en el año 2007 [49, Ipcc, 2007].

El efecto invernadero es necesario para la vida en la Tierra. Sin él, se estima que la temperatura en la superficie terrestre estaría en torno a los  $-18^{\circ}\text{C}$ . Las emisiones de gases de efecto invernadero se contrarrestan de forma natural hasta que la contribución de dichos gases se desequilibra con gases de procedencia no natural.

En la Figura 1.33. se pueden observar los efectos del aumento global de la temperatura quedan evidenciados por las conclusiones que se desprenden de las medidas de las temperaturas en todos los continentes, del nivel del mar en la mayoría de los océanos y del espesor de la cubierta de nieve en el Hemisferio Norte.

Las causas a las que se atribuye el aumento del promedio mundial de las temperaturas desde mediados del siglo XX se encuentran, en su mayor parte, en la observación del aumento de las concentraciones de los llamados Gases de Efecto Invernadero (GEI) antropógenos o gases invernadero. Las emisiones mundiales de GEI causadas por actividades humanas han aumentado, desde la era preindustrial, en un 70% entre 1970 y 2004. El dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) es el GEI antropógeno más importante y por este motivo se toma como referencia en el análisis de la influencia de otros GEI en el calentamiento global.

En la Tabla 1.7 se detalla la contribución sobre el total, en %, de los gases de efecto invernadero de origen antropogénico.

Para establecer una comparación entre el potencial de calentamiento de los gases, se define el potencial de calentamiento global (Global Potential Warming, GWP) como la masa de  $\text{CO}_2$ , en kg, que tendría que ser emitida a la atmósfera para provocar el mismo efecto sobre el calentamiento atmosférico que la emisión de 1 kg de una determinada sustancia. Es, en

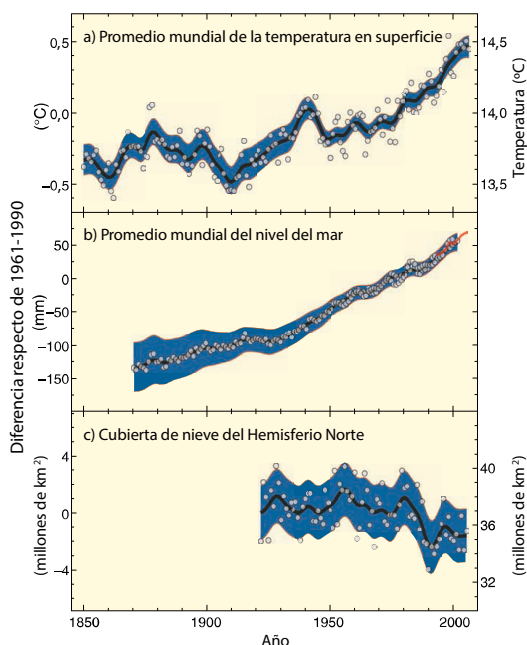


Figura 1.33. Promedios mundiales de temperatura en superficie, de altura del nivel del mar y de cubierta de nieve en el hemisferio norte [49, Ipcc, 2007].



definitiva, el cociente entre la intensidad de absorción de radiación infrarroja (a la que se llama  $a$  en la ecuación (1.8)) provocada en un intervalo temporal (usualmente de 100 años, aunque puede establecerse en 20 ó 500 años) por la emisión de 1 kg de una sustancia “ $i$ ” a la atmósfera, y la absorción provocada en el mismo tiempo por la emisión de 1 kg de  $\text{CO}_2$ , siempre teniendo en cuenta el grado de disolución del gas en la atmósfera dado que la capacidad de absorción depende de su concentración. Así,

Tabla 1.7. Contribución de los gases en el efecto invernadero.

| Gas invernadero                                | Contribución sobre el total (%) |
|--|---------------------------------|
| Dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ )           | 35-65                           |
| Metano ( $\text{CH}_4$ )                       | 10-25                           |
| Hidrocarburos halogenados CFC's, HFC's y PFC's | 5-25                            |
| Óxido nitroso ( $\text{N}_2\text{O}$ )         | 2-10                            |
| Ozono ( $\text{O}_3$ ) troposférico            | 2-10                            |

$$GWP_i = \frac{\int_{\Delta t} a_i C_i dt}{\int_{\Delta t} a_{\text{CO}_2} C_{\text{CO}_2} dt} \quad (1.8)$$

La ecuación (1.8) valora solamente el efecto directo (D) de la emisión de un GEI a la atmósfera, pero no tiene en cuenta la posibilidad de que un gas “ $i$ ”, pudiendo tener un GWP más alto que otro, pueda, sin embargo, conseguir una operación más eficiente en la instalación o la máquina de la que forma parte que otro, con un GWP menor, lo que redundaría en definitiva, en un menor consumo de energía primaria y, por tanto, en menores emisiones de GEI a la atmósfera. Este efecto es el efecto indirecto, I, que se tiene en cuenta en la definición del impacto total equivalente de calentamiento (TEWI, Total Equivalent Warming Impact) que se obtiene de la expresión:

$$TEWI = D + I = GWP \cdot m \cdot f \cdot t + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha) + E \cdot t \cdot A \quad (1.9)$$

Siendo:

- $m$ : carga de refrigerante en la instalación, en  $kg$ .
- $f$ : proporción anual de fugas, en  $kg_f/kg_{ref}/año$ .
- $t$ : tiempo estimado de vida útil del equipo, en años.

## 1. INTRODUCCIÓN.

- $\alpha$ : fracción de refrigerante recuperado al final de la vida útil de la instalación, en  $kg_r/kg_{ref}$ .
- $E$ : consumo anual de energía de la instalación, en  $kWh/año$ .
- $A$ : previsión de masa emitida de  $CO_2$  por unidad energética eléctrica disponible por el usuario, en función del tipo de fuente energética de la que procede, en  $kg/kWh$ .  
En el caso de instalaciones alimentadas con energía eléctrica de la red,  $A = 0,6 kg/kWh$ .

El efecto indirecto es, por lo general, mucho más relevante que el efecto directo, tanto más cuanto mayor es el consumo eléctrico de los equipos. En la Figura 1.34 se detalla los potenciales de calentamiento global (GWP) y de destrucción de la capa de ozono (ODP) de los refrigerantes halogenados.

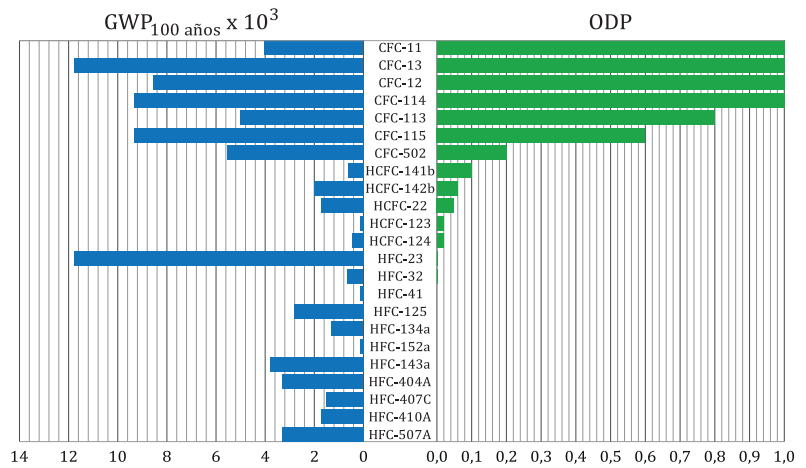


Figura 1.34. Potencial de calentamiento global (GWP) y de destrucción de la capa de ozono (ODP) de los refrigerantes halogenados.

### 1.9 REGLAMENTO EUROPEO SOBRE LOS GASES FLUORADOS DE EFECTO INVERNADERO.

El Consejo Europeo ha adoptado medidas en lo que a emisiones de Gases Fluorados de Efecto Invernadero (GFEI) se refiere. Dichas medidas quedan recogidas en el Reglamento Europeo sobre Gases Fluorados de Efecto Invernadero, de aplicación desde el 1 de enero de 2015 [50, Europeo et al., 2008].

De manera muy resumida y por lo que afecta en el sector de la Climatización, cabe señalar que en dicho Reglamento se insta a la reducción de GEI en la Unión Europea en un 80 a 95% en 2050 con respecto a los niveles de 1990, con el objetivo de proteger el medio ambiente, estableciendo normas sobre contención, uso, recuperación y destrucción de GFEI y sobre condiciones de comercialización de productos y aparatos específicos que contengan GFEI o dependan de ellos. Igualmente, establece condiciones en usos específicos de GFEI y fija límites cuantitativos en la comercialización de hidrofluorocarburos.

En cuanto a control de uso, en dicho Reglamento se determina que a partir del 1 de enero de 2020 quedará prohibida la utilización de GFEI con un GWP igual o superior a 2500 para revisión o mantenimiento de aparatos de refrigeración con un tamaño de carga igual o superior a 40 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> para GFEI vírgenes. No obstante, hasta el 1 de enero de 2030 y para el uso citado anteriormente se permitirán los GFEI regenerados (tras haber sido adecuadamente etiquetados) y reciclados (siempre que se hayan recuperado de los mismos aparatos revisados y sean utilizados por la misma empresa que haya realizado la recuperación).

Son destacables, también, las restricciones de la comercialización que se establecen en el citado Reglamento, recogidas en las prohibiciones de comercialización de productos y aparatos que contengan HFC o cuyo funcionamiento dependa de ellos, relativos al sector de la climatización y de la refrigeración.

Así, se fijan las siguientes prohibiciones:

“A partir de 1 de enero de 2020:

Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 2.500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a -50 °C.

Sistemas de aire acondicionado móviles (sistemas sellados herméticamente que el usuario final puede mover de una habitación a otra) que contengan gases fluorados con un GWP igual o superior a 150.

A partir de 1 de enero de 2022:

Sistemas centralizados de refrigeración múltiples, para uso comercial, con una capacidad igual o superior a 40 kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un GWP inferior a 1500.

A partir de 1 de enero de 2025:

Sistemas partidos de aire acondicionado con una sola unidad interior que contengan menos de 3 kg de gases fluorados o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 750.

Previa solicitud motivada de una autoridad competente de un Estado miembro, la Comisión podrá autorizar de modo excepcional, y mediante actos de ejecución, exenciones temporales de cuatro años para permitir la comercialización de algunos de los productos y aparatos enumerados anteriormente, en caso de que se haya demostrado que:

- ✓ Para una aplicación determinada, no se dispone de alternativas o no se puede recurrir a ellas por motivos técnicos o de seguridad.
- ✓ Su uso genere costes desproporcionados.

A efectos de instalación, revisión, mantenimiento, reparación o desmontaje de los aparatos fijos de aire acondicionado, bombas de calor fijas, aparatos fijos de refrigeración, etc., los GFEI solo podrán venderse a empresas que dispongan de los certificados correspondientes.

Los aparatos que no estén herméticamente cerrados y que estén cargados con hidrofluorocarburos comercializados, solo podrán venderse al usuario final cuando se disponga de pruebas de que la instalación se realizará por una empresa certificada.”<sup>4</sup>

### **1.10 DIRECTRICES PARA EL CÁLCULO DE LA ENERGÍA RENOVABLE EN BOMBAS DE CALOR.**

La geotermia, la aerotermia y la hidrotermia pueden, inicialmente, considerarse como fuentes energéticas renovables, ya que en las tres formas se emplea una bomba de calor que utiliza la energía presente en el ambiente. Sin embargo, las bombas de calor necesitan consumir electricidad o cualquier otra forma energética para funcionar. Por esta razón, es necesario deducir la energía necesaria para su funcionamiento, para calcular así la energía renovable de las bombas de calor de las diferentes tecnologías.

En la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016] se regula el cálculo de la energía renovable de las bombas de calor de diferentes tecnologías, con el objetivo de fomentar el uso de la energía procedente de fuentes renovables, establecido en un 20% para 2020 en la Unión Europea, aunque cada estado miembro pueda establecer sus propios objetivos.

---

<sup>4</sup> Cita textual del “Informe del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático de 2007 [49, Ipcc, 2007].

## 1.10.1 Método de cálculo de la Directiva.

Para calcular la energía aerotérmica, geotérmica o hidrotérmica captada por una bomba de calor que debe considerarse procedente de fuentes renovables, *Eres*, se determinan tres parámetros:

1. La eficiencia del sistema de energía,  $\eta$ , que es el cociente entre la producción bruta de electricidad y el consumo primario de energía necesario para producir dicha electricidad. Este dato viene regulado por el Reglamento (CE) nº 1099/2008 del Parlamento Europeo y del consejo [52, Diario Oficial de la Unión Europea, 2013]. Como sólo se tienen en cuenta las bombas de calor cuyo  $SPF > 1,15 \times 1/\eta$ , resulta:
  - a. Para bombas de calor accionadas eléctricamente:  
 $\eta = 0,455$ , de donde  $SPF > 2,5$ .
  - b. Para bombas de calor accionadas térmicamente:  
 $\eta = 1$ , de donde  $SPF > 1,15$ .
2. La cantidad estimada de energía útil aportada por la bomba de calor, *Qusable*, tanto para calefacción como para refrigeración. Ésta se determina mediante la expresión:

$$Qusable = Prated \times H_{HP}, \text{ en GW} \quad (1.10)$$

donde:

*Prated*: potencia nominal (GW), es decir, la capacidad de refrigeración o calefacción en condiciones estándar.

*Hhp*: número anual de horas durante las que se supone que una bomba de calor debe suministrar calor a la potencia nominal para aportar el calor total. Los valores de *Hhp* se obtienen de la Tabla 1.8 o de la Tabla 1.9, según corresponda.

3. Una vez estimada la cantidad de energía útil aportada por la bomba de calor, *Qusable*, se determina la cantidad de energía renovable a partir de la ecuación

$$Eres = Qusable \times (1 - 1/SPF) \quad (1.11)$$

donde *SPF* es el factor de rendimiento estacional estimado para la bomba de calor, *SPF* obtenido de la Tabla 1.8, para bombas de calor de accionamiento eléctrico

( $SCOP_{net}$ ), o de la Tabla 1.9, para bombas de calor de accionamiento térmico ( $SPE_{net}$ ).

Además, si la fuente de energía incluye energía residual, es pertinente reflejarlo. Si, por otro lado, se trata de una bomba de calor reversible (empleada habitualmente en clima cálido) que se emplea también para producir frío, hay que ajustar los cálculos empleando, como capacidad instalada, la demanda de refrigeración en lugar de la de calefacción.

Así, cada estado miembro estima los valores de  $Q_{usable}$  y  $SPF$  para las diferentes tecnologías y aplicaciones de las bombas de calor en función de los diferentes climas.

En la Figura 1.35 se muestran las Zonas Climáticas establecidas en la Directiva. Para la determinación de los valores correspondientes a  $SPF$  y  $Q_{usable}$  se emplean los datos obtenidos de la Tabla 1.8 y de la Tabla 1.9.

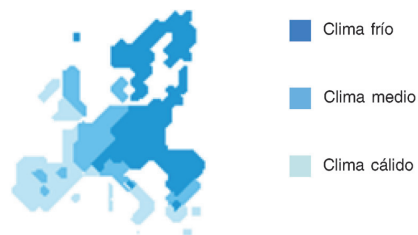


Figura 1.35. Zonas climáticas [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016].

Tabla 1.8. Valores por defecto de  $H_{HP}$  y  $SPF$  ( $SCOP_{net}$ ) de las bombas de calor accionadas eléctricamente [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016].

|   |   | Condiciones climáticas |                        |             |                        |                |                        |
|---|---|------------------------|------------------------|-------------|------------------------|----------------|------------------------|
|   |   | Clima más cálido       |                        | Clima medio |                        | Clima más frío |                        |
| Fuente energética de la bomba de calor: | Fuente energética y medio de distribución | $H_{HP}$               | $SPF$ ( $SCOP_{net}$ ) | $H_{HP}$    | $SPF$ ( $SCOP_{net}$ ) | $H_{HP}$       | $SPF$ ( $SCOP_{net}$ ) |
| Energía aerotérmica                     | Aire-Aire                                 | 1 200                  | 2,7                    | 1 770       | 2,6                    | 1 970          | 2,5                    |
|   | Aire-Agua                                 | 1 170                  | 2,7                    | 1 640       | 2,6                    | 1 710          | 2,5                    |
|   | Aire-Aire (reversible)                    | 480                    | 2,7                    | 710         | 2,6                    | 1 970          | 2,5                    |
|   | Aire-Agua (reversible)                    | 470                    | 2,7                    | 660         | 2,6                    | 1 710          | 2,5                    |
|   | Aire de salida-Aire                       | 760                    | 2,7                    | 660         | 2,6                    | 600            | 2,5                    |
|   | Aire de salida-Agua                       | 760                    | 2,7                    | 660         | 2,6                    | 600            | 2,5                    |
| Energía geotérmica                      | Tierra-Aire                               | 1 340                  | 3,2                    | 2 070       | 3,2                    | 2 470          | 3,2                    |
|   | Tierra-Agua                               | 1 340                  | 3,5                    | 2 070       | 3,5                    | 2 470          | 3,5                    |
| Calor hidrotérmico                      | Agua-Aire                                 | 1 340                  | 3,2                    | 2 070       | 3,2                    | 2 470          | 3,2                    |
|   | Agua-Agua                                 | 1 340                  | 3,5                    | 2 070       | 3,5                    | 2 470          | 3,5                    |

Tabla 1.9. Valores por defecto de  $H_{HP}$  y  $SPF$  ( $SCOP_{net}$ ) de las bombas de calor accionadas por energía térmica [51, Diario Oficial de la Unión Europea, 2016].

| Fuente energética de la bomba de calor: | Fuente energética y medio de distribución | Condiciones climáticas |                        |             |                        |                |                        |
|---|---|------------------------|------------------------|-------------|------------------------|----------------|------------------------|
|   |   | Clima más cálido       |                        | Clima medio |                        | Clima más frío |                        |
|   |   | $H_{HP}$               | $SPF$ ( $SPER_{net}$ ) | $H_{HP}$    | $SPF$ ( $SPER_{net}$ ) | $H_{HP}$       | $SPF$ ( $SPER_{net}$ ) |
| Energía aerotérmica                     | Aire-Aire                                 | 1 200                  | 1,2                    | 1 770       | 1,2                    | 1 970          | 1,15                   |
|   | Aire-Agua                                 | 1 170                  | 1,2                    | 1 640       | 1,2                    | 1 710          | 1,15                   |
|   | Aire-Aire (reversible)                    | 480                    | 1,2                    | 710         | 1,2                    | 1 970          | 1,15                   |
|   | Aire-Agua (reversible)                    | 470                    | 1,2                    | 660         | 1,2                    | 1 710          | 1,15                   |
|   | Aire de salida-Aire                       | 760                    | 1,2                    | 660         | 1,2                    | 600            | 1,15                   |
|   | Aire de salida-Agua                       | 760                    | 1,2                    | 660         | 1,2                    | 600            | 1,15                   |
| Energía geotérmica                      | Tierra-Aire                               | 1 340                  | 1,4                    | 2 070       | 1,4                    | 2 470          | 1,4                    |
|   | Tierra-Agua                               | 1 340                  | 1,6                    | 2 070       | 1,6                    | 2 470          | 1,6                    |
| Calor hidrotérmico                      | Agua-Aire                                 | 1 340                  | 1,4                    | 2 070       | 1,4                    | 2 470          | 1,4                    |
|   | Agua-Agua                                 | 1 340                  | 1,6                    | 2 070       | 1,6                    | 2 470          | 1,6                    |

### 1.10.2 Método de cálculo de comprobación del IDAE.

El IDAE ha publicado un documento [53, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 2014] en el que se establece la metodología que permite determinar si las bombas de calor accionadas eléctricamente pueden ser consideradas como bombas de calor renovables.

La ecuación empleada en el documento es

$$SPF = COP_{nominal} \times FP \times FC \quad (1.12)$$

donde  $FP$  es el Factor de Ponderación, que se obtiene de la Tabla 1.10 en función de la zona climática del emplazamiento de la máquina y del tipo de máquina, y  $FC$  es el Factor de Corrección, obtenido de la Tabla 1.11.

De esta forma se puede determinar si una bomba de calor es renovable.

Tabla 1.10. Factor de ponderación (*FP*) para sistemas de Calefacción y ACS con bombas de calor en función de las fuentes energéticas, según la zona climática.

| Fuente Energética de la bomba de calor                                | Factor de Ponderación (FP) |      |      |      |      |
|---|----------------------------|------|------|------|------|
|   | A                          | B    | C    | D    | E    |
| Energía Aerotérmica. Equipos centralizados                            | 0,87                       | 0,80 | 0,80 | 0,75 | 0,75 |
| Energía Aerotérmica. Equipos individuales tipo split                  | 0,66                       | 0,68 | 0,68 | 0,64 | 0,64 |
| Energía Hidrotérmica.   | 0,99                       | 0,96 | 0,92 | 0,86 | 0,80 |
| Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores horizontales | 1,05                       | 1,01 | 0,97 | 0,90 | 0,85 |
| Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores verticales   | 1,24                       | 1,23 | 1,18 | 1,11 | 1,03 |
| Energía Geotérmica de circuito abierto                                | 1,31                       | 1,30 | 1,23 | 1,17 | 1,09 |

Tabla 1.11. Factor de corrección (*FC*) en función de las temperaturas de condensación, según la temperatura de ensayo del *COP*.

| Tª de condensación (°C) | Factor de Corrección (FC) |                 |                 |                 |                 |                 |
|-------------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|                         | FC (COP a 35°C)           | FC (COP a 40°C) | FC (COP a 45°C) | FC (COP a 50°C) | FC (COP a 55°C) | FC (COP a 60°C) |
| 35                      | 1,00                      | --              | --              | --              | --              | --              |
| 40                      | 0,87                      | 1,00            | --              | --              | --              | --              |
| 45                      | 0,77                      | 0,89            | 1,00            | --              | --              | --              |
| 50                      | 0,68                      | 0,78            | 0,88            | 1,00            | --              | --              |
| 55                      | 0,61                      | 0,70            | 0,79            | 0,90            | 1,00            | --              |
| 60                      | 0,55                      | 0,63            | 0,71            | 0,81            | 0,90            | 1,00            |

### 1.11 REPERCUSIÓN MEDIOAMBIENTAL DE LA MEJORA DEL COP.

Una tendencia al uso de bombas de calor como sistemas de calefacción equilibraría mejor el consumo eléctrico y, por tanto, optimizaría los recursos destinados a la generación de energía eléctrica, evitando períodos de tiempo en los que la red de generación de energía eléctrica quedase sobredimensionada o, en todo caso, desequilibrada con respecto a las horas punta, de mayor consumo.

Otra cuestión es que se esté pensando en rellenar las horas valle en la demanda de energía eléctrica con la ubicación en ellas de los largos períodos de carga requeridos actualmente por las baterías empleadas en los coches eléctricos. Sin embargo, están apareciendo nuevos trabajos en este sentido que apuntan a la utilización del grafeno en baterías que podrían cargarse en tiempos muy cortos [81, Vargas Ceballos, 2014] con lo que, de evolucionar la



tecnología en este sentido, podría tener cabida nuevamente el uso de bombas de calor como sistema equilibrador de la red eléctrica.

También se evitarían una gran parte de las emisiones contaminantes asociadas a la combustión de combustibles fósiles para calefacción, aunque éstas se mantendrían en la generación de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de este tipo de sistemas, siempre y cuando ésta fuese obtenida a partir de fuentes no renovables.

No obstante, la repercusión medioambiental debe aparecer acompañada de una repercusión económica porque, en general, es difícil concienciar a la sociedad de la necesidad de un cambio en las costumbres si este cambio no implica una mejora en la calidad de vida.

La investigación, desarrollo e innovación en bombas de calor cada vez más eficientes es pues, absolutamente necesaria para su implantación efectiva como una alternativa real y útil a la obtención de calor.

### **1.12 REPERCUSIÓN ECONÓMICA DE LA MEJORA DEL COP.**

En el balance económico de cualquier tecnología hay que considerar dos parámetros inherentes a lo puramente tecnológico, que son los costes de instalación y los costes de mantenimiento y funcionamiento. Así, cuando se plantea la necesidad de obtener calor, son muchas las opciones que inicialmente se pueden barajar.

La opción habitualmente más barata en cuanto a costes de instalación, es obtener el calor a partir de resistencias eléctricas. Sin embargo, ésta suele ser la opción más cara en cuanto a costes de funcionamiento. Obtener el calor a partir de la combustión de combustibles en calderas suele tener unos costes de instalación y funcionamiento intermedios, aunque si la caldera es grande los costes de mantenimiento pueden ser notables. Las bombas de calor suponen, por el momento, la opción más cara en cuanto a costes de instalación pero la más barata en cuanto a costes de funcionamiento.

Las bombas de calor consumen energía eléctrica y el precio de ésta es variable. En la Figura 1.36 se muestra la evolución del precio del kWh eléctrico en los días analizados en 1.2. Se puede observar cómo el precio del kWh está muy marcado por la evolución de la demanda cada día.

## 1. INTRODUCCIÓN.

En la Figura 1.37 se muestra la evolución del precio medio del kWh en los días estudiados. Como se puede observar, el precio medio es superior en los meses de climatología extrema, que son los que corresponden a invierno y verano. En los días estudiados

correspondientes a meses de primavera y otoño, el precio es intermedio. El valor promedio del precio en los días estudiados es de 0,12698 €/kWh.

Los costes de funcionamiento de cualquier sistema eléctrico están relacionados directamente con el precio del kWh eléctrico. Las bombas de calor consumen energía eléctrica y, por tanto, sus costes de funcionamiento son tanto mayores cuanto mayor es el precio de la energía eléctrica que consumen y también cuanto mayor es la energía que consumen. La energía eléctrica consumida está, a su vez, ligada al COP. Cualquier mejora en el COP da lugar a una disminución en el consumo de energía eléctrica y, por tanto, a una disminución en los costes de funcionamiento.

Por otro lado, la implantación de una u otra tecnología que sirva para obtener calor siempre supone un coste inicial asociado a la inversión necesaria en su implantación. En muchas ocasiones, la implantación de una nueva tecnología conlleva gastos correspondientes a aumentos de los términos de potencia eléctrica. En ese caso, estos gastos pueden contabilizarse sumándose en la parte correspondiente al precio del kWh.

Evolución del precio de la de energía eléctrica en cuatro días tipo de cada estación

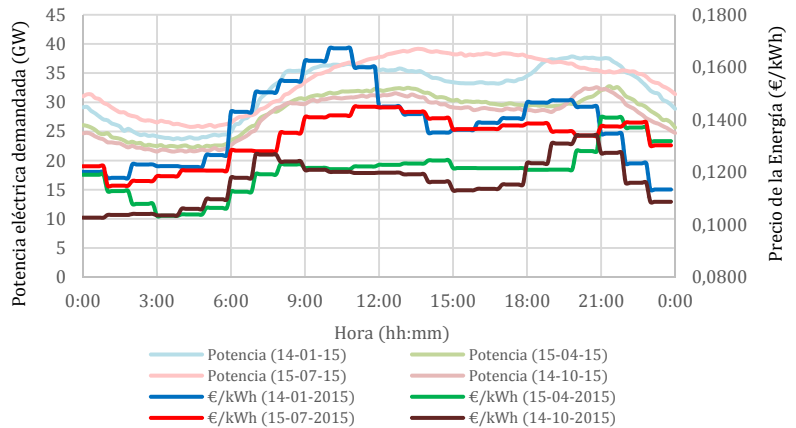


Figura 1.36. Evolución del precio de la energía eléctrica en cuatro días tipo de cada estación.

Evolución del precio medio del kWh eléctrico en los días estudiados

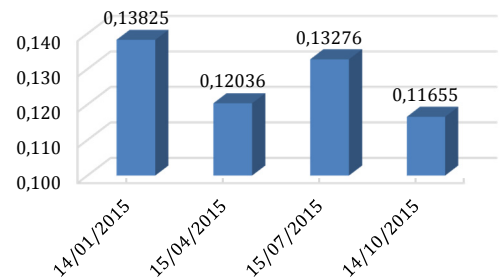


Figura 1.37. Evolución del precio medio del kWh eléctrico en los días estudiados.

Llamando  $C_i$  a los costes iniciales,  $\dot{W}$  a la potencia eléctrica consumida (en  $kWh$ ) y  $T$  al precio de tarifa del  $kWh$ , el coste total  $C$ , en €, en función del tiempo  $t$ , en  $h$ , valdrá, en general

$$C = C_i(\text{€}) + \dot{W}(\text{kWh}) \cdot T \left( \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \cdot t(\text{h}) \quad (1.13)$$

La representación de la ecuación (1.13) es una línea recta de pendiente  $\dot{W} \cdot T$  y ordenada en el origen  $C_i$ .

Cuando la tecnología a implantar es una bomba de calor, la potencia consumida,  $\dot{W}$ , se puede escribir en función del  $COP$  global como  $\dot{W} = \dot{Q}_h / COP$ , por lo que la ecuación (1.13) queda como

$$C(\text{€}) = C_i(\text{€}) + \frac{\dot{Q}_h}{COP} (\text{kWh}) \cdot T \left( \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \cdot t(\text{h}) \quad (1.14)$$

Un aumento en el  $COP$  da lugar, por tanto, a una disminución en los costes de funcionamiento, como se muestra en la Figura 1.38, en la que se han representado los costes totales de dos bombas de calor con distinto  $COP$  ( $COP_a > COP_b$ ) y con distintos costes iniciales de instalación ( $C_{ia} > C_{ib}$ ). Ambas líneas tienen un punto de corte,  $A$ , que en la Figura 1.38 tiene, de abscisa,  $t = 2000 \text{ h}$ , y de ordenada,  $C = 11000 \text{ €}$ . La línea de mayor  $COP$  tiene una pendiente menor.

La abscisa del punto  $A$  corresponde al instante a partir del cual la inversión comienza a ser rentable, y la ordenada al coste en ese momento. El punto  $A$  debe corresponder a un período de vida inferior al previsto para la máquina. Por eso, es aconsejable representar el diagrama de costes para el período de vida completo de la máquina.

Otra forma de analizar lo que supone la ubicación del punto  $A$  es preguntarse

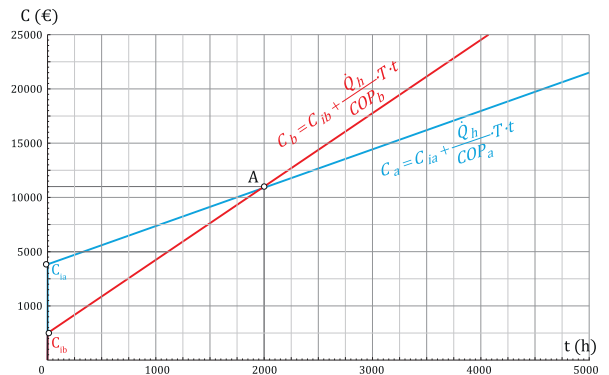


Figura 1.38. Diagrama de costes asociados a la instalación y al funcionamiento para dos bombas de calor de distinto  $COP$  y con diferentes costes de instalación  $C_i$ .

hasta cuándo es aceptable una máquina que tenga unos costes iniciales más bajos pero un *COP* peor. En el caso presentado en la Figura 1.38, la máquina “b” es aconsejable si el tiempo de funcionamiento a lo largo de su vida útil no va a superar al que corresponde a la abscisa del punto A. En caso de que el tiempo de funcionamiento supere al de A, es aconsejable la máquina “a”.

Cuando las líneas divergen, siendo  $C_{ia} < C_{ib}$  y  $COP_a > COP_b$ , nunca se alcanzaría el punto A y, en ese caso, no es interesante ninguna inversión en la modificación de la tecnología existente. En la Figura 1.39 se muestran varios casos posibles.

El punto A se puede determinar fácilmente encontrando el punto de corte de las dos rectas. Obteniendo los costes totales para dos máquinas, “a” y “b” a partir de la ecuación (1.14), resulta

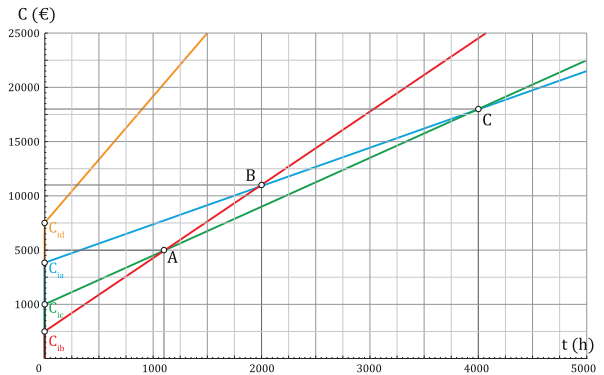


Figura 1.39. Diagrama de costes asociados a la instalación y al funcionamiento de diferentes bombas de calor.

$$C_{ia} + \frac{\dot{Q}_h}{COP_a} \cdot T \cdot t = C_{ib} + \frac{\dot{Q}_h}{COP_b} \cdot T \cdot t \quad (1.15)$$

Operando,

$$t = \left( \frac{COP_a \cdot COP_b}{COP_b - COP_a} \right) \left( \frac{C_{ib} - C_{ia}}{\dot{Q}_h \cdot T} \right) \quad (1.16)$$

Si en una máquina se puede modificar cualquiera de los elementos y el cambio supone una mejora en el *COP*, la modificación repercute inmediatamente en sus costes de funcionamiento y éstos, como se ha visto, en el tiempo que tardará en amortizarse la inversión realizada en la modificación.

En esta tesis se aportan todas las herramientas necesarias para poder determinar, con el estado actual del conocimiento de estas máquinas, lo que supondría cualquier modificación que se realizase en ellas, tanto desde el punto de vista energético, medioambiental y económico.



2

**E**L CICLO DE FRÍO

**P**OR COMPRESIÓN.



En 1824, Sadi Carnot en su libro “Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance” (que se podría traducir como “Reflexiones sobre la fuerza motriz del fuego y las máquinas adecuadas para desarrollar esta fuerza”), Figura 2.1, estableció (con no pocas críticas) que para que en una máquina o motor térmico un fluido realice ciclos termodinámicos se requieren, al menos, dos fuentes térmicas (es decir, dos sistemas con los que el fluido que realiza el ciclo tiene necesariamente que intercambiar calor): una de mayor temperatura (caliente o “hot”), con la que el sistema intercambiará el calor  $Q_h$ , y otra de menor temperatura (fría o “cold”), con la que intercambiará el calor  $Q_c$ , de modo que la ecuación del balance de energía aplicada a un sistema que realiza dichos ciclos termodinámicos resultará  $\sum Q = W$  [54, Carnot, 1824].

Carnot demostró que si el resultado neto es la producción de trabajo útil,  $W$ , el sistema tiene que absorber calor de la fuente caliente,  $Q_h$ , y ceder calor a fuente fría,  $Q_c$ , siendo  $|Q_h| > |Q_c|$ . A esta configuración se le llama *ciclo de potencia*. A la configuración inversa se le denominó *ciclo de refrigeración o bomba de calor*. Carnot estableció también sus postulados acerca de las eficiencias máximas que se pueden alcanzar en máquinas y motores térmicos, que dicen:

- ❖ Si dos máquinas térmicas funcionan entre las mismas fuentes térmicas, siendo una de ellas reversible, la eficiencia de ésta siempre es mayor.
- ❖ Si dos máquinas térmicas reversibles funcionan entre las mismas fuentes térmicas, la eficiencia de ambas es la misma.

Así pues, según Carnot la eficiencia máxima de los motores térmicos y de los sistemas de refrigeración y bomba de calor es la que les correspondería si fuesen reversibles y, siendo así, dicha eficiencia es independiente tanto del ciclo que el fluido realice en ellas como del propio fluido que éstas empleen.

En la realidad en ninguna máquina se realizan procesos reversibles y, además, la eficiencia de las máquinas reales depende notablemente del fluido que empleen. La eficiencia de las máquinas reales siempre es inferior a la de las máquinas reversibles. Lo que establecen los postulados de Carnot es el límite de esa eficiencia. Lo que la ingeniería ha de pretender, por tanto, es acercar lo más posible la eficiencia de las máquinas y motores térmicos a ese límite.



Figura 2.1. “Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance” de Sadi Carnot.

Los postulados de Carnot han dado lugar al desarrollo de la Termodinámica y son de una gran utilidad, aún vigente, en el estudio y el análisis del comportamiento tanto de los motores térmicos como de los sistemas de frío por compresión.

En este capítulo se hace un acercamiento a los fundamentos del ciclo de frío por compresión.

### 2.1 BALANCE DE ENERGÍA EN PROCESOS CÍCLICOS.

Un ciclo termodinámico es todo aquél proceso en el que un sistema, tras realizar una serie de transformaciones termodinámicas en las que intercambia calor y trabajo, vuelve a encontrarse en el mismo estado inicial [6, Moran & Shapiro, 2012; 55, Wark, 2001; 56, Sonntag, 2003; 57, Jones, 1997]. En las máquinas y motores térmicos, habitualmente un fluido realiza ciclos termodinámicos. En todos los procesos termodinámicos se cumple el enunciado del Primer Principio de la Termodinámica que expresado en forma de balance de energía resulta ser

$$\Delta E = Q - W \quad (2.1)$$

donde se considera que son positivos el calor entrante al sistema y el trabajo saliente del sistema, y negativos al contrario, que es el convenio de signos recomendado por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers, ASME).

Como la energía,  $E$ , es una propiedad termodinámica, al realizarse un ciclo completo su valor vuelve a ser el mismo que el que tenía en el instante inicial por lo que, tras un ciclo completo, resulta ser  $\Delta E = 0$  y, de ahí,  $Q = W$ . Así funcionan todos los ciclos termodinámicos que, como se ha señalado, habitualmente realizan fluidos en máquinas y motores térmicos.

#### 2.1.1 BALANCE DE ENERGÍA EN CICLOS DE POTENCIA.

En la Figura 2.2 se dibuja el diagrama de flujo de energías para un ciclo de potencia. Así, para un ciclo de potencia, el balance de energía da, para el trabajo,  $W = Q_h + Q_c$ . Empleando aquí el convenio de signos anteriormente señalado para el calor y el trabajo, resulta:

- Para el trabajo,  $W > 0$ , por lo que  $W = |W|$ .

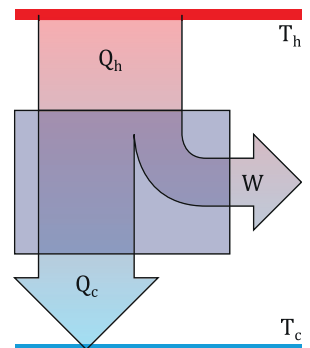


Figura 2.2. Diagrama de flujo de energías para un ciclo de potencia.



- Para el calor absorbido (de la fuente caliente),  $Q_h > 0$ , por lo que  $Q_h = |Q_h|$ .
- Para el calor cedido (a la fuente fría),  $Q_c < 0$ , por lo que  $Q_c = -|Q_c|$ .

De todo ello resulta la ecuación del balance de energía como  $W = Q_h - |Q_c|$ . En las referencias bibliográficas a menudo se obvia el módulo de  $Q_c$ , habida cuenta de que en ciclos de potencia  $Q_c$  es siempre cedido, quedando escrito el balance de energía simplemente como

$$W = Q_h - Q_c \quad (2.2)$$

Tanto para sistemas de potencia como para sistemas de refrigeración y bomba de calor (como se verá a continuación) es interesante la determinación de la calidad de la transformación energética mediante la definición de un parámetro que relacione las cantidades energéticas obtenidas del sistema con las aportadas al sistema. El sistema será tanto mejor cuanto mayor sea este parámetro.

En sistemas de potencia dicho parámetro recibe el nombre de rendimiento,  $\eta$ , y siempre relaciona el trabajo desarrollado por el sistema,  $W$  (que también puede escribirse en función del tiempo como una potencia,  $\dot{W}$ ), con el calor recibido por el sistema,  $Q_h$  (que, igualmente, puede escribirse en función del tiempo como un calor intercambiado por unidad de tiempo,  $\dot{Q}_h$ ), es decir,

$$\eta = \frac{W}{Q_h} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_h} \quad (2.3)$$

Teniendo en cuenta el balance de energía, resultará para el rendimiento,

$$\eta = \frac{Q_h - |Q_c|}{Q_h} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_h} = 1 - \frac{|\dot{Q}_c|}{\dot{Q}_h} \quad (2.4)$$

Carnot estableció que el rendimiento máximo de un ciclo de potencia correspondería al de un motor reversible que operase entre dos fuentes térmicas de temperaturas  $T_h$  y  $T_c$ , siendo entonces,

$$\eta_{max} = \frac{T_h - T_c}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (2.5)$$

### 2.1.2 BALANCE DE ENERGÍA EN CICLOS DE REFRIGERACIÓN Y BOMBA DE CALOR.

De la misma forma, cuando el resultado neto es el consumo de trabajo útil,  $W$ , el sistema tiene que absorber calor de la fuente fría,  $Q_c$ , y ceder calor a fuente caliente,  $Q_h$ , siendo  $|Q_h| > |Q_c|$ . A esta configuración se le llama *ciclo de refrigeración o bomba de calor*, y es el fundamento del desarrollo de la presente tesis doctoral y la configuración a la que responde el fluido que realiza ciclos termodinámicos en este tipo de máquinas. En la Figura 2.3 se dibuja el diagrama de flujo de energías para un ciclo de refrigeración o bomba de calor. Al igual que para un ciclo de potencia, en un ciclo de refrigeración o bomba de calor el balance de energía vuelve a dar, para el trabajo,  $W = Q_h + Q_c$ . Ahora, empleando nuevamente el convenio de signos para el calor y el trabajo resulta:

- Para el trabajo,  $W < 0$ , por lo que  $W = -|W|$ .
- Para el calor absorbido (ahora de la fuente fría),  $Q_c > 0$ , por lo que  $Q_c = |Q_c|$ .
- Para el calor cedido (ahora a la fuente caliente),  $Q_h < 0$  por lo que  $Q_h = -|Q_h|$ .

De todo ello resulta que  $-|W| = -|Q_h| + Q_c$  o bien,  $|W| = |Q_h| - Q_c$ . En las referencias bibliográficas se obvian los módulos de  $Q_h$  y  $W$ , habida cuenta de que en ciclos de refrigeración y bomba de calor  $Q_h$  es siempre cedido y  $W$  es siempre absorbido, quedando escrito el balance de energía simplemente como  $W = Q_h - Q_c$ , en una forma similar a como se obtuvo para los ciclos de potencia.

En sistemas de refrigeración y bomba de calor aunque el parámetro que mide la calidad de la transformación se define igualmente como la relación entre las cantidades energéticas obtenidas del sistema y las aportadas al sistema (como en los ciclos de potencia), no se le llama rendimiento. Mientras la cantidad energética aportada a la máquina siempre es  $W$ , la obtenida puede ser  $Q_h$  o  $Q_c$ . En función de cuál sea la funcionalidad de la máquina, entonces, el parámetro con el que se mide la calidad de la transformación recibe un nombre diferente. De esta forma, cuando la máquina se emplea para extraer  $Q_c$  de una fuente fría, se llama "*Energy Efficiency Ratio*" (EER, *Ratio de Eficiencia Energética o COP de refrigeración*) a la relación entre  $Q_c$  y  $W$ . Y si la máquina se emplea para aportar  $Q_h$  a una fuente caliente, se llama "*Coefficient of Performance*" (COP, que en bastantes referencias bibliográficas se ha traducido como *Coficiente de Operación o COP de calefacción*), es decir

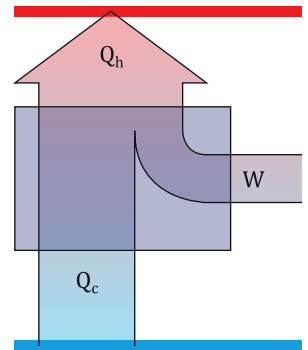


Figura 2.3: Diagrama de flujo de energías para un sistema de refrigeración y bomba de calor.

$$EER = \frac{Q_c}{W} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (2.6)$$

$$COP = \frac{Q_h}{W} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}} \quad (2.7)$$

El primer caso, al que hace referencia el EER (2.6), responde a la configuración de un sistema de refrigeración. En el segundo, al que hace referencia el COP (2.7), a un sistema de bomba de calor o, simplemente, a una bomba de calor. Teniendo en cuenta que  $W = Q_h - Q_c$  y que  $\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c$  resulta, para un sistema de refrigeración,

$$EER = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} \quad (2.8)$$

Y para una bomba de calor

$$COP = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} \quad (2.9)$$

El *COP* de una bomba de calor y el *EER* de un sistema de refrigeración se pueden relacionar de una forma sencilla como se indica a continuación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} = \frac{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c + \dot{Q}_c}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} = 1 + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} = 1 + EER \quad (2.10)$$

Como siempre  $EER > 0$ , resultará que siempre  $COP > 1$ . De la misma forma que ocurre en los ciclos de potencia, para ciclos de refrigeración y bomba de calor, de los postulados de Carnot se establece que los valores de *COP* y *EER* máximos corresponderían a los de un ciclo reversible que operase entre dos fuentes térmicas de temperaturas  $T_h$  y  $T_c$ , quedando entonces, para un sistema de refrigeración

$$EER_{max} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (2.11)$$

Y para una bomba de calor,

$$COP_{max} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (2.12)$$

Ambos valores de *EER* y *COP* son, como se ha dicho, máximos. Los valores de *EER* y *COP* reales se podrán expresar siempre como una fracción de los máximos mediante la introducción de un factor (al que se denomina  $\alpha$  en sistemas de refrigeración y  $\alpha'$  en bombas de calor) denominado coeficiente de rendimiento, de modo que resultará

$$EER = \alpha \frac{T_c}{T_h - T_c}, \quad COP = \alpha' \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (2.13)$$

Las cantidades energéticas intercambiadas por calor tanto por un sistema de refrigeración como por una bomba de calor dependen de condiciones externas a ellas y esto hace que los valores de sus *EER* y *COP* varíen en función de dichas condiciones externas. Como más adelante se verá, para un sistema de refrigeración, la temperatura de la fuente caliente puede ser variable dependiendo de qué sistema se emplee como fuente caliente. En este caso, la temperatura de la fuente fría deberá mantenerse acorde con la que corresponda al diseño inicial. De la misma forma, para una bomba de calor será la fuente fría la que tenga habitualmente una temperatura variable mientras que la fuente caliente será la que deba mantenerse acorde con la que corresponda al diseño inicial. Así, cuando el intervalo de funcionamiento es grande y varían las condiciones de funcionamiento de las máquinas, se hace necesaria una referencia a dicha variación, definiéndose el llamado coeficiente de prestación estacional o “*Seasonal Performance Factor*”, SPF, que es el factor con que realmente hay que establecer los costes de funcionamiento de cualquier sistema de refrigeración y bomba de calor [4, Rey Martínez et al., 2005].

### 2.1.3 BOMBA DE CALOR EN CASCADA O MULTITAPPA.

---

En ocasiones se pueden encontrar diferencias notables entre la temperatura de la fuente caliente,  $T_h$ , y la de fuente fría,  $T_c$ . O, como es en el caso de utilización de  $CO_2$  como refrigerante, emplear presiones muy altas para obtener temperaturas usuales en bombas de calor [7, Lapuerta Amigo & Armas, 2012].

En este caso, es conveniente recurrir a la utilización de sistemas de bomba de calor “en cascada” que permitan el uso de varios refrigerantes que por las peculiaridades de sus propiedades termodinámicas, les hacen adecuados para trabajar entre saltos de temperaturas determinados.

Para obtener el *COP* de un sistema en cascada se considera una bomba de calor con *n* etapas (Figura 2.4), siendo la etapa *n*-ésima la que funciona a menor temperatura. La etapa 1 tendrá una potencia de calentamiento igual a la suma de todas las potencias de eléctricas de todas las etapas inferiores más la de enfriamiento de la etapa *n*, es decir,

$$\dot{Q}_{h1} = \dot{Q}_{cn} + \sum_2^n \dot{W}_i \quad (2.14)$$

El coeficiente de operación de la etapa *i*, *COP<sub>i</sub>*, será

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_{hi}}{\dot{W}_i} \quad (2.15)$$

Como

$$\dot{Q}_{hi} = \dot{W}_i + \dot{Q}_{ci} \quad (2.16)$$

sustituyendo en la expresión de *COP<sub>i</sub>*, resulta

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_{hi}}{\dot{Q}_{hi} - \dot{Q}_{ci}} \quad (2.17)$$

de donde

$$\frac{1}{COP_i} = \frac{\dot{Q}_{hi} - \dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} \quad (2.18)$$

resultando

$$\frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} = 1 - \frac{1}{COP_i} \quad (2.19)$$

De esta forma, se puede escribir

$$\prod_1^n \frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} = \prod_1^n \left[ 1 - \frac{1}{COP_i} \right] = \frac{\dot{Q}_{c1}}{\dot{Q}_{h1}} \times \frac{\dot{Q}_{c2}}{\dot{Q}_{h2}} \times \dots \times \frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} \times \dots \times \frac{\dot{Q}_{cn}}{\dot{Q}_{hn}} \quad (2.20)$$

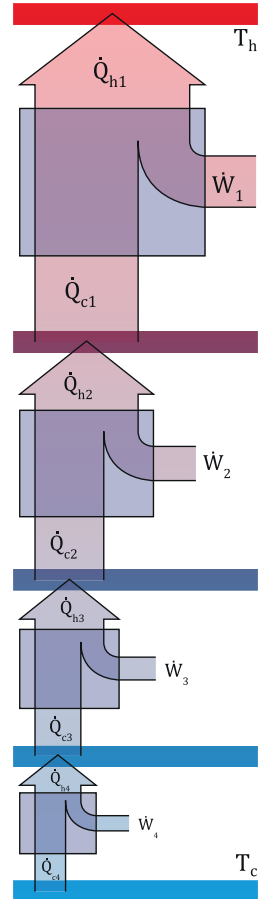


Figura 2.4. Diagrama de flujo de energías para un sistema de refrigeración en cascada con cuatro refrigeradores.

Y como

$$\dot{Q}_{h(i+1)} = \dot{Q}_{ci} \quad (2.21)$$

la expresión anterior resulta

$$\prod_1^n \frac{\dot{Q}_{ci}}{\dot{Q}_{hi}} = \prod_1^n \left[ 1 - \frac{1}{COP_i} \right] = \frac{\dot{Q}_{cn}}{\dot{Q}_{h1}} \quad (2.22)$$

Considerando la máquina multietapa como una sola cuyo coeficiente de operación sea  $COP$ , quedará

$$\frac{\dot{Q}_{cn}}{\dot{Q}_{h1}} = 1 - \frac{1}{COP} \quad (2.23)$$

de donde

$$COP = \frac{1}{1 - \frac{\dot{Q}_{cn}}{\dot{Q}_{h1}}} \quad (2.24)$$

Y sustituyendo el cociente de las potencias intercambiadas en forma de calor obtenido en la ecuación (2.22),

$$COP = \frac{1}{1 - \prod_1^n \left[ 1 - \frac{1}{COP_i} \right]} = \left\{ 1 - \prod_1^n \left[ 1 - \frac{1}{COP_i} \right] \right\}^{-1} \quad (2.25)$$

En la Figura 2.5 se representa el diagrama de flujo de energías para la bomba de calor en cascada representada en la Figura 2.4, es decir, para cuatro bombas de calor ( $n = 4$ ). En él se puede apreciar fácilmente que el coeficiente de operación debe ser muy pequeño debido al alto módulo de  $\sum_1^n \dot{W}_i$  (en el caso de la Figura 2.5, con  $n = 4$ ,  $\sum_1^4 \dot{W}_i$ ) y el bajo módulo de  $\dot{Q}_{cn}$  (en el caso de la Figura 2.5,  $\dot{Q}_{c4}$ ). Para hacerse una idea de la calidad del  $COP$  global obtenido, se puede considerar el caso particular de que todos los  $COP_i$  fuesen iguales. En ese caso, el  $COP$  global valdría

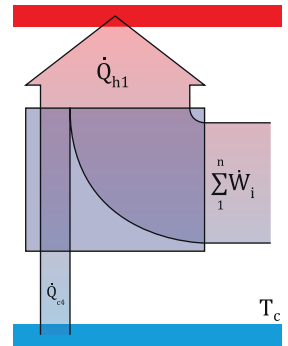


Figura 2.5. Diagrama de flujo de energías para el sistema conjunto de refrigeración en cascada con cuatro refrigeradores.

$$COP = \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{1}{COP_i} \right]^n \right\}^{-1} \quad (2.26)$$

En la Figura 2.6 se representa cómo varía el  $COP$  global en función del número de refrigeradores y del  $COP_i$  de cada uno de ellos, considerando que el  $COP_i$  de cada uno de ellos fuese el mismo. Se representa  $COP$  frente a  $COP_i$  para  $COP_i \geq 1$  ya que no tiene sentido para  $COP_i < 1$ . Así, por ejemplo, cuando  $COP_i$  fuese 4 con un solo refrigerador sería, obviamente,  $COP = 4$ . Con 2 refrigeradores,  $n = 2$  y  $COP = 2,29$ . Si  $n = 3$ ,  $COP = 1,73$ ; si  $n = 4$ ,  $COP = 1,46$ ; si  $n = 5$ ,  $COP = 1,31$ ...

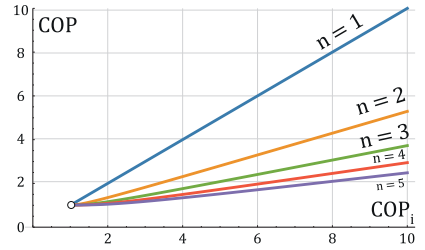


Figura 2.6. Variación del  $COP$  de un sistema en cascada en función del número de refrigeradores y del  $COP_i$ .

El  $COP$  es significativo por cuanto supone que para obtener el mismo calor a partir de una fuente a más baja temperatura, se necesita consumir muchísima más potencia como trabajo. La refrigeración multietapa cobra utilidad cuando se pretenden conseguir temperaturas muy bajas, a las que no se podría llegar incluso con un solo sistema tradicional de frío por compresión al solidificar el fluido que emplease como fluido de ciclo, o cuando se necesitasen temperaturas muy altas para el fluido refrigerante (temperaturas supercríticas) pero, como se deduce de todo lo anterior, es altamente ineficiente.

## 2.2 BALANCE DE ENERGÍA EN VOLÚMENES DE CONTROL.

Las ecuaciones de continuidad y del balance de masa y energía en sistemas que intercambian masa son

$$\dot{m} = \frac{AC}{v} \quad (2.27)$$

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad (2.28)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left( h_i + \frac{1}{2}c_i^2 + gz_i \right) - \dot{m}_o \left( h_o + \frac{1}{2}c_o^2 + gz_o \right) \quad (2.29)$$

donde  $\dot{Q}$  y  $\dot{W}$  corresponden a las magnitudes del calor y del trabajo intercambiados por unidad de tiempo, y con los subíndices "i" y "o" se expresan las propiedades termodinámicas en la entrada ("inlet") y en la salida ("outlet") del volumen de control, respectivamente. Se

puede visualizar una animación que ayuda a comprender la obtención de las ecuaciones (2.27), (2.28) y (2.29) en la dirección de web <http://dim.usal.es/eps/mmt/?p=2832> [58, Muñoz Rico, n.d.]. Es necesario emplear el navegador Mozilla Firefox ya que otros navegadores no permiten que se ejecute el complemento necesario (Adobe Shockwave Director). De cualquier forma, en la carpeta BEVC (dentro de la carpeta ANEXOS), se puede encontrar el código fuente de la aplicación, en el archivo "BE VC.dir" y el correspondiente ejecutable, "BE VC.exe". La animación se inicia automáticamente al abrir el archivo y para al llegar al final. Para reiniciar la animación hay que hacer clic en el volumen de control. Para ver la animación fotograma a fotograma, hay que hacer clic sobre cualquiera de los conductos de entrada o salida.

En régimen estacionario las propiedades termodinámicas no varían en el tiempo. Pues bien, en régimen estacionario se tiene, en la ecuación del balance de masa, que  $\frac{dm}{dt} = 0$ , de donde

$$\dot{m}_o = \dot{m}_i = \dot{m} \quad (2.30)$$

Por otro lado, igualmente en régimen estacionario se tiene, en la ecuación del balance de energía, que  $\frac{dE}{dt} = 0$ , con lo que resulta

$$\dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i(h_i + \frac{1}{2}c_i^2 + gz_i) - \dot{m}_o(h_o + \frac{1}{2}c_o^2 + gz_o) = 0 \quad (2.31)$$

La ecuación (2.31) no es práctica por cuanto requiere del conocimiento de demasiados términos. Sin embargo, se puede simplificar desde el momento en que algunos de ellos contribuyen realmente poco en la suma. Los términos correspondientes a las energías cinética y potencial en los estados de entrada y salida del volumen de control son, a menudo, irrelevantes frente al término de entalpía. Esto se estudia a continuación.

### 2.2.1 CONTRIBUCIÓN DEL TÉRMINO DE ENERGÍA CINÉTICA.

---

Cuando el término de energía cinética es irrelevante frente al término de entalpía, al que suma, se puede escribir

$$h + \frac{1}{2}c^2 \approx h \quad (2.32)$$

La aproximación que se presenta en la ecuación (2.32) es estrictamente una igualdad cuando  $c = 0$ . Pero la velocidad no puede ser cero porque en ese caso, el flujo estaría detenido. La



cuestión es, pues, hasta qué velocidad se puede considerar despreciable el término de energía cinética frente al de entalpía. Para responder es necesario evaluar el error relativo que se comete al considerar la ecuación (2.32). Éste vendrá dado por el cociente entre el error absoluto (entendido como la diferencia entre el valor real,  $h + \frac{1}{2}c^2$ , y el aproximado,  $h$ ) y el valor real, es decir

$$\varepsilon_r(\%) = \pm \frac{(h + \frac{1}{2}c^2) - h}{h + \frac{1}{2}c^2} \times 100 = \pm \frac{c^2}{2h + c^2} \times 100 \quad (2.33)$$

El término  $c^2$  vendrá dado en  $\frac{m^2}{s^2}$ , es decir, en  $\frac{J}{kg}$ . Como los valores de las entalpías se obtienen en  $kJ/kg$  para dar coherencia dimensional a la ecuación (2.33) habrá que escribirla como

$$\varepsilon_r(\%) = \pm \frac{c^2}{2000 h + c^2} \times 100 \quad (2.34)$$

Esta ecuación se representa (en la parte positiva) en la Figura 2.7 para valores de entalpía de magnitudes habituales en los refrigerantes empleados en sistemas de refrigeración y bomba de calor. De la interpretación de la gráfica se desprende que para una velocidad determinada, el error relativo cometido al despreciar el término de energía cinética con respecto al de entalpía es mayor cuanto menor sea el valor de ésta aunque, como se muestra en el gráfico, dicho error es muy pequeño. Así, para una velocidad,  $c$ , de  $50 \text{ m/s}$  y una entalpía de  $50 \text{ kJ/kg}$ , el error relativo,  $\varepsilon_r$ , vale, aproximadamente,  $2,44 \%$ . Sin embargo, aunque esta contribución puede parecer irrelevante a priori, en determinadas aplicaciones, como son los sistemas de refrigeración y bomba de calor es muy conveniente ser tenida en cuenta porque puede dar lugar a errores de cálculo que pueden acabar siendo considerables.

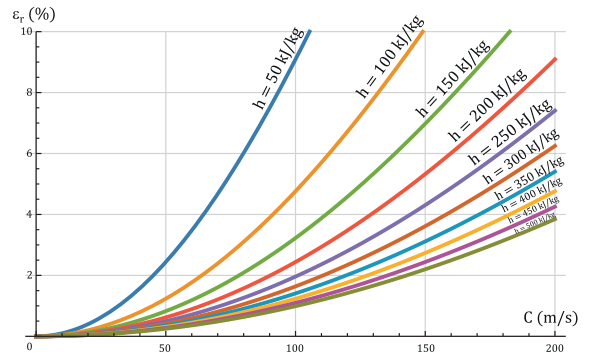


Figura 2.7. Error relativo en función de la velocidad para diferentes valores de la entalpía.

### 2.2.2 CONTRIBUCIÓN DEL TÉRMINO DE ENERGÍA POTENCIAL.

Cuando el término de energía potencial es irrelevante frente al término de entalpía, al que suma, se puede escribir

$$h + gz \approx h \tag{2.35}$$

Al igual que en el apartado anterior, la aproximación que presenta con la ecuación (2.35) es estrictamente una igualdad cuando  $z = 0$ . La cuestión es, al igual que antes, hasta qué altura (o diferencia de alturas entre el estado de entrada y de salida), se puede considerar despreciable el término de energía potencial frente al de entalpía. El error relativo cometido al considerar la ecuación (2.35) vendrá dado, en este caso, por

$$\varepsilon_r(\%) = \pm \frac{(h + gz) - h}{h + gz} \times 100 = \pm \frac{gz}{h + gz} \times 100 \tag{2.36}$$

El término  $gz$  vendrá dado en  $\frac{m^2}{s^2}$ , es decir, en  $\frac{J}{kg}$ . Como los valores de las entalpías se obtienen en  $kJ/kg$  para dar coherencia dimensional a la ecuación (2.43) habrá que escribirla como

$$\varepsilon_r(\%) = \pm \frac{gz}{1000 h + gz} \times 100 \tag{2.37}$$

Esta ecuación se representa (en la parte positiva) en la Figura 2.8 para valores de entalpía de magnitudes habituales en los refrigerantes empleados en sistemas de refrigeración y bomba de calor. En este caso, de la interpretación de la gráfica se desprende que para una cota determinada, el error relativo cometido al despreciar el término de energía potencial con respecto al de entalpía es mayor cuanto menor sea el valor de ésta aunque, como se muestra en el gráfico, dicho error es incluso más pequeño que en el caso de la desconsideración de la energía cinética. Así, por ejemplo, para una cota,  $z$ , de 3 m y una entalpía de 50  $kJ/kg$ , el error relativo,  $\varepsilon_r$ , vale, aproximadamente, 0,059 %.

Por este motivo, es habitual no considerar la contribución de los términos de energía potencial en el balance energético cuando éste se emplea en el estudio de sistemas de refrigeración y bomba de calor.

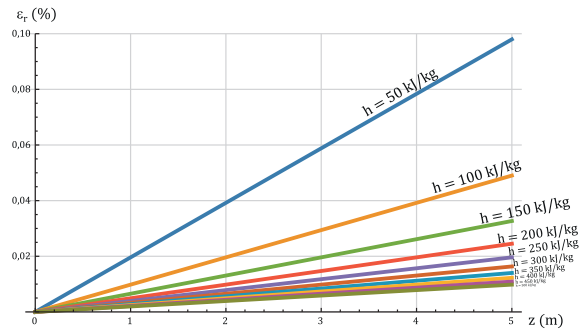


Figura 2.8. Error relativo en función de la altura para diferentes valores de la entalpía.

### 2.3 DIAGRAMAS DE ESTADO.

Para estudiar el funcionamiento de las máquinas y motores térmicos desde el punto de vista

del fluido que realiza procesos que conforman ciclos termodinámicos en su interior, a menudo es muy útil representar dichos procesos en diagramas de estado. Un diagrama de estado es una representación gráfica de una propiedad termodinámica en función de otra. En los diagramas de estado se dibujan curvas en las que hay propiedades que se mantienen constantes, es decir, propiedades que se usan como parámetro en la representación. Las líneas se denominan con el mismo nombre de la propiedad que mantienen constante, a la que se añade el prefijo "iso-".

---

### 2.3.1 DIAGRAMA $p-v$ .

Uno de los primeros diagramas de estado empleados en la descripción de procesos y ciclos es el diagrama de Clapeyron, que tiene en ordenadas la presión,  $p$ , y en abscisas el volumen,  $V$  (y más habitualmente el volumen específico,  $v$ , es decir, el volumen de la unidad de masa).

Por otro lado, si se dibuja un ciclo termodinámico en un diagrama de Clapeyron ( $p - v$  en lo sucesivo) y el dibujo se describe en el sentido del movimiento de las agujas del reloj (sentido horario), en el ciclo tendrá lugar, como resultado neto, la producción de trabajo útil,  $W$ , en la configuración de intercambios energéticos a la que ya se ha aludido como *ciclo de potencia*. Si, por el contrario, se dibuja un ciclo termodinámico en un diagrama  $p - v$  y el dibujo se describe en el sentido contrario al del movimiento de las agujas del reloj (sentido antihorario), en el ciclo tendrá lugar, como resultado neto, el consumo de trabajo útil,  $W$ , en la configuración de intercambios energéticos a la que ya se ha aludido como *ciclo de refrigeración o bomba de calor*, que es el fundamento del desarrollo de la presente tesis doctoral.

El diagrama  $p - v$  y otros diagramas en los que se representan unas variables de estado frente a otras son prácticos cuando se pretende un acercamiento inicial a los procesos termodinámicos. Sin embargo, si se pretende una profundización mayor resulta más adecuado el empleo de diagramas en los que se represente, en alguno de sus ejes, una función de estado como puede ser la entalpía,  $h$  (o  $i$ ), o la entropía,  $s$ , ambas en su forma específica. En todos los diagramas de estado se sigue la misma configuración para el sentido en el que se describe el ciclo: sentido horario indica ciclo de potencia y sentido antihorario indica sistema de refrigeración o bomba de calor.

---

### 2.3.2 DIAGRAMA $p-h$ .

Es muy habitual en el estudio de los sistemas de refrigeración y bomba de calor el uso del

llamado, en el mundo del frío, *diagrama de Mollier*, en el que se representa la presión,  $p$ , en ordenadas (o su logaritmo), frente a la entalpía específica,  $h$ , en abscisas, y al que en lo sucesivo se hará referencia como diagrama  $p-h$ . En la Figura 2.9 se representa un diagrama presión-entalpía habitual y se detallan las líneas isentrópicas, isócoras e isotermas.

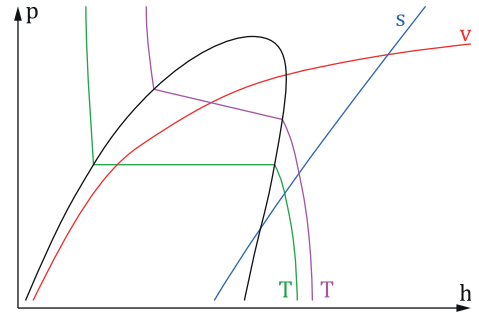


Figura 2.9. Diagrama p-h.

Las isotermas correspondientes al comportamiento de las sustancias puras y azeótropos se dibujan en verde, y en magenta las correspondientes al comportamiento de los no azeótropos. Este diagrama es cómodo por cuanto, por un lado, es muy fácil dibujar en él líneas isóbaras y líneas de entalpía constante y, por otro, con un simple vistazo a la distancia horizontal entre dos puntos en el diagrama (correspondiente a dos estados extremos en un proceso) se puede conocer la magnitud del cambio en la entalpía que ha tenido lugar en el proceso. En el caso de que las contribuciones de los términos correspondientes a la energía cinética y potencial en la ecuación del balance de energía sean despreciables frente al resto, se cumple que

$$h_i = h_o \quad (2.38)$$

es decir, en este tipo de procesos la entalpía permanece constante, lo que permite su dibujo en el diagrama  $p-h$  con una simple línea vertical. Algunos autores llaman "*isoentálpico*" a este tipo de procesos. En esta tesis doctoral la referencia a éstos es como procesos *a entalpía constante* y no como "*isoentálpicos*" por considerar que el prefijo "*iso*" confiere al proceso un carácter de reversibilidad que, por su naturaleza altamente turbulenta, no tiene.

### 2.3.3 DIAGRAMA T-s.

Otro diagrama que puede ofrecer también bastante información, aunque es menos empleado en el mundo del frío, es el diagrama llamado "*entrópico*", en el que se representa en ordenadas la temperatura,  $T$ , frente a la entropía (habitualmente específica),  $s$ , en abscisas, y al que en lo sucesivo nos referiremos como diagrama  $T-s$ .

En la Figura 2.10 se representa un diagrama temperatura-entropía habitual y se detallan las líneas de entalpía constante, isócoras e isóbaras.

Las isóbaras correspondientes al comportamiento de las sustancias puras y azeótropos se dibujan en verde, y en magenta las correspondientes al comportamiento de los no azeótropos. La primera utilidad de este diagrama se refiere al enunciado de Clausius del Segundo Principio de la Termodinámica, que dice que *“los sucesos espontáneos ocurren sólo en un sentido”*. El suceso al que se alude es el proceso de transferencia de calor, siempre desde sistemas de mayor temperatura hacia sistemas de menor temperatura.

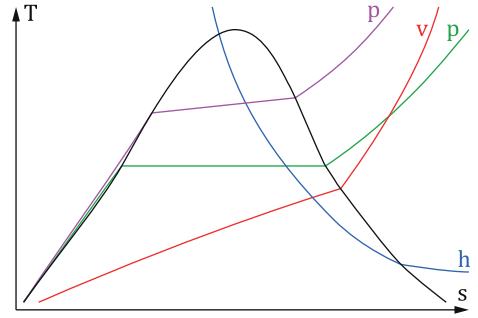


Figura 2.10. Diagrama T-s.

Esto es lo que ocurre en los intercambiadores de calor que se encuentran en las máquinas de frío por compresión. Si el fluido que está en el interior de la máquina realizando ciclos intercambia calor con su entorno o con otro fluido en un intercambiador de calor, su temperatura debe ser acorde con el enunciado de Clausius, es decir, superior allí donde el fluido tenga que intercambiar calor e inferior allí donde lo tenga que absorber. Esto condiciona las presiones en los intercambiadores y el diagrama  $T-s$  facilita mucho la determinación de dichas presiones.

Otra utilidad del diagrama  $T - s$  requiere recordar la ecuación del balance de entropía en volúmenes de control en su forma temporal, que es

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_i s_i - \dot{m}_o s_o + \dot{\sigma} \quad (2.39)$$

donde  $T$  es la temperatura de la frontera por la que se está intercambiando  $\dot{Q}$ , y  $\dot{\sigma}$  es la entropía generada por unidad de tiempo, dependiente de la irreversibilidad del proceso. En un proceso internamente reversible,  $\dot{\sigma} = 0$ .

La ecuación anterior expresada para un régimen estacionario en un proceso internamente reversible (donde  $\frac{dS}{dt} = 0$  y  $\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$  y  $\dot{\sigma} = 0$ ) resulta

$$0 = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}(s_i - s_o) \quad (2.40)$$

Y de ahí

$$\dot{Q} = \dot{m}T(s_o - s_i) \quad (2.41)$$

O bien,

$$\frac{q}{T} = s_o - s_i \quad (2.42)$$

donde  $q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}}$  es el calor intercambiado por unidad de tiempo y de flujo másico. La ecuación anterior también se puede expresar como

$$T = \frac{q}{s_o - s_i} \quad (2.43)$$

Esta forma sugiere la definición, para un proceso entre dos estados,  $i$  y  $o$ , la temperatura media de intercambio de calor en el diagrama  $T - s$ ,  $T_m$ , como la altura de un rectángulo que tuviese por base  $s_o - s_i$  y por superficie  $\int_i^o T ds$ , es decir,

$$T_m = \frac{1}{s_o - s_i} \int_i^o T ds \quad (2.44)$$

O bien,

$$q = T_m(s_o - s_i) \quad (2.45)$$

donde se ha tenido en cuenta que  $\int_i^o T ds = q$ . En la Figura 2.11 se ofrece una descripción gráfica de la definición de temperatura media de intercambio de calor,  $T_m$ , teniendo en cuenta que las superficies  $abcd$  y  $aiod$  son iguales. La definición de la temperatura media de intercambio de calor permite sustituir cualquier proceso por otro equivalente que tenga lugar entre los mismos estados extremos y compuesto por dos procesos adiabáticos (en los extremos) y uno isoterma que tenga lugar a la temperatura media de intercambio de calor. Al tener los mismos estados extremos, las variaciones de todas las propiedades termodinámicas son iguales en ambos procesos y si, además, intercambian la misma cantidad de calor, intercambian el mismo trabajo, por lo que el proceso  $i \rightarrow o$  es equivalente al proceso  $i \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow o$ .

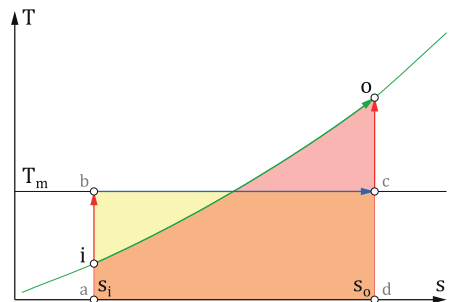


Figura 2.11. Temperatura media de intercambio de calor.

Como se vio en apartados anteriores, y con la definición de  $q$ , los coeficientes  $EER$  y  $COP$  se pueden escribir como:

$$EER = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} = \frac{q_c}{q_h - q_c} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} \quad (2.46)$$

$$COP = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} = \frac{q_h}{q_h - q_c} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} \quad (2.47)$$

Sustituyendo  $Q_h$  y  $Q_c$  por las expresiones obtenidas para  $T_m$  resultará

$$EER = \frac{T_{mc}(s_2 - s_1)}{T_{mh}(s_2 - s_1) - T_{mc}(s_2 - s_1)} = \frac{T_{mc}}{T_{mh} - T_{mc}} \quad (2.48)$$

$$COP = \frac{T_{mh}(s_2 - s_1)}{T_{mh}(s_2 - s_1) - T_{mc}(s_2 - s_1)} = \frac{T_{mh}}{T_{mh} - T_{mc}} \quad (2.49)$$

donde  $s_2$  y  $s_1$  son las entropías de los estados extremos del ciclo (máxima y mínima o al revés) y  $T_{mh}$  y  $T_{mc}$  son las temperaturas medias de intercambio de calor con la fuente caliente y fría, respectivamente. Estas expresiones corresponden a los  $EER$  y  $COP$  de sendos ciclos inversos de Carnot que se desarrollasen entre dos fuentes térmicas a las temperaturas medias de intercambio de calor,  $T_{mh}$  y  $T_{mc}$ . Por tanto, cualquier ciclo de refrigeración o bomba de calor puede sustituirse por otro equivalente de Carnot que se desarrollase entre dichas temperaturas medias de intercambio de calor.

La importancia de estas ecuaciones se encuentra en la simplicidad que ofrece su análisis. Las ecuaciones evidencian que el  $EER$  y el  $COP$  de cualquier máquina, sea un sistema de refrigeración o una bomba de calor, será tanto mayor cuanto menor sea la diferencia entre las temperaturas medias de intercambio de calor,  $T_{mh}$  y  $T_{mc}$ . Del mismo modo, el  $EER$  y el  $COP$  serán tanto mayores cuanto mayor sea la temperatura media de intercambio de calor que ocupa el numerador en cada caso, que para el sistema de refrigeración es  $T_{mc}$  y para la bomba de calor es  $T_{mh}$ . Las temperaturas medias de intercambio de calor dependerán, a su vez, de las presiones en los intercambiadores, pero estarán limitadas por el enunciado de Clausius del Segundo Principio de la Termodinámica.

Bajo el punto de vista del Segundo Principio de la Termodinámica, una temperatura media de intercambio de calor muy próxima a la temperatura del entorno (o a la del otro flujo con el que el fluido que está en la máquina realizando ciclos) sería deseable por cuanto generaría una irreversibilidad mínima.

## 2. EL CICLO DE FRÍO POR COMPRESIÓN.

Sin embargo, desde el punto de vista de la transferencia de calor no es así. El calor intercambiado por unidad de tiempo,  $\dot{Q}$ , viene dado por

$$\dot{Q} = U A \Delta T \quad (2.50)$$

donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  es la superficie y  $\Delta T$  es la diferencia entre las temperaturas de los flujos que intercambian calor [59, Chapman et al., 1990; 60, Incropera et al., 1999; 61, Çengel et al., 2011]. De aquí se obtiene que la superficie de intercambio de calor,  $A$ , vendrá dada por

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T} \quad (2.51)$$

Atendiendo a esta ecuación, desde el punto de vista de la transferencia de calor y para un valor determinado de  $\dot{Q}$ , una diferencia de temperaturas pequeña daría lugar a una superficie de intercambio de calor excesivamente alta y, por tanto, a un alto volumen de ocupación de la máquina y a un coste elevado. Es por esta razón por la que los sistemas frigoríficos y de bomba de calor se dimensionan con diferencias de temperaturas comprendidas habitualmente entre 5 y 15 °C, y es aquí donde al diagrama  $T - s$  se le encuentra una gran utilidad por la facilidad que ofrece al dibujar las líneas isotermas (líneas horizontales, obviamente). Por otro lado, el hecho de que las superficies que quedan por debajo de las líneas represente el calor intercambiado ofrece otra gran ventaja a la hora de analizar de una forma visual, no demasiado precisa, pero sí muy práctica, la cantidad de calor intercambiado en cada proceso.

### 2.4 EL CICLO TEÓRICO DE FRÍO POR COMPRESIÓN EN BOMBAS DE CALOR.

A lo largo de la Historia se han ido desarrollando numerosos dispositivos y sistemas para enfriar. Ninguno de ellos, por el momento, ha conseguido ser tan utilizado como el sistema de frío por compresión. En el sistema de frío por compresión un fluido refrigerante realiza ciclos termodinámicos pasando por cuatro volúmenes de control, además de las correspondientes tuberías: dos intercambiadores de calor (un evaporador y un condensador), una válvula de expansión y un compresor.

Los diferentes procesos termodinámicos tienen lugar en los siguientes volúmenes de control:

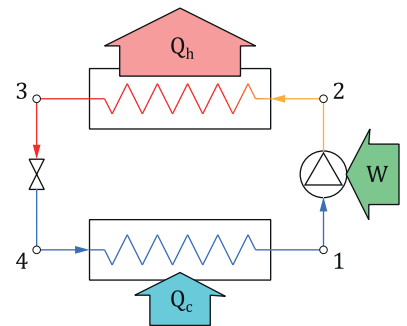


Figura 2.12. Diagrama de flujo para un sistema teórico de frío por compresión.



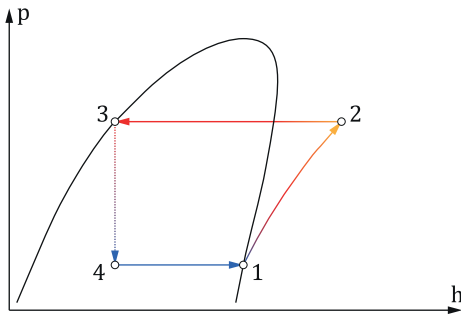


Figura 2.13. Diagrama p-h para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.

- 1→2: Compresor.
- 2→3: Condensador.
- 3→4: Válvula de expansión.
- 4→1: Evaporador.

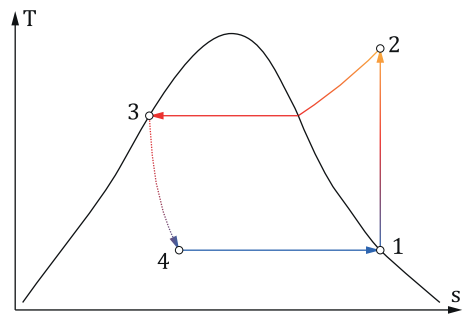


Figura 2.14: Diagrama T-s para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.

En la Figura 2.12 se dibuja el diagrama de flujo para un sistema teórico de frío por compresión, con indicación de las magnitudes energéticas intercambiadas y de los estados de entrada y salida de los volúmenes de control.

En el ciclo de frío por compresión teórico el refrigerante sigue las transformaciones que se indican en la Figura 2.13 (diagrama  $p - h$ ) y en la Figura 2.14 (diagrama  $T - s$ ), cuando el refrigerante es una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.

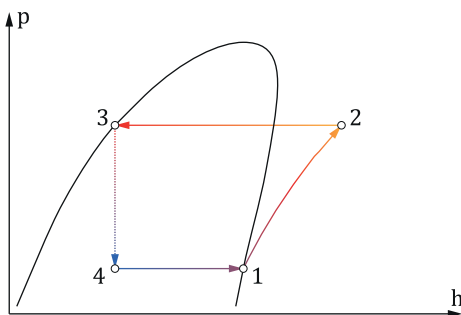


Figura 2.15. Diagrama p-h para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.

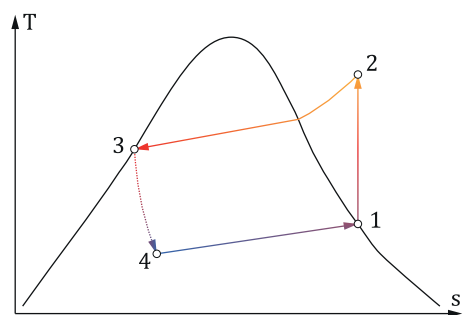


Figura 2.16: Diagrama T-s para un ciclo teórico de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.

Cuando se emplea como refrigerante una mezcla no azeotrópica las transformaciones en el diagrama  $p - h$  mantienen la misma apariencia de la Figura 2.13 (Figura 2.15), pero el diagrama  $T - s$  se dibuja como se indica en la Figura 2.16. Los colores indican la variación de temperatura.

En el evaporador el refrigerante toma calor de una fuente fría, mientras que en el condensador lo cede a la fuente caliente. En función del uso que se haga del sistema se trata de un sistema de refrigeración cuando se destina a absorber calor de la fuente fría, es decir, a *producir* frío, mientras que se trata de una bomba de calor cuando se destina a la cesión de calor a la fuente caliente, es decir, a *producir* calor.

A continuación se presenta una breve reseña del comportamiento energético de cada uno de los elementos anteriormente citados, dado que son objeto de estudio en el presente trabajo de tesis doctoral.

### 2.4.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR.

---

En los sistemas de frío por compresión simple existen básicamente dos intercambiadores de calor: un evaporador y un condensador. Como se ha visto anteriormente, en un intercambiador de calor funcionando en régimen estacionario, en el que no sean relevantes las contribuciones de las energías cinética y potencial en la ecuación del balance de energía, el calor intercambiado por unidad de tiempo y de flujo másico que circula viene dado por la diferencia entre las entalpías del flujo entre la salida y la entrada de dicho intercambiador, es decir

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = h_o - h_i \quad (2.52)$$

Si en la ecuación del balance de energía se tiene en cuenta, además, el posible trabajo, resulta

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_o - h_i \quad (2.53)$$

A primera vista parece absurdo considerar trabajo en un intercambiador de calor. Si se hacen  $\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = q$  y  $\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = w$  y se escribe la ecuación en forma diferencial, resulta

$$\delta q - \delta w = dh \quad (2.54)$$

Y como

$$dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp = \delta q + vdp \quad (2.55)$$

resulta

$$\delta w = -vdp \quad (2.56)$$

Integrando,

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = - \int_i^o vdp \quad (2.57)$$

O bien,

$$-\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \int_i^o vdp \quad (2.58)$$

Es aquí cuando tiene sentido hablar de trabajo. Más concretamente: de trabajo de rozamiento. Así, cuando el fluido que circula por el intercambiador es un fluido ideal, es decir, sin viscosidad, la igualdad anterior dará  $\int_i^o vdp = 0$ , por no existir rozamiento. De ello se desprenderá que como  $v \neq 0$ , tiene que ser  $dp = 0$  y, por tanto,  $p = \text{constante}$ . Así pues, en un intercambiador de calor por el que circulase un fluido perfecto la presión se mantiene constante y se puede decir, por tanto, que el fluido evoluciona isobáricamente. Si, por el contrario, el fluido que circula por el intercambiador es un fluido viscoso, ocurrirá un intercambio de trabajo por rozamiento y el término  $\frac{\dot{W}}{\dot{m}}$  dejará de ser nulo. El trabajo de rozamiento es realizado por el sistema (por el fluido, en este caso) por lo que, de acuerdo con el convenio de signos adoptado, es positivo. Así pues, quedará que  $\int_i^o vdp < 0$ , de donde se desprende que como siempre  $v > 0$  tendrá que ser  $dp < 0$ . Al integrar entre la entrada,  $i$ , y la salida,  $o$ , resulta  $p_o - p_i < 0$ , quedando que  $p_o < p_i$ . Por tanto, en un intercambiador de calor por el que circule un fluido viscoso siempre ocurrirá una disminución en la presión. Esta disminución en la presión es la *pérdida de carga* y visto que es nula cuando el fluido que circula es un fluido sin viscosidad, cabe esperar que cuanto menor sea aquella, menor sea la pérdida de carga.

La pérdida de carga siempre supone una pérdida de energía. Aunque para algunos refrigerantes (mezclas no azeotrópicas con deslizamiento, como más adelante se verá) sea

favorable en determinadas condiciones, sus efectos son, en general, indeseables, por lo que los refrigerantes deberán tener siempre viscosidades pequeñas. Hay que tener en cuenta, no obstante, que una viscosidad excesivamente pequeña puede ser causa de fugas de refrigerante del circuito.

En el modelado y análisis del comportamiento de los intercambiadores de calor se emplean, básicamente, el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (Log-Mean Temperature Difference, LMTD) y el método del número de unidades de transferencia, (Number of Transfer Units, NUT). A pesar de ser los más utilizados, para conseguir un cierto grado de simplicidad, ambos parten de la hipótesis de la constancia en los calores específicos de los flujos que intervienen. En cuanto a los flujos secundarios, éstos suelen ser líquidos (agua, glicoles, salmueras, etc.) o gases (aire). En el intervalo de temperaturas y presiones habituales en que se suelen emplear en los sistemas de refrigeración y bomba de calor, se encuentra que, para líquidos, prácticamente el calor específico a presión constante,  $c_p$ , coincide con el calor específico a volumen constante,  $c_v$ , considerándose tan sólo un calor específico,  $c$ , que, además, es prácticamente independiente de la temperatura, por lo que en este caso la hipótesis de partida que sugieren los métodos LMTD y NUT es aceptable.

Cuando el flujo secundario es aire (seco o húmedo sin condensación) éste tiene un comportamiento próximo al del gas ideal dentro del intervalo de temperaturas y presiones habituales (próximas a la atmosférica) que se suelen emplear en los sistemas de refrigeración y bomba de calor. También es habitual que, en ese intervalo de temperaturas, sus calores específicos no cambien apreciablemente, por lo que es aceptable el modelo de gas perfecto y también en este caso los métodos LMTD y NUT ofrecen resultados admisibles. Sin embargo, cuando las temperaturas no son las habituales, los calores específicos de los gases ideales muestran una dependencia de la temperatura que, de no considerarse (y en los modelos LMTD y NUT no se considera) da lugar a errores que obligan a cotejar los resultados con el comportamiento real. Lo mismo ocurre cuando se alcanza la temperatura de rocío y el vapor de agua condensa.

En cuanto al flujo primario de refrigerante, es habitual que éste tenga calores específicos que muestren fuertes dependencias de la presión y de la temperatura. En este caso, los resultados ofrecidos por la modelización LMTD y NUT son muy mejorables y vuelven a obligar a su comparación con los resultados reales.

El método SEWTLE (Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations), desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia, emplea un análisis por volúmenes finitos teniendo en cuenta todas las variaciones de propiedades de los fluidos, tanto primarios

como secundarios, y dando así resultados que son tanto más aceptables cuanto menor sea el volumen de cada elemento considerado, lo que es habitual en cualquier análisis por elementos finitos [62, Asinari, 2004; 63, Corberan, 2001; 64, Corberán & Royo, 2003]. En este sentido, una distribución de un gran número de volúmenes de control exige una mayor potencia de cálculo pero da lugar a una mayor precisión en los resultados. Una distribución con un número pequeño de volúmenes de control da lugar a una menor precisión en los resultados pero exige una menor potencia de cálculo. El estado actual de los ordenadores hace innecesaria una distribución de volúmenes de control de gran tamaño (y menor número, por tanto) y, además, los tiempos de cálculo, en intercambiadores habituales, acaban reduciéndose a unos segundos.

A continuación se presenta en detalle un estudio energético de cada uno de los intercambiadores de calor.

#### 2.4.1.1 Evaporador.

El evaporador es el intercambiador en el que el refrigerante absorbe calor de la fuente fría. Para ello, el refrigerante tiene necesariamente que encontrarse a una temperatura inferior a la de su entorno, en virtud del Enunciado de Clausius del Segundo Principio de la Termodinámica. En la Figura 2.17 se describe gráficamente, empleando el diagrama  $T - s$ , la ubicación de las presiones en los intercambiadores de calor para una sustancia pura o una mezcla azeotrópica. Las flechas indican el sentido de la energía intercambiada como calor. Cuando una sustancia pura (o una mezcla azeotrópica) se evapora a presión constante, se mantiene también constante la temperatura. Por otro lado, en un intercambiador por el que circule un fluido sin pérdidas de carga, la presión permanecerá constante, como se ha visto.

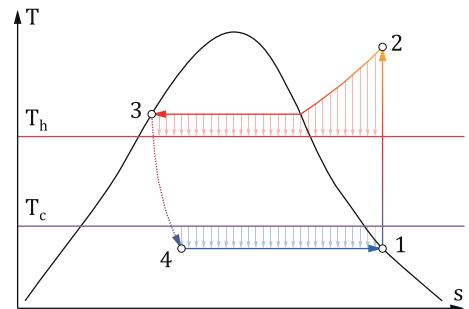


Figura 2.17: Determinación de las presiones en los intercambiadores en función de las temperaturas de los sistemas con los que intercambian calor para una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.

Este hecho se aprovecha en los evaporadores para, una vez conocida la temperatura de la fuente fría, fijar la presión del refrigerante en el evaporador. En un evaporador en el que el refrigerante intercambie calor con aire atmosférico, para evitar posibles entradas de aire en el circuito es conveniente que el refrigerante se encuentre a una presión superior a la atmosférica. Pero, por otro lado, una presión demasiado superior a la atmosférica podría dar lugar a fugas de refrigerante al ambiente y también obligaría a dimensionar un evaporador

con unas paredes excesivamente gruesas, lo que iría en detrimento del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador y obligaría a disponer de una mayor superficie de intercambio, es decir, a un evaporador más voluminoso, más pesado y, por consiguiente, más caro. Además, conviene recordar que en la definición del  $EER$  y el  $COP$  aparece en el denominador la diferencia de temperaturas medias de intercambio de calor,  $T_{mh} - T_{mc}$ , y ésta es tanto mayor cuanto menor sea  $T_{mc}$ , dando lugar a una disminución en ambos parámetros y un aumento, por tanto, en los costes de funcionamiento.

Los refrigerantes puros y mezclas azeotrópicas son fluidos reales y, como tales, tienen una viscosidad que aunque suele ser pequeña, no es nula, lo que da lugar a pequeñas disminuciones en la presión del flujo de refrigerante a medida que va avanzando por el intercambiador, como se ha visto.

Estas pérdidas de carga son estrictamente disminuciones en la presión, pero a menudo, y sobre todo en el entorno del frío, se hace referencia a ellas como cambios de temperatura, midiéndose en  $K$  o en  $^{\circ}C$ . Estos cambios de temperatura van ligados a las temperaturas de saturación de cada refrigerante, a su vez ligadas a las presiones de saturación. Por este motivo, cuando se miden las pérdidas de carga en  $^{\circ}C$  es necesario especificar el refrigerante al que se refieren. En la Figura 2.18 se describe gráficamente empleando el diagrama  $T$ - $s$  el efecto de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor a medida que el flujo avanza cuando éste es de una sustancia pura o mezcla azeotrópica.

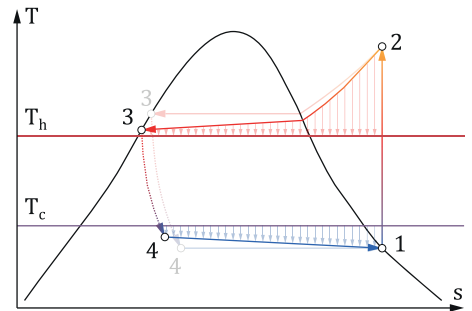


Figura 2.18: Efecto de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor de un ciclo de frío por compresión realizado por una sustancia pura o una mezcla azeotrópica.

En cuanto a las mezclas no azeotrópicas, es necesario considerar el efecto del deslizamiento de temperatura, es decir, el cambio en la temperatura que tiene lugar desde la condensación (o punto de burbuja) hasta la ebullición (o punto de rocío, que no hay que confundir con la temperatura de rocío del aire húmedo), a presión constante (ver Figura 1.30, página 34). En las mezclas no azeotrópicas, a una misma presión la temperatura del punto de rocío siempre es más alta que la temperatura del punto de burbuja.

Por tanto, en un evaporador en el que no hubiera pérdidas de carga, a medida que el flujo de refrigerante avanzase por él, su temperatura iría aumentando. Siendo así, la diferencia de temperatura entre el refrigerante y su entorno (a una temperatura inferior) iría

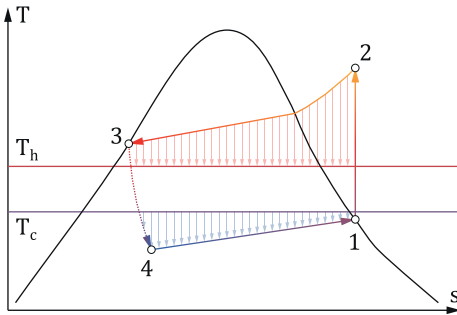


Figura 2.19: Determinación de las presiones en los intercambiadores en función de las temperaturas de los sistemas con los que intercambian calor para una mezcla no azeotrópica.

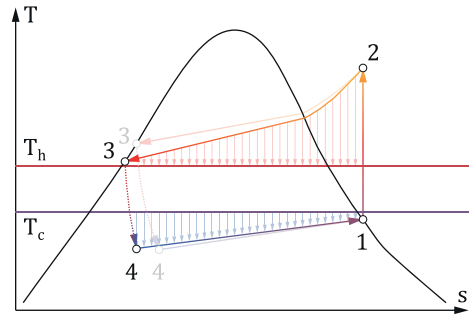


Figura 2.20: Efecto de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor de un ciclo de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.

disminuyendo al avanzar el refrigerante por el evaporador, dando lugar su sobredimensionamiento, como se ha visto.

En la Figura 2.19 se ofrece una visualización en el diagrama  $T - s$  del efecto del deslizamiento de temperaturas sobre la determinación de las presiones en los intercambiadores.

Sin embargo, en un evaporador en el que se produjeran unas pérdidas de carga de orden similar al deslizamiento de temperaturas del refrigerante se podría llegar a conseguir el mantenimiento de una diferencia de temperaturas con el entorno prácticamente constante o incluso aumentar, lo que confiere a las mezclas no azeotrópicas una ventaja con respecto a las sustancias puras y a las mezclas azeotrópicas en todo lo referido al dimensionamiento del evaporador.

En la Figura 2.20 se visualizan, en el diagrama  $T$ - $s$ , los efectos de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor para un ciclo de frío por compresión realizado por una mezcla no azeotrópica.

#### 2.4.1.2 Condensador.

El condensador es el intercambiador de calor en el que el refrigerante cede calor a la fuente caliente. Para ello, el refrigerante tiene necesariamente que encontrarse a una temperatura superior a la de su entorno en virtud, nuevamente, del Enunciado de Clausius del Segundo Principio de la Termodinámica.

El refrigerante sale siempre del compresor como vapor sobrecalentado, es decir, vapor a una temperatura superior a la de ebullición que le corresponda a su presión. El refrigerante, tras salir del compresor pasa al condensador.

En un condensador por el que circule como refrigerante una sustancia pura o una mezcla azeotrópica, y en el que no hubiera pérdidas de carga, ocurriría inicialmente un enfriamiento a presión constante y, una vez alcanzada la temperatura de saturación, un proceso de condensación, a presión y temperatura constantes (ver Figura 2.17 en página 77). Este hecho se aprovecha en los condensadores para, una vez fijada la temperatura de la fuente caliente, fijar la presión en el condensador. El razonamiento para fijar la presión en el condensador es similar al seguido en el evaporador, salvo por el hecho de que en el condensador la temperatura varía durante el enfriamiento inicial a presión constante hasta la saturación. La temperatura que se ha de tomar como referencia para fijar la presión ha de ser, pues, la mínima temperatura del proceso de cesión de calor que, según lo dicho hasta ahora, es la de saturación. Así pues, en principio cuanto mayor sea la presión en el condensador, mayor será la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y su entorno y, por tanto, se podrá dimensionar un condensador con una menor superficie de intercambio de calor, menos voluminoso, menos pesado y, por tanto, más barato. Ahora bien: una presión excesivamente alta en el condensador da lugar, en su dimensionamiento, a unas paredes excesivamente gruesas, lo que origina un coeficiente global de transferencia de calor bajo, obligando a un sobredimensionamiento en la superficie de transferencia, es decir, dando un condensador excesivamente voluminoso, pesado y caro. Además, nuevamente conviene recordar que en la definición del *EER* y del *COP* aparece en el denominador la diferencia de temperaturas medias de intercambio de calor,  $T_{mh} - T_{mc}$ , y ésta es tanto mayor cuanto mayor sea  $T_{mh}$ , dando lugar a una disminución en estos parámetros relacionados con la eficiencia y a un aumento, nuevamente, de los costes de funcionamiento.

Cuando se consideran los refrigerantes como fluidos reales y, por tanto, con viscosidad no nula, hay que tener en cuenta que al avanzar el flujo por el condensador se producirá una pérdida de carga en él (ver Figura 2.18 en página 78).

Para mezclas no azeotrópicas el razonamiento es exactamente el mismo para el proceso inicial de enfriamiento a presión constante que el seguido para sustancias puras y mezclas azeotrópicas (ver Figura 2.19 y Figura 2.20 en página 79). Sin embargo, en cuanto comienza la condensación en el punto de rocío es pertinente considerar la existencia del deslizamiento de temperaturas. Como la temperatura de rocío es mayor que la de burbuja a la misma presión, en un condensador en el que no se considerase la pérdida de carga, una vez alcanzada la saturación en el punto de rocío, el flujo iría disminuyendo su temperatura a medida que



avanzase por él, disminuyendo, por tanto, la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y su entorno, y dando lugar, en la fase de dimensionamiento de la instalación, a un aumento de la superficie de transferencia en el condensador, es decir, un condensador, en definitiva, más voluminoso y, por tanto, más caro.

Pero la consideración de las pérdidas de carga en el condensador para mezclas no azeotrópicas, lejos de no mejorar los resultados para el condensador (como ocurría para el evaporador), los empeora. Efectivamente, si se consideran las pérdidas de carga del refrigerante en el condensador, se observa que al disminuir la presión, disminuye aún más la temperatura del refrigerante que cuando se desconsideran dichas pérdidas de carga.

Siendo así, disminuye la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y su entorno, y esto lleva a un dimensionado del condensador con una mayor superficie de transferencia de calor, más voluminoso y, por tanto, más caro. Por tanto, bajo el punto de vista del condensador las mezclas no azeotrópicas quedan en desventaja con relación a las sustancias puras y mezclas azeotrópicas.

#### 2.4.2 COMPRESOR.

---

El compresor es el encargado de aumentar la presión del refrigerante, además de hacerlo fluir. Empleando la ecuación del balance de energía para un compresor en el que las contribuciones de las energías cinética y potencial fuesen irrelevantes y que funcionase en régimen estacionario, como ya se ha visto, resulta

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_o - h_i \quad (2.59)$$

Por tanto, la potencia requerida en la compresión viene dada por:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_i - h_o) + \dot{Q} \quad (2.60)$$

Si el refrigerante evoluciona adiabáticamente resultará  $\dot{Q} = 0$  y entonces la potencia requerida vendrá dada por

$$\dot{W} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (2.61)$$

Más adelante se dedica atención al calor intercambiado por unidad de tiempo,  $\dot{Q}$ . El trabajo mínimo requerido en la compresión se obtendrá, para un estado de entrada determinado y, por tanto, para una  $h_i$  fijada, cuando el valor de  $h_o$  sea mínimo. Para obtener el mínimo valor posible de  $h_o$  en una compresión adiabática es necesario recurrir al balance de entropía [6, Moran & Shapiro, 2012]. Si se aplica la ecuación (2.39) a un proceso adiabático ( $\dot{Q} = 0$ ) realizado en un volumen de control en el que hay una entrada y una salida de masa, y que evoluciona en régimen estacionario, resulta

$$\frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}} = s_o - s_i \quad (2.62)$$

Los valores admitidos para  $\dot{\sigma}$  son siempre positivos (en procesos irreversibles) o nulos (en procesos reversibles), es decir,  $\dot{\sigma} \geq 0$ . Como  $\dot{m} > 0$ , tendrá que ser

$$s_o \geq s_i \quad (2.63)$$

Por tanto, la entropía del estado de salida,  $s_o$ , tendrá que ser mayor o igual que la entropía del estado de entrada,  $s_i$ , pero nunca menor. Esto supone una limitación importante para el estado de salida, que permite obtener el valor mínimo para la entalpía del estado de salida,  $h_e$ , que será la que corresponda al estado que tenga la misma entropía,  $s_o$ , que la del estado de entrada,  $s_i$ . La entalpía en ese estado es  $h_{os}$ . La mínima potencia requerida en la compresión adiabática,  $\dot{W}_s$ , resulta:

$$\dot{W}_s = \dot{m}(h_i - h_{os}) \quad (2.64)$$

La potencia  $\dot{W}_s$  siempre es menor que la potencia  $\dot{W}$  porque la entalpía  $h_{os}$  siempre es menor que la entalpía  $h_o$ <sup>5</sup>. Es importante tener en cuenta que esto es así porque la entalpía del estado de entrada en el compresor,  $h_i$  es siempre menor que la entalpía del estado de salida, dando una potencia negativa que, según el convenio de signos adoptado es, obviamente, potencia absorbida. Así, se define el rendimiento isoentrópico del compresor como la relación entre el trabajo (o trabajo por unidad de tiempo, potencia) que el compresor necesitaría como mínimo y el que realmente necesita, es decir,

---

<sup>5</sup> Hay que hacer notar que esto sucede cuando el compresor es adiabático. Si se refrigera el compresor, el calor intercambiado sería distinto de cero (negativo) y podrían obtenerse, en la salida, valores de entropía inferiores a los de entrada, como se analiza posteriormente.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}} = \frac{\dot{m}(h_i - h_{os})}{\dot{m}(h_i - h_o)} = \frac{h_i - h_{os}}{h_i - h_o} \quad (2.65)$$

Si en la ecuación (2.60) se considera el término correspondiente al calor intercambiado por unidad de tiempo, la potencia intercambiada por unidad de flujo másico viene dada por la ecuación (2.58). De la interpretación geométrica de la integral  $\int_i^o v dp$  se deduce que  $\frac{W}{m}$  es igual a la superficie (en valor absoluto) que queda a la izquierda de la línea que describe el proceso de compresión en el diagrama  $p - v$ . Así, cuanto menor sea la pendiente de dicha línea, menor superficie quedará entre ella y el eje de ordenadas y menor será, por tanto, el valor de  $\frac{W}{m}$ . A menudo en un proceso de compresión se establece una dependencia entre la presión y el volumen del tipo  $pv^n = K$ .

En la Figura 2.21 se representan dos procesos de compresión con  $n = 1,4$  y con  $n = 1$  en el diagrama  $p - v$ .

Los procesos que cumplen esta ecuación se denominan procesos politrópicos. En ella,  $n$  es el índice de politropía. Cuando se representa la ecuación  $p = \frac{K}{v^n}$  en un diagrama  $p - v$ , a partir del mismo estado inicial y hasta la misma presión final, se observa que el estado final queda más desplazado a la derecha cuando mayor sea el valor del índice de politropía  $n$ , como se puede apreciar en la Figura 2.21, dando lugar entonces a un valor superior de  $\frac{W}{m}$ . Es deseable, pues, un valor de  $n$  lo más pequeño posible.

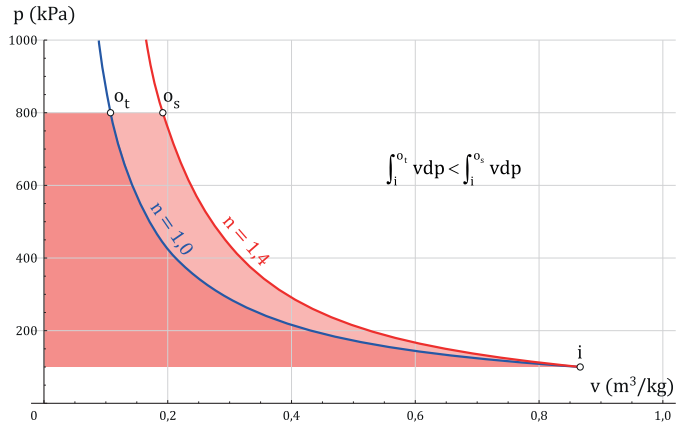


Figura 2.21. Comparación de trabajos de compresión en función del índice de politropía,  $n$ .

Se puede extraer una conclusión aplicable si se considera el proceso de compresión de una sustancia que se comporta como gas perfecto. Para un proceso de compresión adiabático y reversible,  $n = 1,4$ , mientras que si la compresión es isoterma,  $n = 1$ . Así, es más interesante la compresión isoterma puesto que en ella se consume menos potencia.

Los refrigerantes que se comprimen en los compresores de las bombas de calor pueden o no comportarse como gases ideales: para cada refrigerante en cada estado del proceso de compresión habría que calcular cuánto vale su factor de compresibilidad,  $Z$ , partiendo de sus propiedades en el punto crítico, presión y temperatura críticas,  $p_c$  y  $T_c$ , y pueden o no mantener constantes sus calores específicos. Es decir, los refrigerantes que se comprimen en

los compresores de las bombas de calor pueden o no comportarse como gases perfectos. Se podría dudar, entonces, de la utilidad del razonamiento anterior, pues a pesar de no ser estricta y rigurosamente así para los refrigerantes empleados en las bombas de calor, sí que se puede comprobar que cuanto menor sea el índice de politropía del proceso de compresión, menor es la potencia intercambiada por unidad de flujo másico, resultando, por tanto, en menores costes de funcionamiento. Es interesante, por tanto, alejarse del proceso adiabático en la compresión para acercarse al proceso isoterma, lo que se consigue favoreciendo el intercambio de calor a través de las paredes del compresor mediante la disposición de sistemas de disipación del calor, ya sea añadiendo superficies adicionales o con sistemas de refrigeración.

A menudo, el proceso de compresión, aun siendo adiabático, se divide y se realiza en dos cuerpos separados de compresor, uno de baja presión y otro de alta presión. Entonces el refrigerante se enfría a la salida del compresor de baja presión y de esta forma se consigue disminuir la superficie que queda a la izquierda en el diagrama  $p - v$ , disminuyendo con ello la potencia consumida por unidad de masa de flujo. Además, cuanto más distanciadas estén las isobaras de los intercambiadores, mayor será la diferencia de entalpías entre los flujos entrante y saliente del compresor y mayor será, por tanto, la potencia que requiera, su precio y sus costes de funcionamiento. Desde el punto de vista del refrigerante y de la temperatura media de cesión de calor,  $T_{mh}$ , resultan de gran interés los refrigerantes en los que la línea isentrópica que describe la compresión teórica esté lo más cerca posible de la curva de saturación del vapor, ya que cuanto más baja sea la temperatura de entrada en el condensador, tanto menor será la temperatura media de cesión de calor,  $T_{mh}$ , tanto mejor serán el *EER* y el *COP* y tanto menores serán los costes de funcionamiento.

### 2.4.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

---

La válvula de expansión es el dispositivo encargado de reducir la presión que hay en el condensador (zona de alta presión) a la del evaporador (zona de baja presión). Su ausencia provocaría que ambas presiones acabaran igualándose. Aunque entre la entrada y la salida de una válvula de expansión se produce una aceleración del flujo (muy evidente cuando los tubos tienen el mismo diámetro, ya que la expansión provoca un aumento del volumen específico), las velocidades no dan lugar a términos de energía cinética relevantes en la ecuación del balance de energía. El trabajo de rozamiento existe porque el proceso de expansión en la válvula es muy irreversible, pero su valor tampoco es relevante frente a los términos de entalpía en la ecuación del balance de energía. Si a ello se une que el proceso de expansión se

desarrolla con un intercambio mínimo de calor con el ambiente, la ecuación(2.29) queda reducida a:

$$h_i = h_o \quad (2.66)$$

Por tanto, en la válvula de expansión se mantiene constante la entalpía. Esta es una de las razones que justifican el éxito del diagrama  $p - h$  en el mundo de la refrigeración.

## 2.5 EL CICLO REAL DE FRÍO POR COMPRESIÓN EN BOMBAS DE CALOR.

En el apartado anterior se ha dado una visión general de cómo se modeliza el comportamiento energético de cada uno de los dispositivos que componen el ciclo teórico de frío por compresión. En el ciclo real suceden pérdidas de carga en los intercambiadores de calor, como se ha visto, y la compresión en el compresor se realiza adiabática pero irreversiblemente, como también se ha visto. En la Figura 2.22 y en la Figura 2.23 se muestran las diferencias entre el ciclo teórico y el ciclo real en los diagramas  $p-h$  y  $T-s$ . Los procesos que componen el ciclo teórico se muestran atenuados.

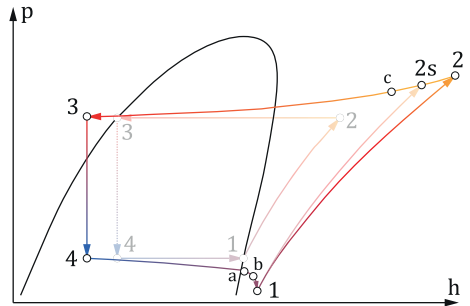


Figura 2.22. Ciclo real de frío por compresión en el diagrama  $p-h$ .

El estado de salida del evaporador es el estado a. Este estado no está sobre la curva de saturación del vapor, es decir, no es vapor saturado como ocurre en el ciclo teórico, sino vapor ligeramente sobrecalentado. Si no hay intercambio de calor apreciable en el tubo entre el evaporador y el compresor, el vapor ligeramente sobrecalentado entra en el compresor en el estado a. En los compresores utilizados habitualmente, el flujo frío que sale del evaporador y entra en el compresor se sobrecalienta dentro de éste con el calor que le cede el flujo caliente que sale comprimido del cilindro del compresor, con el objeto de asegurar que en el cilindro del compresor no entran gotas de líquido. El flujo entra en el cilindro del compresor en el estado b. Al entrar en el cilindro, el flujo atraviesa un estrechamiento que es el espacio que queda entre la pletina que se levanta y el bloque del

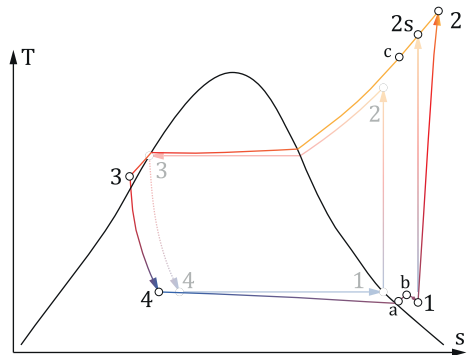


Figura 2.23. Ciclo real de frío por compresión en el diagrama  $T-s$ .

compresor, dando lugar a un ligero efecto de estrangulamiento que, aunque bastante leve, supone que el flujo entre en el cilindro en el estado 1.

El flujo se comprime en el compresor hasta el estado 2, que tiene una entropía superior a la del 2s. El estado 2s es un estado de referencia; no existe en la máquina, sólo sirve para determinar el estado 2. La entalpía de 2 es, también, mayor que la entalpía de 2s, por lo que el trabajo de compresión desde el estado 1 hasta el estado 2 será mayor que el correspondiente desde 1 hasta 2s. Ambos se relacionan, como se ha visto, con el rendimiento isoentrópico del compresor. El flujo sale del cilindro del compresor en el estado 2 y se enfría ligeramente, cediendo calor al flujo que en la entrada del cilindro se calienta desde el estado a hasta el estado b. Sale del compresor en el estado c. Si el calor intercambiado en el tubo desde el compresor hasta el condensador es irrelevante, el flujo entra en el condensador en el estado c.

El flujo se va enfriando a medida que va avanzando por el condensador, disminuyendo su presión en la correspondiente pérdida de carga. Cuando el estado del flujo alcanza la curva de saturación del vapor, la disminución de la temperatura es únicamente la que corresponde a la disminución en la presión debida a la pérdida de carga. El flujo sale del condensador como líquido subenfriado en el estado 3 y entra en la válvula, donde se estrangula hasta la presión del evaporador, en el estado 4.

Con este subenfriamiento se consigue que tanto el condensador como el evaporador intercambien más calor, como se puede apreciar en el diagrama T-s que se presenta en la Figura 2.23, donde se puede apreciar que las superficies que quedan por debajo de las líneas que describen las transformaciones en los intercambiadores de calor son mayores [34, EE IIT, 2008].



3

**S**OFTWARE DE  
SIMULACIÓN EN  
REFRIGERACIÓN:

**A**PLICACIÓN RefCOMP.





De todo lo visto en el capítulo anterior se deduce que, aunque se podría afirmar que el conocimiento del comportamiento energético de los sistemas de frío por compresión de ciclo simple se encuentra en un momento avanzado, son demasiados los parámetros que intervienen, y que interactúan entre sí, como para poder establecer relaciones simples entre ellos que permitan extraer conclusiones rápidas y precisas para predecir cómo se comportará exactamente una máquina en unas condiciones determinadas.

A ello, conviene añadir que estas máquinas suelen funcionar en regímenes transitorios y esto complica notablemente la comprensión de su comportamiento energético. Siempre se puede sustituir un régimen transitorio por muchos regímenes estacionarios muy próximos entre sí, pero no cabe duda de que esta simplificación en función de una mayor simplicidad conlleva un error que es necesario evaluar.

El conocimiento ha ido empleando todas las herramientas a su alcance y es así como ha llegado al momento actual, en el que con la revolución que ha tenido lugar en los últimos años en lo que se refiere a las Tecnologías de la Información y la Comunicación (TIC), en cuya evolución vertiginosa nos encontramos inmersos, existen ya muchas aplicaciones informáticas que permiten realizar simulaciones en refrigeración.

Algunas de estas aplicaciones, como es la empleada en esta tesis, realizan simulaciones muy profundas y exhaustivas, abordando los problemas desde todos los puntos de vista involucrados (Termodinámica, Mecánica de Fluidos, Transferencia de calor y Psicrometría), y desarrollando, incluso, procedimientos propios de modelado con los que obtener mejores resultados e incluyendo información de los equipos más adecuados a cada uso.

Otras se limitan a abordar simplemente la determinación de propiedades termodinámicas o, incluso, llegando, en un nivel de sencillez que podría considerarse extremo (pero no por ello menos útil, en función de los objetivos en cada caso), a comparar, simplemente, presiones de saturación en función de temperaturas (o temperaturas de saturación en función de presiones) para unos cuantos refrigerantes.

La irrupción en el mercado de los ahora llamados Smartphone también ha supuesto una revolución. Un Smartphone es, actualmente, un pequeño ordenador. Pequeño por el tamaño, pero no por la potencia, aunque no llegue al nivel de un ordenador. En la actualidad se emplean mayoritariamente tres sistemas operativos: Android, iOS y Windows Phone. En las tiendas virtuales de estos tres sistemas operativos pueden encontrarse Aplicaciones (llamadas, en la jerga, "App") para refrigeración. Algunas son gratuitas y otras, de pago. Casi todas las de pago disponen de versión gratuita. En algunos casos, la versión gratuita es plenamente operativa pero incluye publicidad. En otras, sin incluir publicidad, la versión o no

es plenamente operativa y tiene funciones deshabilitadas, o lo es, pero funciona durante un período de tiempo limitado tras el cual deja de funcionar obligando a la compra de la versión original.

En casi todas las App las actualizaciones son gratuitas y se realizan automáticamente en todos los sistemas operativos, lo cual no deja de ser una ventaja que en el ordenador, aunque empieza a implantarse, no es aún frecuente. Aunque el futuro no muy lejano parece apuntar al uso de los Smartphone en todos los ámbitos (y quizás también en éste), el estado actual apunta más al uso de ordenadores para la simulación en refrigeración.

Existen una buena multitud de aplicaciones y programas útiles en el mundo del frío. Algunos de estos programas se describen, muy someramente, a continuación.

#### 3.1 SOFTWARE DE SIMULACIÓN EN REFRIGERACIÓN.

El abanico de aplicaciones es muy amplio, así como el nivel de profundización de cada una de ellas, y también lo es el abanico de precios. Muchas de estas aplicaciones, y normalmente las más sencillas, son gratuitas. Algunas, incluso, son ofrecidas por los fabricantes de los refrigerantes en la Web para su descarga libre con el objeto de facilitar el trabajo de los diseñadores de estos equipos con sus refrigerantes. Otras requieren de una pequeña donación y, las menos, tienen unos precios comparativamente altos por lo exhaustivo del estudio que realizan (como la empleada en esta tesis) amortizándose cuando la dedicación profesional es al diseño o proyecto en refrigeración.

En este apartado se hace una breve descripción de algunas de las aplicaciones que se han considerado más útiles para el análisis de sistemas de refrigeración y bomba de calor por compresión de vapor.

##### 3.1.1 REF\_CICL.

---

De todos es conocido el programa Excell que forma parte del paquete de Windows Office. Se ha valorado la inclusión de Ref\_Cicl en este apartado porque no se trata, en sí, de un programa para simulación en refrigeración, sino de un desarrollo en Excell que permite simulaciones sencillas de ciclos de refrigeración en las siguientes configuraciones: ciclo simple, ciclo en cascada, triple ciclo en cascada, ciclo con enfriamiento intermedio, ciclo con inyección parcial y ciclo con inyección total [65, Fernández Temprano, 2014].

El trabajo ha sido realizado recientemente como Proyecto de Fin de Carrera en el Grupo de Investigación Reconocido de Termotecnia de la Universidad de Valladolid. Incluye un gran número de refrigerantes gracias a la utilización de dos archivos de biblioteca de vínculos dinámicos (DLL, Dynamic-Link Library), que son “refprop.dll” y “refprp64.dll”, con los que se tiene acceso a las propiedades de los refrigerantes contenidos en las carpetas “fluids” y “mixtures”. Esto otorga a este desarrollo una gran versatilidad y facilidad de actualización con nuevos refrigerantes.

#### 3.1.2 TERMOGRAF.

---

Termograf no es en sí un programa de simulación [66, Grupo de Didáctica de la Termodinámica de la Universidad de Zaragoza, n.d.]. Es más bien un programa didáctico que aunque también permite una simulación sencilla, sirve muy bien para entender el comportamiento de cada uno de los elementos del ciclo. Aunque cumple perfectamente el objetivo para el que ha sido desarrollado, su empleo para simulación en refrigeración debería permitir la inclusión, de una manera más sencilla, de los procesos reales, tanto en lo referido a pérdidas de carga en intercambiadores, líneas de aspiración y descarga, etc., como irreversibilidades de compresor, tanto desde el punto de vista de las propiedades termodinámicas afectadas como desde el de las pérdidas mecánicas. De la misma forma, para poder emplear Termograf para simulación en refrigeración se deberían incluir más refrigerantes.

No obstante, el entorno gráfico que emplea Termograf le otorga una grandísima facilidad de manejo por ser prácticamente intuitivo desde que el usuario lo inicia por primera vez, lo que constituye la gran aportación de este programa.

#### 3.1.3 COOLPACK.

---

CoolPack es una colección de programas de simulación que pueden utilizarse para diseño, dimensionado, análisis y optimización de sistemas de refrigeración [67, Jakobsen, 1999; 68, Danmarks Tekniske Universitet, 2001].

Los programas de simulación en CoolPack se dividen en seis categorías, de manera que cada una de ellas es accesible por una pestaña en la ventana principal. Haciendo clic en cada pestaña se puede tener una visión de cada uno de los programas en cada categoría.

Se indican, a continuación, los contenidos de cada pestaña que son suficientemente descriptivos de lo que se pueden encontrar en ellas:

Refrigeration Utilities:

- Refrigeration Utilities.
- Refrigerant Calculator.
- Heat Transfer Fluids Calculator.

CoolTools: Cycle Analysis:

- One-stage cycle with DX evaporator.
- One-stage cycle with flooded evaporator.
- Two-stage cycle – DV evaporators, one-stage compressors.
- Two-stage cycle – Liquid injection in suction line, one-stage compressors.
- Two-stage cycle – Liquid injection in suction line, two-stage compressors.
- Two-stage cycle – Flooded evaporators, open intercooler.
- Two-stage cycle – Flooded evaporators, closed intercooler.
- Combination of one-stage cycles, subcooling or Liquid for low temperature cycle.
- Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system.
- One-stage transcritical cycle with CO<sub>2</sub>.
- Two-stage transcritical cycle with CO<sub>2</sub>, no intermediate load.

CoolTools: Design:

- Design tools for a ONE-STAGE cycle with DX evaporator.

CoolTools: Evaluation:

- Evaluation of operation and energy saving options – Constant compressor capacity.
- Evaluation of operation and energy saving options – Step wise variable compressor capacity.

CoolTools: Auxiliary:

- Compressor – isentropic and volumetric efficiencies.
- Evaporator – UA-Value.
- Condenser – UA-Value.
- Air cooler – cooling and dehumidification of moist air.

- Gas pipes – pressure drop and heat transfer.
- Liquid pipes – pressure drop and heat transfer.
- Refrigerants – Thermodynamical og thermophysical (transport) properties.
- Moist air – Thermodynamical og thermophysical (transport) properties.
- Comparison of three refrigerants in a simple refrigeration cycle.
- Cooling demand for a cold room.
- Cooling demand for a liquid cooler.
- Cooling demand for a display cabinet.
- Cooling demand for an air-conditioned room.
- Life cycle cost.

Dynamic:

- Dynamic Cooling.

Como se puede apreciar, CoolPack es el programa más completo de todos los analizados y gratuitos.

#### 3.1.4 SOLKANE.

---

Solkane es un software dedicado a la visualización de propiedades termodinámicas, físicas y químicas de los refrigerantes fabricados por Solvay, entre los que se encuentran los más utilizados actualmente. Permite obtener tablas de propiedades termodinámicas tanto como vapor húmedo como sobrecalentado, con sus correspondientes diagramas, tanto presión-entalpía como temperatura-entropía [69, Anon, 2016a].

Aporta información útil acerca del transporte y embalaje, datos físicos, información sobre seguridad, datos de medio ambiente, estabilidad, relación con metales, elastómeros, agua..., carácter eléctrico y refrigerante sustitutivo.

También incluye una herramienta muy útil con la que se puede dimensionar de una manera muy básica, pero efectiva, una instalación de frío en la configuración de ciclo simple.

#### 3.1.5 BPFRIIO.

---

BPFrio es un programa desarrollado por el Departamento de Termodinámica Aplicada (DTRA) de la Universidad Politécnica de Valencia que sirve para el dimensionamiento de

instalaciones frigoríficas [70, Grupo de Ingeniería Térmica de Procesos Industriales, 2015]. Es un programa muy utilizado en el entorno de la industria Agroalimentaria.

Está compuesto por cuatro subprogramas: el primero se dedica a la determinación de propiedades termodinámicas de refrigerantes, el segundo sirve para modelizar el ciclo termodinámico realizado por el refrigerante en la instalación (pudiendo abordar el estudio de ciclos simples y dobles, y con la posibilidad de incluir varios evaporadores a distintas temperaturas), el tercero sirve para dimensionar tanto cámaras frigoríficas como túneles de congelación a partir de un estudio de cargas térmicas (para el que el programa aporta una gran cantidad de datos muy útiles como son coeficientes de transferencia de calor de diversos materiales y calores específicos y densidades de productos, teniendo en cuenta, también, caudales de renovación y ubicación), y el cuarto se dedica al dimensionado de las tuberías, calculando los diámetros en las de aspiración y descarga, considerando el retorno de aceite, y pudiendo también considerar flujo bifásico y flujo en desnivel.

Permite, además, la visualización del diagrama presión-entalpía de modo que el programa calcula todas las propiedades termodinámicas en la posición del cursor con las ecuaciones de estado del Instituto Internacional del Frio.

Incluye un útil calendario de sustitución de CFC,s y HCFC's, obtenido del Reglamento Europeo (CE) nº 2037/2000 y publicado el 29 de Septiembre de 2000.

#### 3.1.6 MOLLIER.

---

Mollier no es exactamente una aplicación destinada a la refrigeración pero se ha incluido aquí por su utilidad en el estudio de aquéllos sistemas cuando alguno de los fluidos secundarios es aire. Es un programa muy sencillo, compatible únicamente con Windows 8 o superior, que hace cálculos simples de estados de aire húmedo y de balances de energía y masa en procesos psicrométricos en volúmenes de control determinados [71, Tadema, 2015]. Está dividido en varias partes:

- Calculation.
- Heater.
- Cooler.
- Heat Recovery.
- Psychrometric Chart.
- Electric Power Fan.

Como característica que le diferencia del resto, señalar que toda la interacción con el usuario se hace a partir de barras de deslizamiento.

#### 3.1.7 PSICRO.

---

Al igual que Mollier, Psicro no es tampoco una aplicación destinada a la refrigeración pero, igualmente, se ha incluido aquí por su utilidad en el estudio de aquellos sistemas cuando alguno de los fluidos secundarios es aire. Psicro es un programa realizado por el Grupo FREDSOL de la Universidad Politécnica de Valencia. Gratuito, pero muy completo, avalado por Atecyr, permite visualizar el diagrama psicrométrico del aire húmedo y determinar todas sus propiedades simplemente haciendo clic sobre él [72, Grupo de Ingeniería Térmica de Procesos Industriales, 2016].

Además, facilita la visualización y el cálculo de estados y los balances de masa y energía para cualquier proceso de tratamiento del aire húmedo (mezclas de dos corrientes, paso a través de baterías calientes o frías con o sin condensación, paso a través de resistencias eléctricas, humectación con vapor o con agua, con o sin recirculación, paso a través de recuperadores, sensibles o entálpicos, etc.

## 3.2 APLICACIÓN RefCOMP.

En el mundo de la refrigeración es frecuente encontrarse con que existen algunos refrigerantes susceptibles de ser sustituidos por otros. También es posible que en una máquina determinada, algunos refrigerantes, con el mismo flujo másico, sean capaces de intercambiar más calor que otros, de consumir menos trabajo o al revés.

Como se ha visto anteriormente, están en juego las funciones de estado entalpía y entropía, y también variables de estado como es la densidad o volumen específico, presión y temperatura de ebullición, presiones y temperaturas en sobrecalentamientos y subenfriamientos, etc.

Como quiera que el número de variables involucradas en la comparación de sustancias refrigerantes es muy grande, en esta tesis se ha desarrollado una aplicación, a la que se ha llamado RefCOMP, con la que se pretende disponer de una herramienta sencilla pero efectiva para poder hacer una comparación cualitativa, visual (a nivel gráfico), del comportamiento de algunos refrigerantes a partir de las conformaciones de sus diagramas p-h y T-s.

Así, para una aplicación determinada en la que se pretenda comparar el comportamiento de dos refrigerantes bastará con seleccionarlos de entre los que se ofrecen en la aplicación y, una

vez seleccionado, también, el diagrama a comparar (entre p-h ó T-s), haciendo que aumente o disminuya la transparencia de uno u otro, quedarán evidenciadas, de una forma muy visual las diferencias entre sus comportamientos. La aplicación RefCOMP sirve, pues, para comparar las propiedades termodinámicas de refrigerantes, ya sean variables de estado, ya sean funciones de estado. Se ha realizado empleando Adobe Director 11.5 [73, Adobe Systems Software Ireland Ltd, n.d.] y no es necesaria instalación: directamente se ejecuta haciendo clic en el archivo "RefCOMP.exe". El software Adobe Director sirve para la generación de contenido multimedia.

La ubicación de los diagramas se ha realizado con el objeto de que coincidan las presiones en los diagramas p-h y las temperaturas en los diagramas T-s, y buscando siempre diagramas cuyas funciones de estado, entalpía y entropía, estén calculadas con las mismas referencias. De otra forma, la aplicación sería inútil.

La mayor parte de los diagramas empleados proceden del software Solkane. Para su introducción en RefCOMP se ha tenido la precaución de tratarlos previamente con el software de tratamiento de imágenes Adobe Photoshop [74, Adobe Systems Software Ireland Ltd, n.d.] y Adobe Illustrator [75, Adobe Systems Software Ireland Ltd, 2016].

En la carpeta ANEXOS se incluye el archivo RefCOMP.dir en el que se puede consultar el código generado abriéndolo, previamente, con el software Adobe Director, del que se puede descargar una versión Demo en la página web de Adobe.

En principio la aplicación RefCOMP está contemplada como "beta", es decir, en pruebas, hasta tanto no se defienda la presente tesis doctoral, momento a partir del cual estará disponible para su descarga libre en Internet. RefCOMP funciona en pantallas únicas o duplicadas. Si se emplea en pantallas extendidas no podrá calcular correctamente las posiciones y es posible que no funcione correctamente<sup>6</sup>.

#### 3.2.1 VENTANA DE LA APLICACIÓN RefCOMP.

---

En la Figura 3.1 se muestra la ventana principal de la aplicación RefCOMP. En la Figura 3.2.a se muestra la barra de menús de la aplicación RefCOMP. Los menús disponibles son File, Diagram, Refrigerant A, Refrigerant B y Help. La aplicación se ha desarrollado en inglés.

---

<sup>6</sup> Por limitaciones del lenguaje de programación que emplea Adobe Director (Lingo).



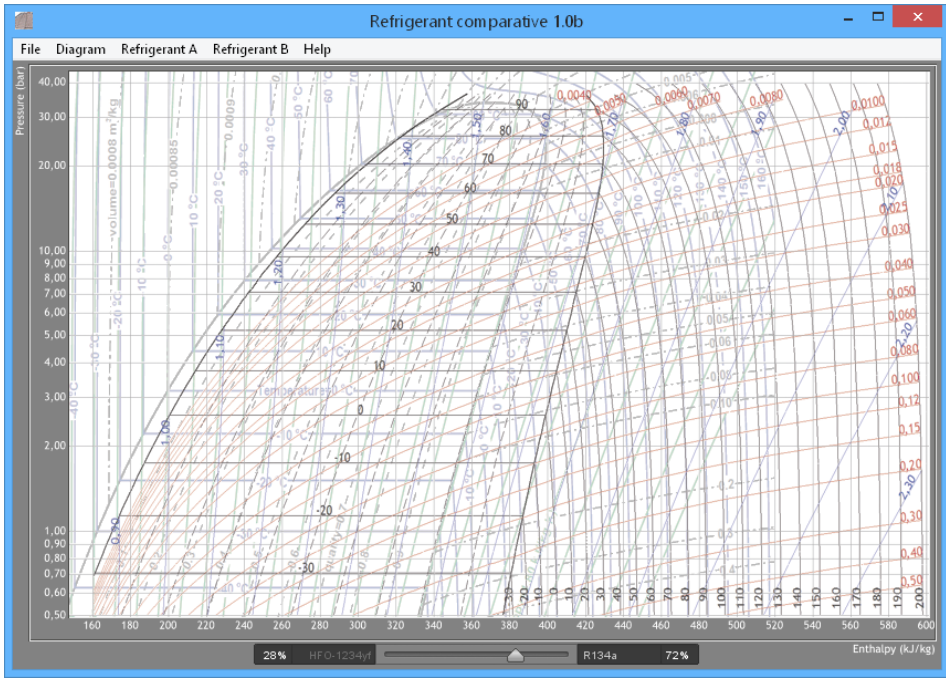
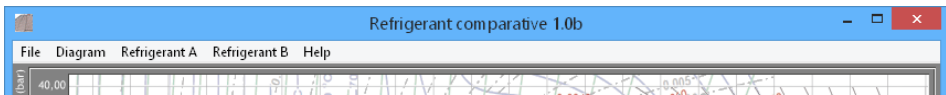


Figura 3.1. Ventana de la aplicación RefCOMP.

En la parte inferior se encuentra la barra sobre la que se puede deslizar el mando de opacidad (Figura 3.2.b) dando lugar a que un diagrama u otro tengan un opacidad mayor o menor.



(a)



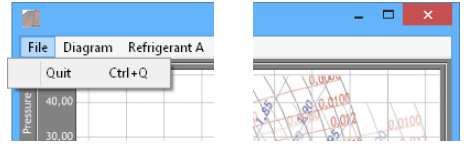
(b)

Figura 3.2. Barra de menús (a) y barra de deslizamiento de opacidad (b) de la aplicación RefCOMP.

### 3.2.2 MENÚ FILE (ARCHIVO).

El menú File (Archivo) sólo ofrece la opción (por ahora) de Salir (Quit), como se muestra en la Figura 3.3.a.

Lo mismo se puede conseguir haciendo clic en el botón de cierre, como con cualquier otra aplicación (Figura 3.3.b).



(a)

(b)

#### 3.2.3 MENÚ DIAGRAM (DIAGRAMA).

En el menú Diagram (Diagrama) se puede elegir el tipo de diagrama que quiere emplear en la comparación de los refrigerantes. Así, el diagrama p-h resulta útil si se pretende una comparación a partir de las presiones y entalpías de los refrigerantes y el T-s si la comparación se quiere hacer partiendo de las temperaturas y entropías.

Figura 3.3. Menú File (Archivo) (a) y botón Cerrar ventana (b) en la aplicación RefCOMP.

En cualquier caso, los diagramas muestran todas las líneas iso útiles para la comparación de refrigerantes. En la Figura 3.4 se muestra la apariencia de la ventana de RefCOMP con los diagramas T-s y en la Figura 3.5 la apariencia con los diagramas p-h.

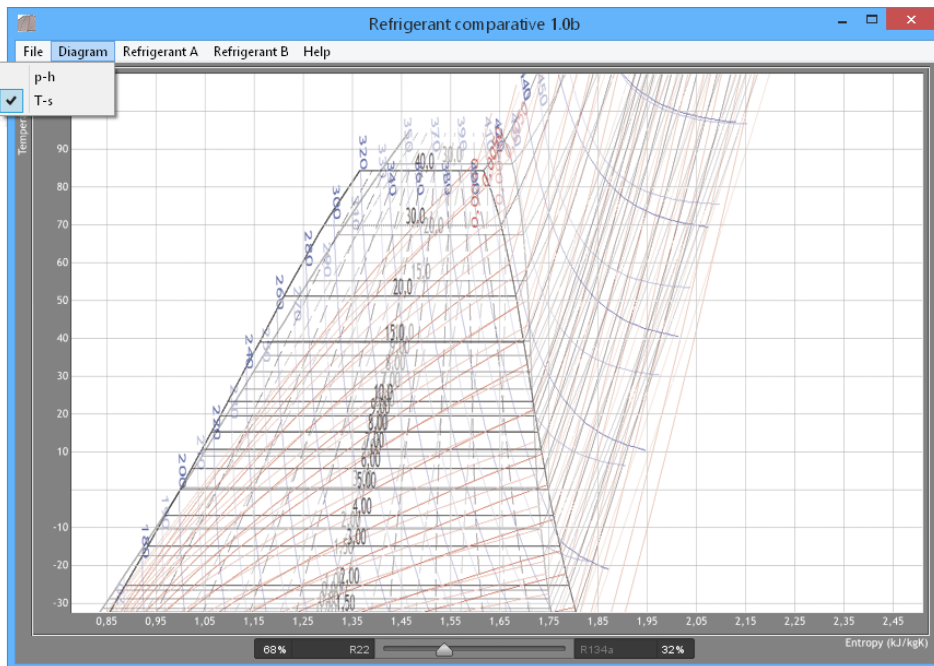


Figura 3.4. Apariencia de la ventana de RefCOMP con los diagramas T-s.

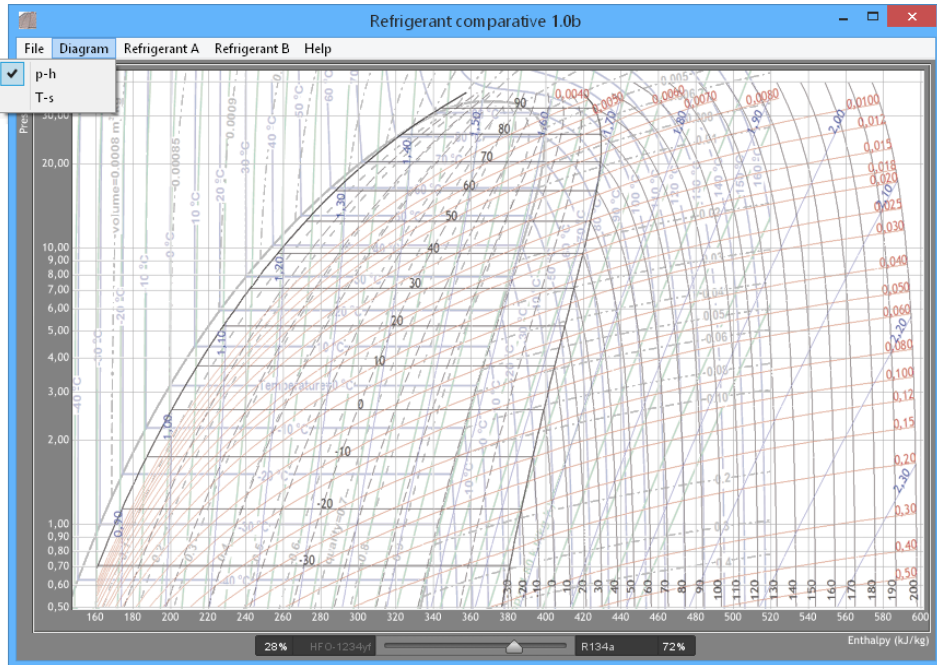


Figura 3.5. Apariencia de la ventana de RefCOMP con los diagramas p-h.

### 3.2.4 MENÚ REFRIGERANT A, REFRIGERANT B (REFRIGERANTE A Y B).

Con estos menús se puede elegir los refrigerantes cuyos diagramas se quiere comparar. Los menús se muestran en la Figura 3.6 y Figura 3.7.

Elegido un refrigerante como A, aparecerá atenuado en el menú del refrigerante B. Una marca "tic" indica en cada uno de los menús el refrigerante que está siendo visualizado.

En la barra de deslizamiento de opacidad (Figura 3.2.b) se indicará, a la izquierda, el refrigerante elegido como A, y a la derecha, el elegido como B.

### 3. SOFTWARE DE SIMULACIÓN EN REFRIGERACIÓN: APLICACIÓN RefCOM.

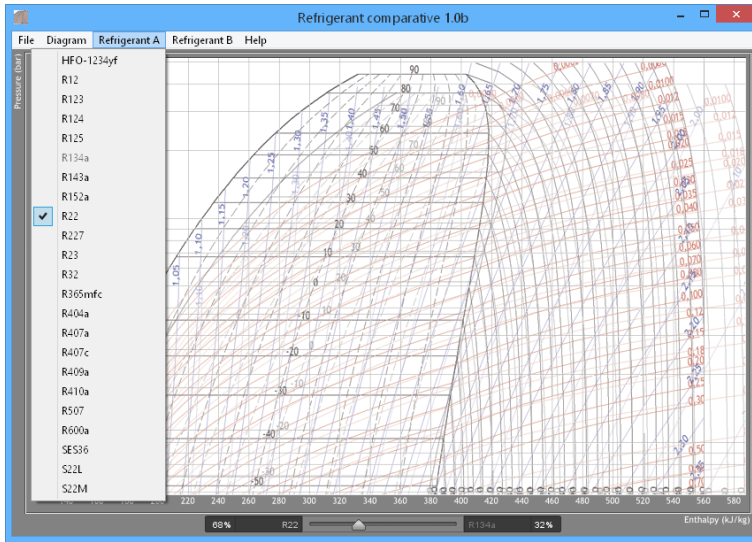


Figura 3.6. Menú de selección del refrigerante A.

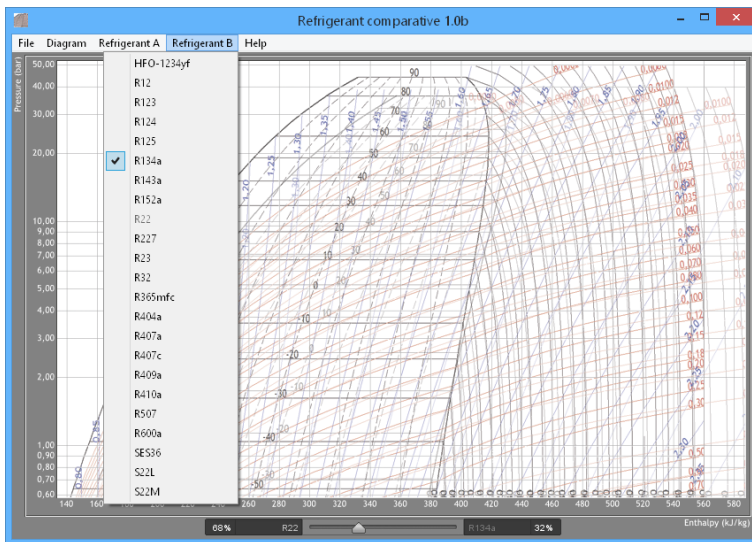


Figura 3.7. Menú de selección del refrigerante B.

## 3.2.5 MENÚ HELP.

Se ha incluido un Menú Help por mantener una coherencia de software con el existente. En él se han incluido dos opciones, que han sido la ayuda propiamente dicha (Help) y una opción (About) en la que se indica los datos de contacto.

En la Figura 3.8 se muestra el menú Help.

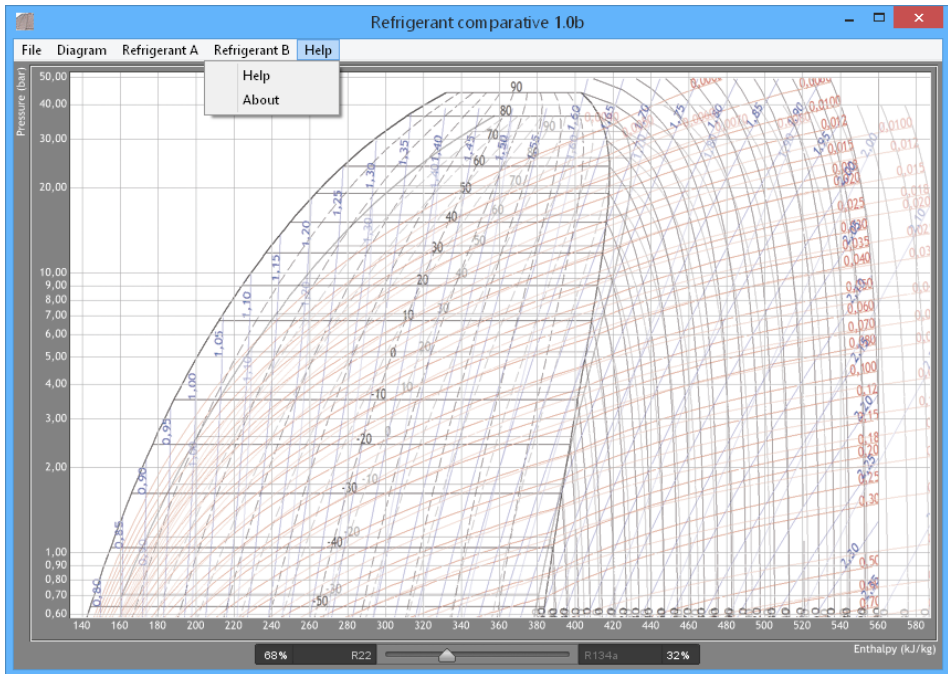


Figura 3.8. Menú Help y About.





4

**S**SOFTWARE IMST-ART.





Como se ha señalado en el capítulo anterior, existen muchos programas y aplicaciones muy útiles en el mundo del frío. De todos los analizados, tan solo CoolPack se aproxima a IMST-ART, pero no llega a ser tan completo, dado que no simula el comportamiento de los diferentes elementos que intervienen en el proceso.

De hecho, IMST-ART [76, Instituto de Ingeniería Energética, 2015] se ha convertido en los últimos años en el software de referencia más empleado, tanto a nivel científico como profesional en la simulación y la modelización del comportamiento de sistemas de refrigeración y bomba de calor.

Es por este motivo, dado que el Grupo de Investigación Reconocido de Termotecnia de la Universidad de Valladolid dispone de Licencia, por el que se ha empleado en esta tesis. En este capítulo se presenta una descripción de IMST-ART.

## 4.1 DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE.

Una vez obtenido el número de registro e introducido en el programa de instalación, se abre IMST-ART, presentando una ventana inicial vacía (Figura 4.1), pero con varios menús y accesos directos (en una barra de herramientas o Tool Bar), que serán de gran utilidad en adelante. El programa está escrito en inglés y dispone de un menú de ayuda (Help) por el que se accede al documento pdf en el que exhaustivamente se explica el funcionamiento del mismo. No obstante, y dada la orientación y el contenido de esta tesis, es procedente tanto reseñar aquí la filosofía del programa como resumir brevemente su funcionamiento.

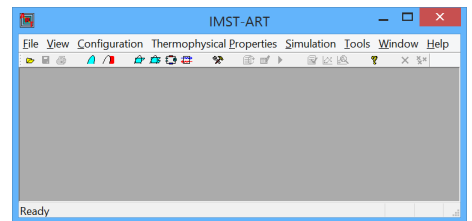





























Figura 4.1. Venta inicial.

### 4.1.1 BARRA DE HERRAMIENTAS.

Es la barra que habitualmente se encuentra debajo de los menús. La barra de herramientas puede adoptar cualquiera de las formas que se muestran, en función de la disponibilidad de las opciones que ofrece. En ella se encuentran accesos rápidos a diferentes comandos que más adelante se detallarán.

Tabla 4.1. Botones de la barra de herramientas.

| Nombre del botón.  |   | N/D <sup>7</sup>  |
|--|---|---|
| Menú Abrir (Open)  |  |   |
| Menú Guardar (Save)  |  |  |
| Menú Imprimir (Print)  |  |  |
| Propiedades en la Saturación (Saturation Properties)           |  |   |
| Propiedades como Vapor Sobrecalentado (Superheated Properties) |  |   |
| Ciclo Teórico (Theoretical Cycle)                              |  |   |
| Ciclo con Compresión en Doble Etapa (Double Stage Cycle)       |  |   |
| Ciclo Real (Working Cycle)                                     |  |   |
| Preferencias (Preferences)                                     |  |  |
| Valores por Defecto (Default Values)                           |  |  |
| Calcular (Calculate)   |  |  |
| Últimos Resultados (Last Results)                              |  |  |
| Dibujar Gráfico (Plot Graph)                                   |  |  |
| Salida Detallada (Detailed Output)                             |  |  |
| Ayuda (Help)   |  |   |
| Cerrar (Close)   |  |  |
| Cerrar Todo (Close All)  |  |  |

#### 4.1.2 MENÚ THERMOPHYSICAL PROPERTIES.

Este menú permite obtener propiedades termodinámicas de refrigerantes tanto en estados de saturación líquido-vapor como en estados de vapor sobrecalentado. En este menú aparece una de las primeras peculiaridades del programa IMST ART, que es el botón Calcular (Calculate).

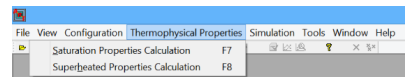


Figura 4.2. Menú Thermophysical Properties.

Al seleccionar en Calcular Propiedades en la Saturación (Saturation Properties Calculation) aparece la ventana que se muestra en la Figura 4.3.

En ella se permite elegir el refrigerante del que se quieren obtener las propiedades, la forma en la que se quieren presentar dichas propiedades (en función de la temperatura o en función

<sup>7</sup> No disponible.

de la presión) y el intervalo de temperaturas o presiones en el que se desean obtener dichas propiedades, así como el salto o paso entre cada dos temperaturas o presiones.

Pulsando el botón Calcular aparece una tabla donde se pueden ver las propiedades termodinámicas que se ofrecen (que, por otro lado, son las que luego el programa tendrá que emplear), ordenadas en columnas agrupadas en “Casos” numerados (Case i). Cada caso corresponde a la variable elegida, distanciándose unos casos de otros en el salto o paso establecido también entre dichas variables. Un comportamiento similar se reproduce cuando se opta por el cálculo de propiedades como vapor sobrecalentado

(Superheated Properties Calculation) aunque, obviamente, la demanda de variables de entrada ahora es distinta (Figura 4.5).

En este caso se debe introducir la presión de la isobara sobre la que se desean visualizar las propiedades termodinámicas, en lugar de las propiedades relativas a la saturación que se tenían que seleccionar en el caso anterior. Al pulsar el botón Calcular (Calculate), se obtiene la matriz de resultados (Figura 4.6), obediendo a la filosofía ya explicada anteriormente.

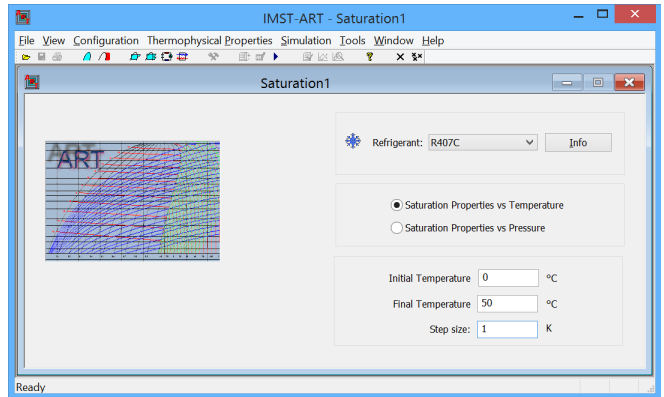


Figura 4.3. Ventana de propiedades en la saturación.

|                      | Units             | Case 1   | Case 2   | Case 3   | Case 4   | Case 5   | Case 6   | Case 7   | Case 8   | Case 9   | Case 10  |
|----------------------|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Refrigerant          |                   | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    | R407C    |
| Temperature          | °C                | 0        | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        |
| Bubble Pressure      | kPa               | 568.03   | 587.08   | 606.13   | 625.49   | 645.98   | 666.47   | 687.22   | 709.21   | 731.21   | 753.41   |
| Dew Pressure         | kPa               | 460.75   | 477.5    | 494.25   | 511.13   | 529.23   | 547.33   | 565.61   | 585.13   | 604.65   | 624.41   |
| Liquid density       | kg/m <sup>3</sup> | 1236.2   | 1232.5   | 1228.9   | 1225.2   | 1221.5   | 1217.7   | 1214     | 1210.2   | 1206.4   | 1202.6   |
| Vapor density        | kg/m <sup>3</sup> | 19.691   | 20.392   | 21.094   | 21.801   | 22.562   | 23.323   | 24.093   | 24.918   | 25.743   | 26.579   |
| Liquid enthalpy      | kJ/kg             | 200      | 201.42   | 202.85   | 204.27   | 205.71   | 207.14   | 208.58   | 210.02   | 211.47   | 212.92   |
| Vapor enthalpy       | kJ/kg             | 409.51   | 409.98   | 410.46   | 410.94   | 411.41   | 411.87   | 412.34   | 412.79   | 413.24   | 413.69   |
| Latent Heat          | kJ/kg             | 218.33   | 217.38   | 216.42   | 215.46   | 214.48   | 213.5    | 212.52   | 211.51   | 210.51   | 209.5    |
| Liquid entropy       | kJ/(kg K)         | 1        | 1.0051   | 1.0103   | 1.0154   | 1.0205   | 1.0256   | 1.0307   | 1.0358   | 1.0409   | 1.046    |
| Vapor entropy        | kJ/(kg K)         | 1.7764   | 1.7752   | 1.774    | 1.7728   | 1.7716   | 1.7704   | 1.7692   | 1.7681   | 1.767    | 1.7658   |
| Liquid Cv            | kJ/(kg K)         | 0.87819  | 0.87931  | 0.88043  | 0.88156  | 0.88272  | 0.88388  | 0.88504  | 0.88624  | 0.88743  | 0.88863  |
| Vapor Cv             | kJ/(kg K)         | 0.77036  | 0.77354  | 0.77672  | 0.7799   | 0.7831   | 0.7863   | 0.78951  | 0.79273  | 0.79595  | 0.79918  |
| Liquid Cp            | kJ/(kg K)         | 1.4163   | 1.4199   | 1.4236   | 1.4272   | 1.4311   | 1.435    | 1.4389   | 1.443    | 1.4471   | 1.4513   |
| Vapor Cp             | kJ/(kg K)         | 0.95667  | 0.96253  | 0.96839  | 0.97427  | 0.98038  | 0.9865   | 0.99265  | 0.99904  | 1.0054   | 1.0119   |
| Liquid sound speed   | m/s               | 591.53   | 586.63   | 581.73   | 576.83   | 571.91   | 567      | 562.08   | 557.16   | 552.23   | 547.3    |
| Vapor sound speed    | m/s               | 159.41   | 159.32   | 159.23   | 159.14   | 159.03   | 158.92   | 158.81   | 158.67   | 158.54   | 158.4    |
| Liquid viscosity     | µPa s             | 212.1    | 209.33   | 206.56   | 203.81   | 201.17   | 198.52   | 195.9    | 193.37   | 190.85   | 188.33   |
| Vapor viscosity      | µPa s             | 11.758   | 11.804   | 11.849   | 11.895   | 11.94    | 11.985   | 12.03    | 12.074   | 12.119   | 12.163   |
| Liquid thermal cond. | W/(m K)           | 0.10037  | 0.099838 | 0.09931  | 0.098783 | 0.098258 | 0.097734 | 0.097209 | 0.096688 | 0.096166 | 0.095645 |
| Vapor thermal cond.  | W/(m K)           | 0.011934 | 0.012017 | 0.012099 | 0.012182 | 0.012267 | 0.012352 | 0.012438 | 0.012526 | 0.012613 | 0.012701 |

Figura 4.4. Ventana de resultados para propiedades de saturación.

Puede extrañar esta forma particular de presentar resultados, sobre todo cuando se está habituado a trabajar con las Tablas de Propiedades Termodinámicas para vapores sobrecalentados de la Bibliografía o habitual de Termotecnia, Ingeniería Térmica o Termodinámica Técnica. Simplemente se trata de que en IMST ART las diferentes temperaturas aparecen en columnas, en lugar de aparecer en filas como lo hacen en dichas Tablas.

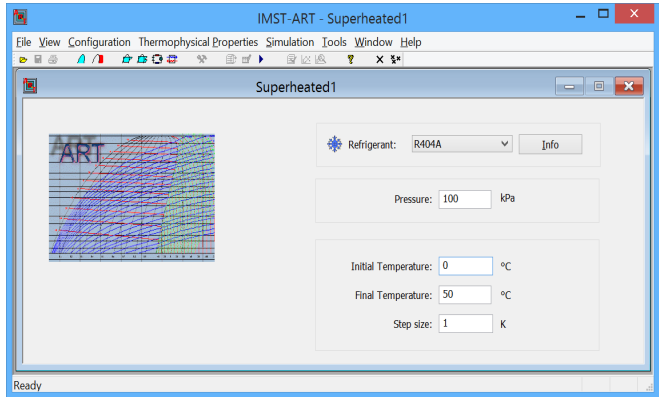


Figura 4.5. Ventana de propiedades en el sobrecalentamiento.

Si se quiere obtener una Tabla con la colocación habitual basta con copiar la matriz de resultados y pegarla traspuesta en una hoja de cálculo (un documento de Excell, por ejemplo).

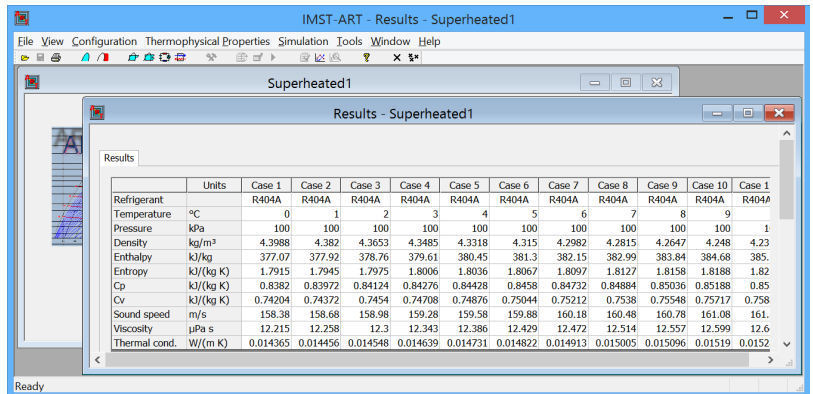


Figura 4.6. Ventana de resultados para propiedades en el sobrecalentamiento.

En las dos matrices de resultados aparecen sólo las propiedades que son necesarias para los balances energéticos que realiza IMST ART. Si se necesita otra propiedad, se tendrá que recurrir a las ecuaciones específicas que permitan su cálculo.

## 4.2 MENÚ SIMULATION.

Una vez que se ha comprendido la filosofía del programa IMST ART, su uso resulta muy intuitivo. En este menú (Figura 4.7) se encuentra lo que se podría denominar el núcleo de IMST ART. Hay cuatro opciones: ciclo teórico (Theoretical Cycle), ciclo real (Working Cycle), ciclo con compresión en doble etapa (Double Stage Cycle), ciclo con intercambiador de calor independiente (Standalone Heat Exchanger).

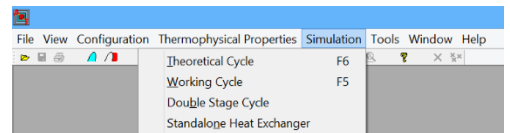


Figura 4.7. Menú Simulación (Simulation).

(Double Stage Cycle) y cálculo de un intercambiador independiente (Standalone Heat Exchanger).

Cada una de ellas se explica detalladamente a continuación.

#### 4.2.1 CICLO TEÓRICO (THEORETICAL CYCLE).

En la Figura 4.8 se muestra la ventana que aparece cuando se selecciona Theoretical Cycle. La primera opción (desmarcada por defecto) es la de permitir estudios paramétricos (Enable Parametric Studies).

Si se marca esta opción, se activa el menú estudios paramétricos (Parametric Studies) en la barra de herramientas que, de otra forma, se encuentra en modo no disponible. Más adelante se verá la utilidad de esta opción, una de las más potentes de IMST ART de cara a la investigación y, sobre todo, al análisis de regímenes transitorios.

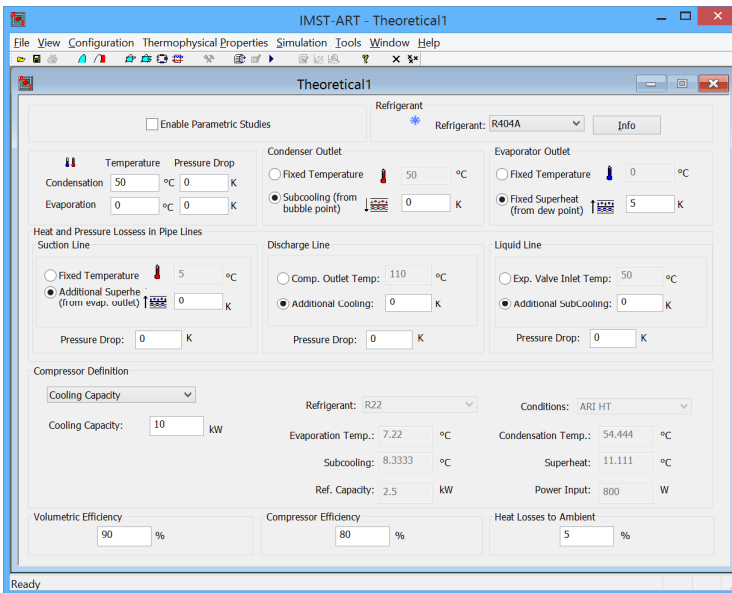


Figura 4.8. Ventana de introducción de datos para el ciclo teórico.

En la ventana relativa al ciclo teórico (Theoretical Cycle) se solicitan las variables necesarias para la aproximación teórica al diseño. Para la determinación de las propiedades termodinámicas en cada estado se solicitan las temperaturas tanto en el evaporador como en el condensador, las pérdidas de carga en éstos, los estados de salida del condensador y del evaporador (bien solicitando una temperatura fijada o bien con un incremento de temperaturas para el subenfriamiento o

recalentamiento, respectivamente), los intercambios de calor y pérdidas de carga en las tuberías de succión, descarga y de líquido, así como una definición del compresor que puede obtenerse de las características técnicas ofrecidas por los fabricantes.

Se puede definir el compresor de varias formas (Figura 4.9): según la capacidad de refrigeración (Cooling Capacity), la capacidad de calentamiento (Heating Capacity), el volumen trasegado (Swept Volume) o bien mediante datos de catálogo del fabricante (Comp. Catalogue Data).

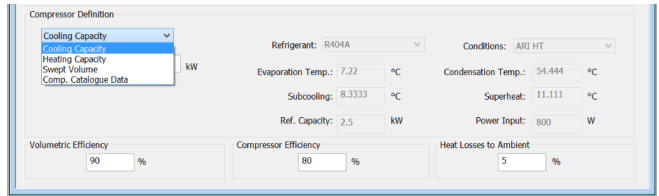


Figura 4.9. Definición del compresor.

En función de la opción elegida, se activan unas u otras casillas, permitiendo la introducción de datos en ellas. Si se elige cualquiera de las tres primeras, el primer campo solicita la variable elegida.

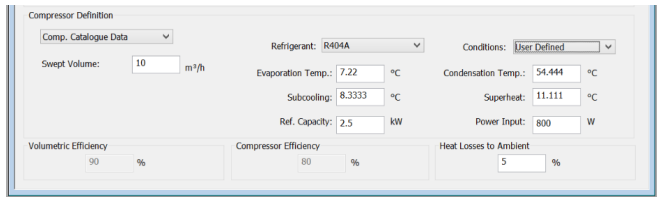


Figura 4.10. Definición del compresor a partir de datos de catálogo.

Permanecen activos los campos relativos al rendimiento volumétrico (Volumetric Efficiency), rendimiento del compresor (Compressor Efficiency) y al calor transferido al ambiente (Heat Losses to Ambient).

El resto permanecen inactivos y no se puede introducir datos en ellos. Para poder hacerlo es necesario que se elija la cuarta opción, datos de catálogo del compresor (Comp. Catalogue Data).

Si se dispone de los datos correspondientes podrá introducirlos en sus respectivas casillas (Figura 4.10).

Una vez que se han definido todos los parámetros que conforman el ciclo teórico, se está en condiciones de resolver problemas de diseño, es decir, problemas en los que se necesita observar cómo varían unos parámetros en función de otros. Para ello es necesario

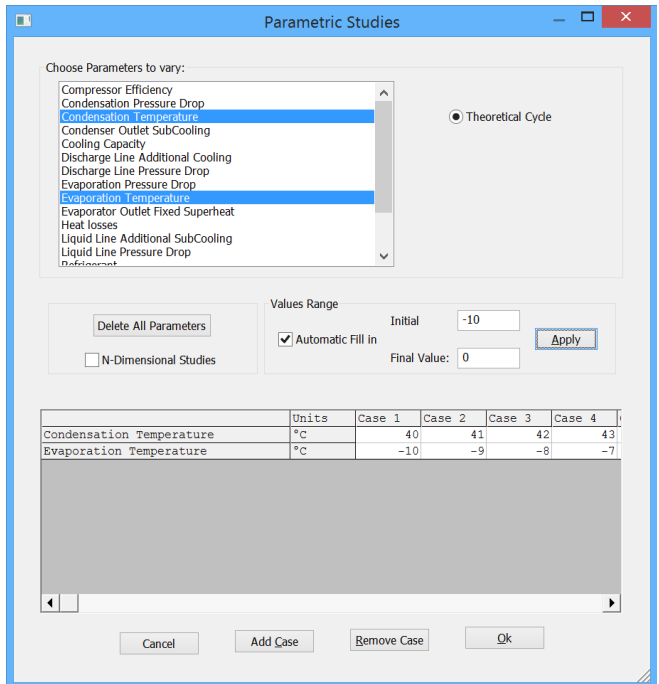


Figura 4.11. Ventana para estudio paramétrico.

seleccionar la opción permitir estudios paramétricos (Enable Parametric Studies) que se muestra en la Figura 4.8, y hacer clic en el botón estudios paramétricos (Parametric Studies) en la barra de herramientas, llegando a la ventana que se muestra en la Figura 4.11.

En dicha ventana se pueden elegir los parámetros que IMST ART variará para calcular las soluciones. Como se puede observar, IMST ART ordena los parámetros como Caso i (Case 1, Case 2, etc.). Las soluciones obtenidas lo serán, pues, para cada Caso en concreto.

Y tras ello, seleccionando ver los casos resueltos (View Solved Cases) se obtendrá la ventana de soluciones que se muestra en la Figura 4.12.

Si en los cálculos se ha encontrado algún error, se mostrará una alerta (Warning). Así, por ejemplo, se alerta de que haya líquido en la entrada del compresor, de que no se hayan podido realizar los cálculos con la precisión requerida, de incoherencia en los datos aportados, etc.

Se puede optar por presentar los resultados gráficamente. Para ello, basta con hacer clic en el botón dibujar gráfico

| Results                      | Inputs | Units             | Case 1   | Case 2   | Case 3   | Case 4   | Case 5       | Case 6       | Case 7       | Case 8   | Case 9      | Case 10  | Case 11     |
|------------------------------|--------|-------------------|----------|----------|----------|----------|--------------|--------------|--------------|----------|-------------|----------|-------------|
| Condensation Temp.           |        | °C                | 40       | 41       | 42       | 43       | 44           | 45           | 46           | 47       | 48          | 49       | 50          |
| Evaporation Temp.            |        | °C                | -10      | -9       | -8       | -7       | -6           | -5           | -4           | -3       | -2          | -1       | 0           |
| Condensation Press.          |        | kPa               | 1830.2   | 1874.5   | 1919     | 1965.7   | 2012.4       | 2059.4       | 2108.7       | 2158     | 2207.5      | 2259.5   | 2311.5      |
| Evaporation Press.           |        | kPa               | 431.19   | 446.17   | 461.5    | 477.68   | 493.86       | 510.44       | 527.87       | 545.3    | 563.18      | 581.92   | 600.67      |
| Condenser pressure drop      |        | kPa               | 0        | 0        | 0        | 0        | 0            | 0            | 0            | 0        | 0           | 0        | 0           |
| Evaporator pressure drop     |        | kPa               | 0        | 0        | 0        | 0        | 0            | 0            | 0            | 0        | 0           | 0        | 0           |
| Condenser Sub-Cooling        |        | K                 | 0        | 0        | 0        | 0        | 0            | 0            | 0            | 0        | 0           | 0        | 0           |
| Total Sub-Cooling            |        | K                 | 0        | 0        | 0        | 0        | -1.7053E-013 | -1.7053E-013 | -1.7053E-013 | 0        | 1.1369E-013 | 0        | 1.1369E-013 |
| Evaporator Superheat         |        | K                 | 5        | 5        | 5        | 5        | 5            | 5            | 5            | 5        | 5           | 5        | 5           |
| Total SuperHeat              |        | K                 | 5        | 5        | 5        | 5        | 5            | 5            | 5            | 5        | 5           | 5        | 5           |
| COP                          |        |                   | 2.8505   | 2.8444   | 2.8377   | 2.8296   | 2.8214       | 2.8123       | 2.8018       | 2.7911   | 2.7795      | 2.7661   | 2.7525      |
| EER                          |        |                   | 9.7351   | 9.7143   | 9.6911   | 9.6636   | 9.6335       | 9.6046       | 9.5688       | 9.5322   | 9.4924      | 9.4468   | 9.4003      |
| Total Carnot eff.            |        | %                 | 54.162   | 53.841   | 53.511   | 53.158   | 52.805       | 52.439       | 52.05        | 51.659   | 51.253      | 50.82    | 50.384      |
| COP(hPA)                     |        |                   | 3.8005   | 3.7944   | 3.7877   | 3.7796   | 3.7714       | 3.7623       | 3.7518       | 3.7411   | 3.7295      | 3.7161   | 3.7025      |
| EER(hPA)                     |        |                   | 12.979   | 12.959   | 12.936   | 12.908   | 12.88        | 12.849       | 12.813       | 12.777   | 12.737      | 12.691   | 12.645      |
| TCE (hPA)                    |        | %                 | 60.682   | 60.392   | 60.093   | 59.775   | 59.457       | 59.128       | 58.778       | 58.428   | 58.064      | 57.677   | 57.288      |
| Cooling Capacity             |        | kW                | 10       | 10       | 10       | 10       | 10           | 10           | 10           | 10       | 10          | 10       | 10          |
| Heating Capacity             |        | kW                | 13.323   | 13.34    | 13.348   | 13.357   | 13.367       | 13.378       | 13.391       | 13.404   | 13.418      | 13.434   | 13.451      |
| Condenser glide              |        | K                 | 0.33553  | 0.33062  | 0.32571  | 0.32062  | 0.31554      | 0.31043      | 0.30511      | 0.2996   | 0.29446     | 0.28886  | 0.28326     |
| Evaporator glide             |        | K                 | -0.32124 | -0.31646 | -0.31169 | -0.30685 | -0.30203     | -0.29723     | -0.29234     | -0.28746 | -0.2826     | -0.27762 | -0.27266    |
| Mass Flowrate                |        | kg/s              | 0.095121 | 0.096141 | 0.097189 | 0.098304 | 0.09944      | 0.10061      | 0.10186      | 0.10314  | 0.10447     | 0.10589  | 0.10735     |
| Inlet Flowrate               |        | m <sup>3</sup> /h | 16.053   | 15.691   | 15.345   | 15.004   | 14.688       | 14.385       | 14.087       | 13.813   | 13.549      | 13.293   | 13.057      |
| Swept Volume                 |        | m <sup>3</sup> /h | 17.836   | 17.435   | 17.05    | 16.671   | 16.32        | 15.983       | 15.653       | 15.348   | 15.055      | 14.77    | 14.508      |
| Volumetric eff.              |        | %                 | 90       | 90       | 90       | 90       | 90           | 90           | 90           | 90       | 90          | 90       | 90          |
| Isoentropic eff.             |        | %                 | 84.211   | 84.211   | 84.211   | 84.211   | 84.211       | 84.211       | 84.211       | 84.211   | 84.211      | 84.211   | 84.211      |
| Compressor eff.              |        | %                 | 80       | 80       | 80       | 80       | 80           | 80           | 80           | 80       | 80          | 80       | 80          |
| Comp. Disch. Temp.           |        | °C                | 55.148   | 56.049   | 56.955   | 57.876   | 58.797       | 59.723       | 60.663       | 61.604   | 62.549      | 63.508   | 64.468      |
| Total Power Input            |        | kW                | 3.5081   | 3.5156   | 3.524    | 3.5341   | 3.5444       | 3.5558       | 3.5691       | 3.5828   | 3.5978      | 3.6152   | 3.6331      |
| Refrigerant                  |        |                   | R404A    | R404A    | R404A    | R404A    | R404A        | R404A        | R404A        | R404A    | R404A       | R404A    | R404A       |
| Condensation Temperature (*) |        | °C                | 40       | 41       | 42       | 43       | 44           | 45           | 46           | 47       | 48          | 49       | 50          |
| Evaporation Temperature (*)  |        | °C                | -10      | -9       | -8       | -7       | -6           | -5           | -4           | -3       | -2          | -1       | 0           |

Figura 4.12. Ventana de resultados.

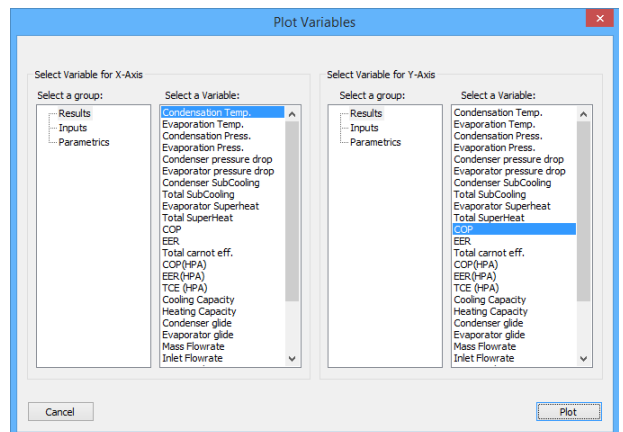


Figura 4.13. Ventana para la elección de variables a representar (Plot Variables).

(Plot Graph) de la barra de herramientas (ver Tabla 4.1). Así se obtiene una ventana en la que se tiene que definir el parámetro que quiere que IMST ART represente en el eje de abscisas y cuál en el de ordenadas (Figura 4.13).

Haciendo clic en el botón dibujar (Plot) se obtiene la representación deseada (Figura 4.14) y, a partir de ella, se puede visualizar fácilmente la dependencia entre variables.

Haciendo clic en el botón Salida Detallada (Detailed Output) (ver Tabla 4.1) se obtiene una representación en el diagrama  $p - h$  de cada uno de los estados y procesos en el ciclo, para cada caso calculado (Figura 4.15).

La presentación de resultados en forma de hoja de cálculo permite su exportación de diferentes formas. Estas formas se pueden encontrar en el menú herramientas (Tools).

#### 4.2.2 CICLO REAL (WORKING CYCLE).

Una vez realizada la aproximación teórica al funcionamiento de la máquina, IMST ART aporta un cálculo mucho más preciso mediante el menú ciclo real (Working Cycle).

Cuando se elige Working Cycle aparece una ventana como la de la Figura 4.16, donde se presenta un dibujo de un diagrama de flujo de un ciclo de frío por compresión simple, en el

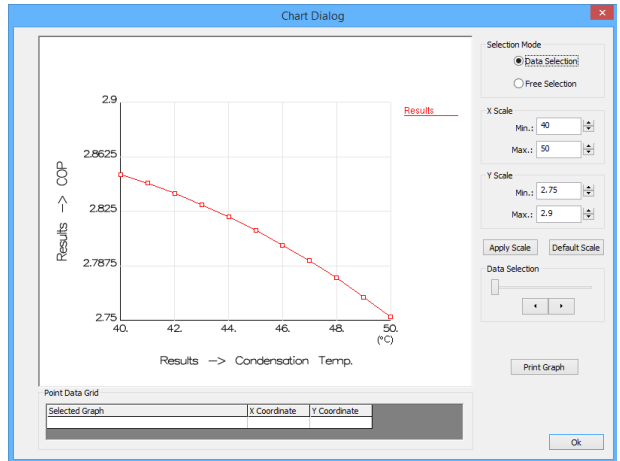


Figura 4.14. Ventana de la representación gráfica solicitada.

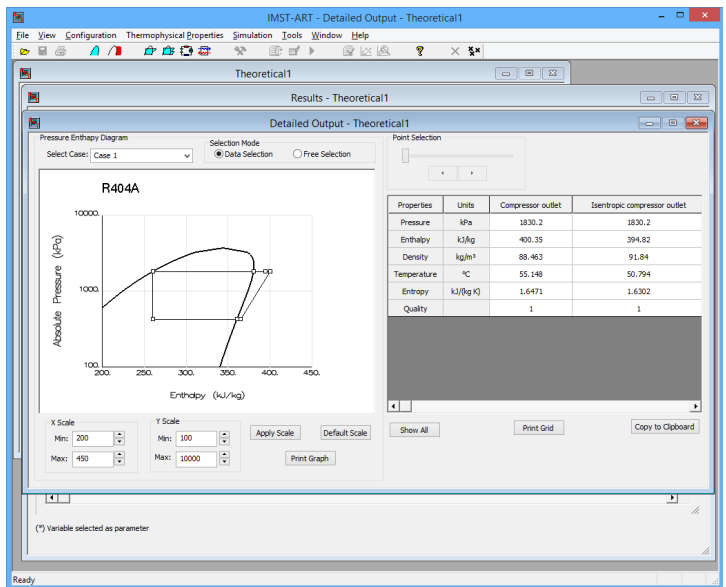


Figura 4.15. Ventana Salida Detallada.



que se puede observar que aparecen todos los elementos de los que hay que ir completando su descripción.

En la ventana aparece nuevamente la opción Permitir Estudios Paramétricos (Enable Parametrics), inicialmente no disponible. Seguirá en este estado hasta que se haya completado la descripción de todos y cada uno de los elementos.

Es entonces cuando se puede optar por la realización de un estudio paramétrico eligiendo qué variables se pretende cambiar, entre qué valores, y qué otras variables se quiere obtener en función de las primeras. Es decir, el funcionamiento de esta opción es similar a su funcionamiento en el estudio del Ciclo Teórico (Theoretical Cycle), explicado anteriormente.

La primera opción por la que conviene decantarse es por el refrigerante empleado, seleccionándolo en el menú correspondiente (Refrigerant), cuyo estudio de selección previo ha podido realizarse con la aplicación RefCOMP.

#### 4.2.2.1 Definición de los intercambiadores de calor.

Tras elegir el refrigerante hay que definir los intercambiadores de calor. Haciendo clic en Añadir Intercambiador de calor (Add Heat Exchanger) se obtiene la ventana que muestra la Figura 4.17. Habrá que indicar el nombre del intercambiador y el tipo de intercambiador de que se trata. También habrá que definir las

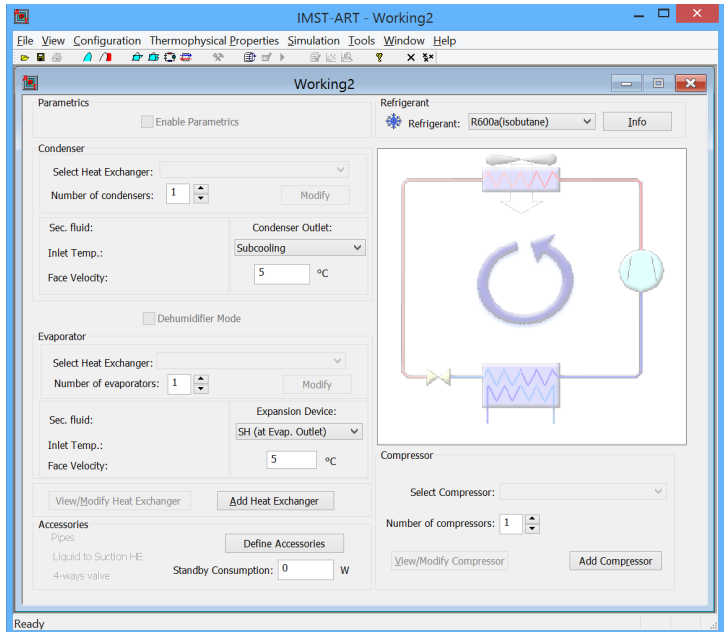


Figura 4.16. Ventana Ciclo de Trabajo (Working Cycle).

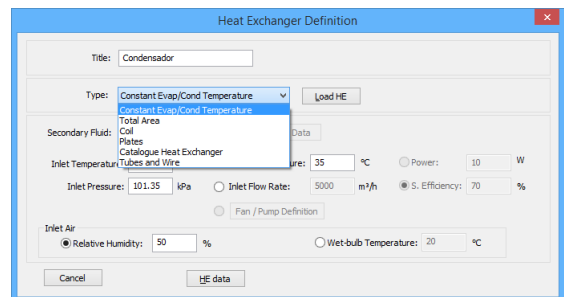


Figura 4.17. Ventana para la definición de un tipo de Intercambiador de calor (Heat Exchanger Definition, Type).

temperaturas de entrada y salida del fluido secundario, así como su naturaleza. Aunque se denomine de una u otra forma el intercambiador, IMST ART entenderá que se trata de un condensador o de un evaporador en función del cambio en las temperaturas del fluido secundario. Así, si el fluido secundario aumenta su temperatura, IMST ART tomará el intercambiador como condensador y si la disminuye, como evaporador<sup>8</sup>.

Los tipos de intercambiador se obtienen en el menú Tipo (Type), del que se despliegan los mostrados en la Figura 4.17. También se pueden cargar los datos de un intercambiador previamente definido haciendo clic en Cargar Intercambiador (Load HE). Es interesante dedicarse de una forma un poco más pormenorizada a este apartado de intercambiadores, por su importancia.

Las opciones posibles son Temperatura Constante de Evaporador/Condensador (Constant Evap/Cond Temperature), Superficie Total (Total Area), (Coil), (Plates), Introducir Datos de Catálogo (Catalogue Heat Exchanger) e Intercambiador de Tubos e Hilo (Tubes and Wire). Una vez se elige el tipo de intercambiador, haciendo clic en Datos del Intercambiador de calor (HE Data) se llega a una ventana diferente.

En todas ellas aparece una parte común que es el Modo de Trabajo (Working Mode) en la que se ven dos opciones no editables, que son Condensador (Condenser) y Evaporador (Evaporator), con una de ellas marcada. La marca se encuentra en la interpretación que hace IMST ART del intercambiador en función de las temperaturas del flujo secundario, como anteriormente se ha visto. También en todas ellas se permite Guardar los Datos del Intercambiador (Save Heat Exchanger). Se detalla cada una de ellas a continuación:

##### *Superficie Total (Total Area).*

En esta opción se permite el establecimiento de un coeficiente de transferencia de calor (Calculation of Heat Transfer Coefficient) Constante (Constant), definido en función del Flujo de calor (U. vs. Heat Flux) o definido en función del Flujo Másico de Fluido Secundario (U. vs. Sec. Fluid Mass Flow).

En los dos últimos casos se puede definir la Correlación por Puntos (Define correlation by points) o por Coeficientes Polinómicos (Define correlation by polynomial coefficients). En

---

<sup>8</sup> Siempre hay que determinar la temperatura del flujo secundario saliente al menos para uno de los intercambiadores.

todos los casos se pueden visualizar las relaciones haciendo clic en Dibujar Gráfico (Plot Graph), según se muestra en la Figura 4.18.

Cuando se selecciona la opción Selección de Datos (Data Selection) y se hace clic en cualquier punto de la gráfica se obtienen sus coordenadas (X Coordinate e Y Coordinate). La barra deslizante Selección de Datos (Data Selection) permite mover el punto en la gráfica.

Si se selecciona la opción Selección Libre se puede hacer clic en cualquier punto de la gráfica. Sus coordenadas se mostrarán en Coordenada X (X Coordinate) y Coordenada Y (Y Coordinate).

### *Intercambiador de Tubos Aleteados (Coil).*

En la Figura 4.19 se muestra la ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Tubos Aleteados en IMST-ART. En esta opción se debe introducir inicialmente datos relativos a la geometría del intercambiador.

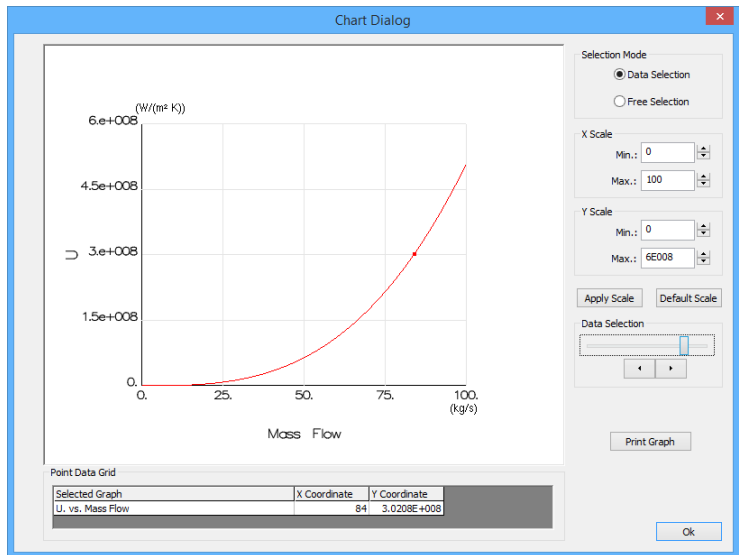


Figura 4.18. Ventana obtenida al hacer clic en Dibujar Gráfico (Plot Graph) en la ventana de definición del Intercambiador de calor.

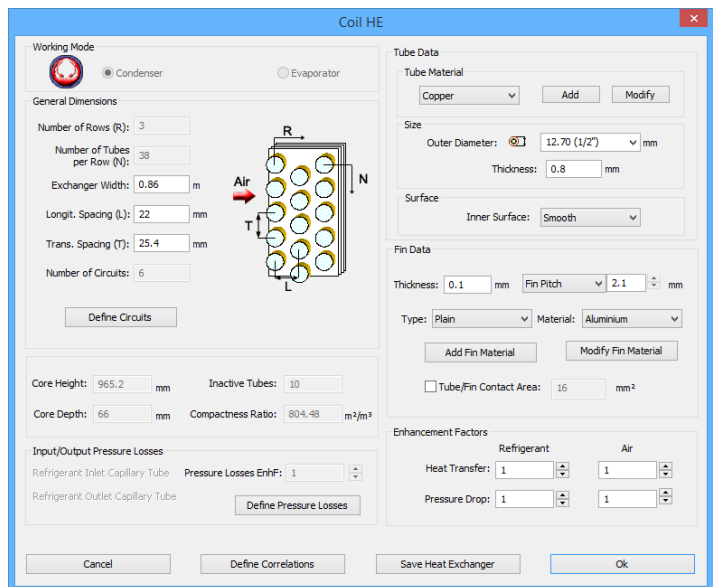


Figura 4.19. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Tubos Aleteados.

Haciendo clic en Definir Circuitos (Define Circuits) se abre una ventana como la de la Figura 4.20.

Aquí se puede establecer la disposición de los tubos y el trayecto que sigue flujo que pasa por ellos. Cada vez que se realiza un cambio es necesario Aplicar Cambios (Apply Changes) para que éstos se reflejen en el esquema del intercambiador.

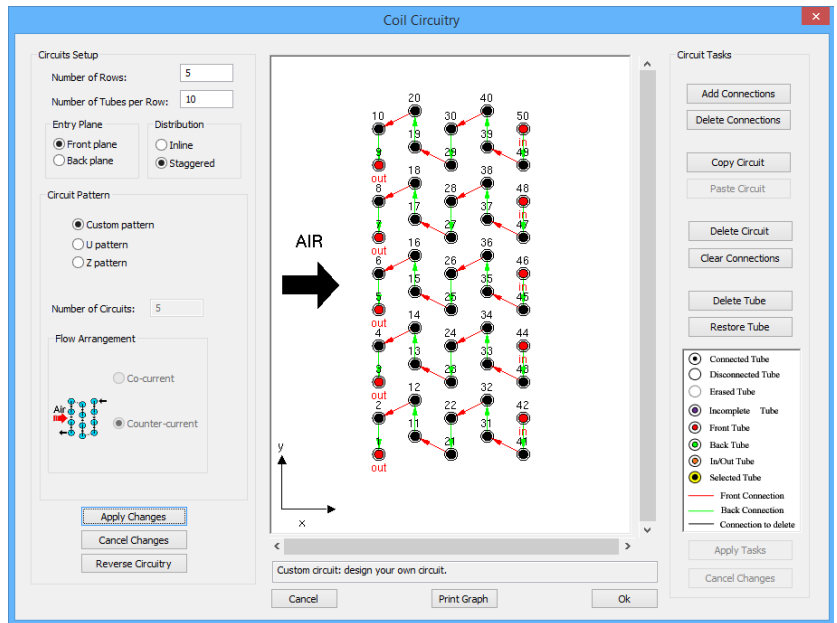


Figura 4.20. Ventana para la definición de circuitos en Intercambiadores de Tubos Aleteados.

IMST ART ofrece patrones estándar, pero la opción Patrón Personalizado (Custom pattern) activa los botones en la parte Tareas de Circuito (Circuit Tasks) que permiten la posibilidad de construir un patrón propio.

En la ventana principal del Intercambiador de Tubos Aleteados (Coil) también se pueden definir las Pérdidas de Carga (Define Pressure Losses). Igualmente, se pueden aportar numerosos datos relativos al tubo (Tube Data). En primer lugar, el material de que está hecho el tubo. Se pueden añadir nuevos materiales haciendo clic en Añadir (Add) o modificarlos haciendo clic en Modificar (Modify).

También se pueden aportar sus dimensiones, tanto el Diámetro Externo (Outer Diameter) como el Espesor (Thickness). En cuanto a la Superficie Interior de los tubos (Inner Surface), también se puede optar por lisa u ondulada.

A continuación, se pueden configurar también las aletas. Inicialmente hay que definir su Espesor (Thickness) y el número de aletas optando bien por el Paso entre Aletas (Fin Pitch) o bien por la Densidad de Aletas (Fin Density).

También hay que elegir el Tipo de Aleta (Type) entre Ranurada (Louvered), Plana (Plain), Ondulada (Wavy) o Hendida (Superslit). Al igual que para los tubos, para las aletas se puede cambiar el material del que está hecha la aleta o modificarlo. Se puede también establecer la Superficie de Contacto entre el Tubo y la Aleta. Por último, se pueden definir para el intercambiador los correspondientes Factores de Mejora (Enhancement Factors).

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, IMST ART permite la utilización de unas u otras correlaciones haciendo clic en Definir Correlaciones (Define Correlations) (Figura 4.21).

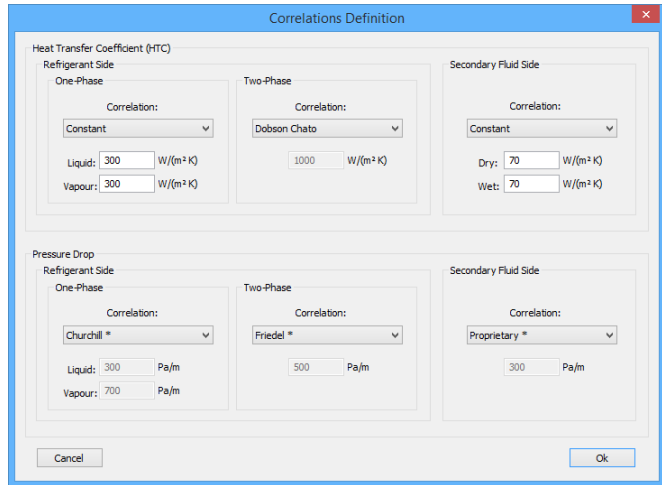


Figura 4.21. Ventana de correlaciones en Intercambiadores de calor de Tubos Aleteados.

#### *Intercambiador de Placas (Plates).*

La ventana a la que se llega cuando se opta por un Intercambiador de Placas (Plates) se muestra en la Figura 4.22.

Se pueden configurar la Disposición del Flujo (Flow Arrangement), el Número Total de Placas, incluidas las externas (Total number of plates, including external) y la Geometría (Geometry) con arreglo al dibujo que se muestra en la ventana.

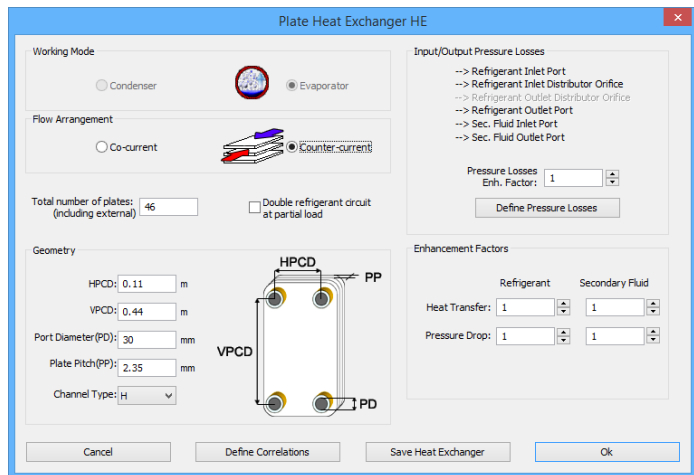


Figura 4.22. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Placas.

También se solicita el Factor de Mejora en las Pérdidas de Carga (Pressure Losses Enh. Factor) y la definición de éstas.

Haciendo clic en Definir Pérdidas de Carga (Define Pressure Losses) se llega a la ventana que se muestra en la Figura 4.23.

*Introducir Datos de Catálogo (Catalogue Heat Exchanger).*

La ventana que se obtiene se muestra en la Figura 4.25. Básicamente se tiene que optar por el Tipo de Intercambiador (Heat Exchanger Type) entre Intercambiador de Carcasa y Tubos (Shell & Tube).

También hay que elegir el Refrigerante (Refrigerant) y el Fluido Secundario (Secondary Fluid) (Figura 4.24).

Si se elige una mezcla habrá que caracterizar su comportamiento, bien fijando la temperatura de congelación (Fix Freezing Temperature), o bien determinando la Concentración de cada Componente (Fix Concentration). El resto de los datos tendrán que ser aportados en función de las características obtenidas del fabricante.

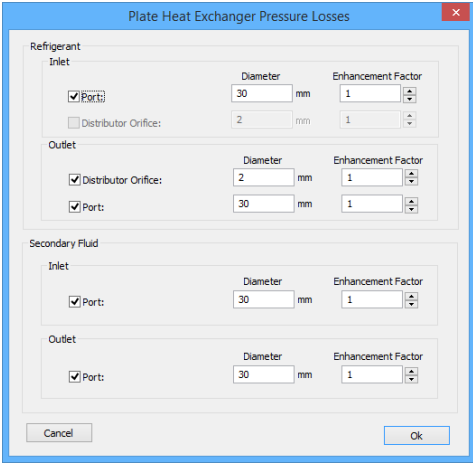


Figura 4.23. Ventana para la definición de pérdidas de carga en Intercambiadores de calor de Placas.

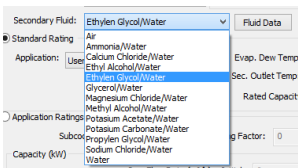


Figura 4.24. Menú para elegir el fluido secundario en el Intercambiador de calor.

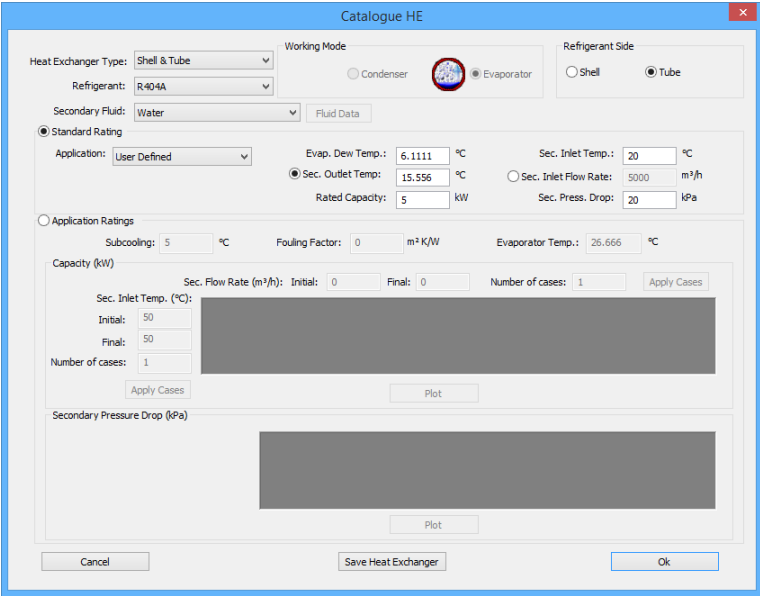


Figura 4.25. Ventana para la introducción de datos de Catálogo en Intercambiadores de calor.

### *Intercambiador de Tubos e Hilo (Tubes and Wire).*

Es necesario introducir la Temperatura del Recinto (Room Temperature) en el que se encuentra el intercambiador y la Presión de Entrada (Inlet Pressure), y caracterizar el estado higrométrico del aire que le rodea, bien mediante la Humedad Relativa (Relative Humidity) o bien mediante la Temperatura del Bulbo Húmedo (Web-bulb Temperature).

Haciendo clic en Datos del Intercambiador (HE Data) se llega a una ventana como la que se muestra en la Figura 4.26.

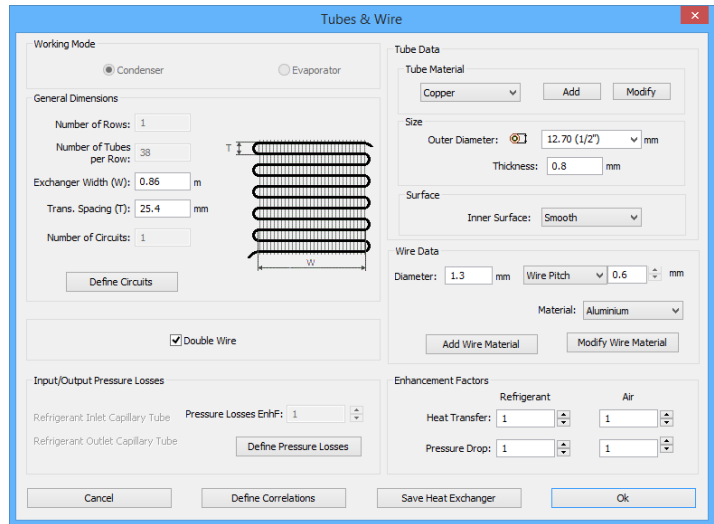


Figura 4.26. Ventana para la definición de Intercambiadores de calor de Tubos e Hilo.

En cuanto a los fluidos secundarios que aporta IMST ART, éstos se obtienen haciendo clic en el menú Fluido Secundario (Secondary Fluid), desplegándose la lista. Para las mezclas se puede precisar el comportamiento de la mezcla haciendo clic en Datos del Fluido (Fluid Data), bien definiendo la temperatura de congelación (Fix Freezing Temperature) o bien introduciendo la proporción de cada componente.

#### *4.2.2.2 Definición del dispositivo de expansión.*

El Dispositivo de Expansión (Expansión Device) se puede modificar una vez se ha definido el Evaporador. Las opciones que se ofrecen son Sobrecalentamiento en la Salida del Evaporador (SH at Evap. Outlet), Sobrecalentamiento en la Entrada del Compresor (SH at Comp. Inlet), Tubo Capilar (Capillary Tube) y Tubo Corto (Short Tube). La opción Tubo Capilar (Capillary Tube) permite modificaciones. Como Método de Cálculo (Calculation Method) se ofrecen dos Correlaciones: Correlación ASHRAE (ASHRAE Correlation) o Correlación de Flujo Bifásico Separado (Two-Phase Separated Flow).

4.2.2.3 Definición de los accesorios.

En lo que se refiere a Accesorios (Accessories) se pueden definir los parámetros en la ventana que se muestra en la Figura 4.27, que se obtiene en la opción Definir Accesorios (Define Accessories).

Para las tuberías (Pipes) se puede realizar una descripción mucho más detallada. Con el Cálculo Detallado (Detailed Calculation) se activa el botón Definir (Define) que se muestra en la Figura 4.28.

4.2.2.4 Definición del compresor.

Por último, es necesario definir el Compresor (Compressor). Para ello, hay que pulsar sobre Añadir Compresor (Add Compressor). Se presentan dos opciones.

*Eficiencias Constantes (Constant Efficiencies).*

*Eficiencias por Defecto (Default Efficiencies).*

La ventana correspondiente se muestra en la Figura 4.30.

*Datos de Catálogo (Catalogue Data).*

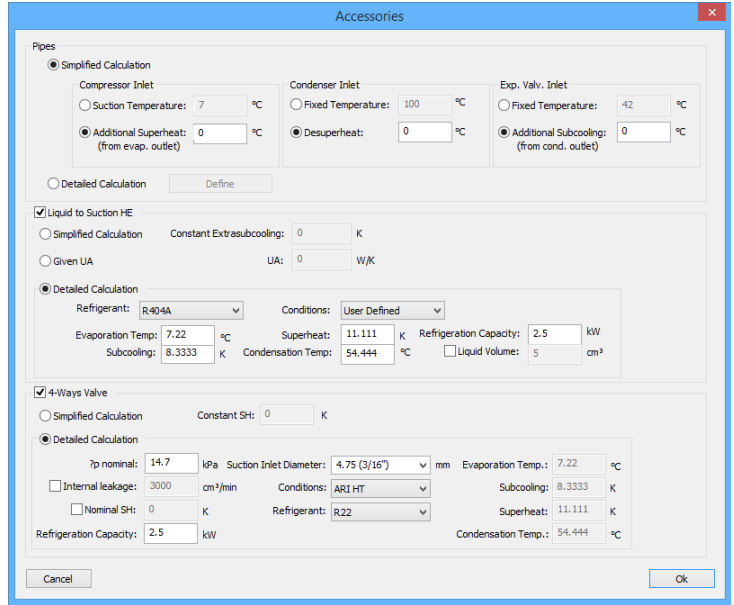


Figura 4.27. Ventana para la definición de accesorios.

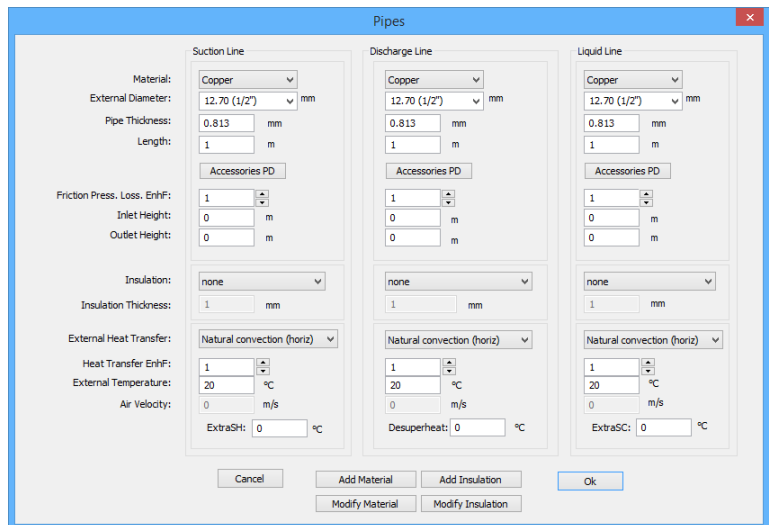


Figura 4.28. Ventana para la definición de tuberías.



La ventana correspondiente se muestra en la Figura 4.30. El software dispone de una base de datos con los compresores más usuales, lo que simplifica notablemente su uso.

*Ajustes de Punto Simple (Single Point Adjustment).*

La ventana correspondiente se muestra en la Figura 4.31.

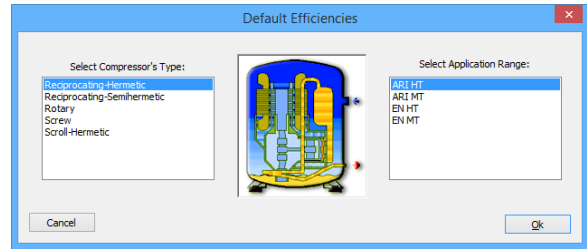


Figura 4.29. Ventana para la selección de eficiencias por defecto de compresor.

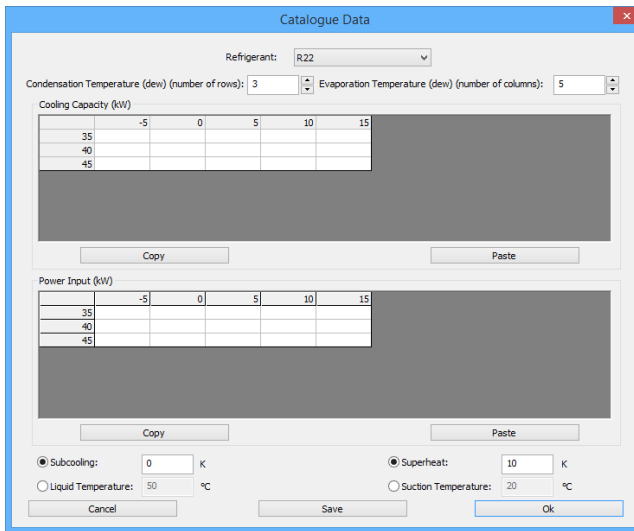


Figura 4.30. Ventana para la introducción de datos de catálogo de compresor.

*Eficiencias Detalladas (Detailed Efficiencies).*

La ventana correspondiente se muestra en la Figura 4.32.

*Cargar Compresor (Load Compressor).*

Esta opción sirve simplemente para recuperar un archivo con datos de compresor previamente guardados.

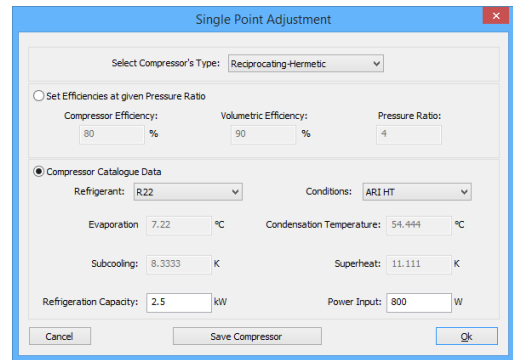


Figura 4.31. Ventana para la introducción de datos de punto simple para el compresor.

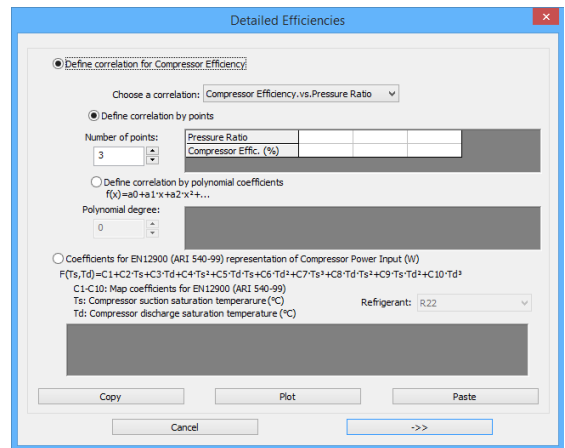


Figura 4.32. Ventana para la introducción de eficiencias detalladas para el compresor.

4.2.3 COMPRESIÓN EN DOBLE ETAPA (DOUBLE STAGE CYCLE).

Esta opción incluida en IMST ART sirve para considerar las máquinas en las que el compresor trabaja en dos etapas entre las que se incluye un enfriador o intercooler. Hay que aportar la información habitual del compresor añadiendo los datos correspondientes al intercooler (Figura 4.33).

Mediante el botón Definición del Compresor (Compressor Definition) se llega a una ventana en la que, entre otros parámetros, se deben definir inicialmente las Condiciones de Trabajo (Working Conditions). En función de la opción elegida se activarán unos u otros campos.

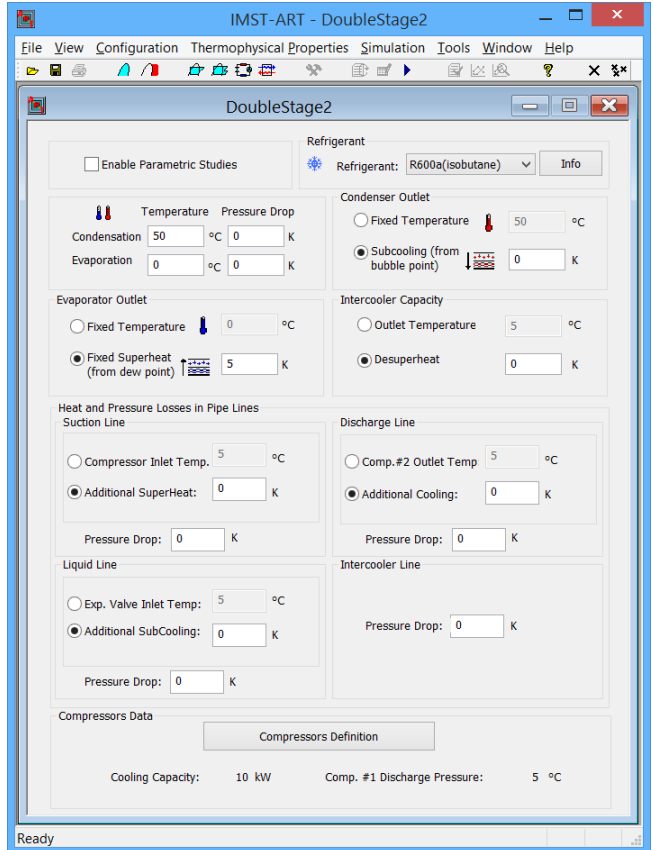


Figura 4.33. Ventana para la definición del ciclo de frío por compresión en doble etapa.



5

**E**STUDIO

**E**XPERIMENTAL.



En el Estudio Experimental se analiza el funcionamiento de varios sistemas de refrigeración o bomba de calor por compresión, comparándose los resultados obtenidos experimentalmente con los procedentes de la simulación con el software IMST-ART, mostrándose la validez de su modelización.

## 5.1 EQUIPOS UTILIZADOS Y DESARROLLO DE LOS EXPERIMENTOS.

Para la realización del estudio experimental se ha dispuesto del material de investigación existente en el Laboratorio de Termotecnia (S206 o Laboratorio de Calor y Frío) de la Escuela de Ingenierías Industriales, Sede Paseo del Cauce, empleado por el Grupo de Investigación Reconocido de Termotecnia, de la Universidad de Valladolid, y en el Laboratorio de Termodinámica e Ingeniería Térmica de la Escuela Politécnica Superior de Zamora, de la Universidad de Salamanca.

### 5.1.1 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS.

El material de que dispone el Laboratorio y que se pone a disposición de la realización de esta tesis se relaciona a continuación:

- ❖ Equipo de medida de variables ambientales (temperatura, humedad).
- ❖ Anemómetros (de hilo caliente y de rodete).
- ❖ Equipos Data Logger para adquisición de datos y control de la instalación, que permiten realizar un seguimiento continuo y en tiempo real de las características de funcionamiento, con una capacidad de adquisición de 280 canales y de control de 15 parámetros.
- ❖ Horno de calibración de sondas de temperatura.
- ❖ Sistema portátil para medir variables eléctricas y pinzas amperimétricas.
- ❖ Sistemas de bomba de calor Aire-Aire, Agua-Aire, Aire-Agua y Agua-Agua.
- ❖ Equipos informáticos para tratamiento de los resultados almacenados y el software adecuado para el modelo matemático de simulación.
- ❖ Cámara termográfica.

De entre este material se ha empleado todo lo necesario para realizar este estudio experimental. Igualmente, se ha dispuesto de los datos de catálogos de diversos fabricantes al objeto de conocer las características de los diferentes dispositivos con que se ha trabajado.

## 5. ESTUDIO EXPERIMENTAL.

---

A continuación se hace la descripción de los principales equipos y sondas utilizados en el estudio experimental.

### 5.1.1.1 Sondas Pt100.

---

Para la medición de las temperaturas se ha dispuesto de termorresistencias Pt100, tanto de tipo cerámico como de película fina (Figura 5.1).

### 5.1.1.2 Adquisidores de datos

---

Las sondas Pt100 se han conectado a dos adquisidores de datos Agilent 34972A (Figura 5.2), que guardan las medidas realizadas en una memoria USB. La frecuencia de las medidas se ha establecido en 10 s.

### 5.1.1.3 Horno de calibración.

---

Todas las sondas de temperatura Pt100 han sido calibradas en un horno de calibración, previamente a la realización de las mediciones. En la Figura 5.3 se muestra el horno de calibración FLUKE 9103 empleado.

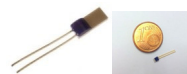
El horno FLUKE 9103 tiene un rango de calibración entre -25 y 140 °C, y se ha utilizado como patrón primario.

### 5.1.1.4 Analizador de redes.

---

Para la medida de consumos eléctricos se ha empleado un analizador de redes portátil AR5-L, Circutor, dotado a su vez de todos los accesorios necesarios, incluidas las correspondientes pinzas amperimétricas (Figura 5.4).

Los datos de consumo eléctrico quedan registrados en la memoria del analizador. Luego son transferidos a un ordenador en el que con el software adecuado pueden leerse con Microsoft Excell para ser



(a)



(b)

Figura 5.1. Sondas de temperatura Pt100 a) de película fina (*thin film*), y b) de tipo cerámico.



Figura 5.2. Equipos de adquisición de datos Agilent 34972A.



Figura 5.3. Horno de calibración FLUKE 9103.



Figura 5.4. Analizador de redes portátil AR5-L Circutor.

tratados posteriormente. La frecuencia de las medidas se ha establecido en 10 s y las medidas se han sincronizado con las medidas realizadas por las sondas de temperatura.

#### 5.1.1.5 Medidor de energía.

Para medir los consumos de energía eléctrica en la bomba de calor agua-agua se ha empleado el medidor de potencia PCE-PA6000, conectado a un ordenador con un adaptador RS232 a USB, ya que el medidor tiene la salida en ese formato. El medidor tiene una exactitud de  $\pm 1,5 / 2 \%$  (Figura 5.5).



Figura 5.5. Medidor de potencia PCE-PA6000.

#### 5.1.1.6 Termopares tipo K.

Para medir las temperaturas en la bomba de calor agua-agua se han empleado termopares tipo K TP-01 (Figura 5.6).



Figura 5.6. Termopar Tipo K (TP-01).

#### 5.1.1.7 Registrador de datos.

Para registrar las temperaturas en la bomba de calor agua-agua, obtenidas a partir de termopares tipo K, se ha empleado el registrador de datos Pico Technology USB TC-08, que tiene una precisión de  $\pm 0,2\%$  y  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$  (Figura 5.7).



Figura 5.7. Registrador de datos Pico Technology USB TC-08.

#### 5.1.1.8 Cámara termográfica.

Las temperaturas medidas por las sondas se han contrastado con imágenes térmicas tomadas con la Cámara termográfica NEC AVIO, modelo G120EX, que tiene una matriz de  $320 \times 240$  píxeles y una sensibilidad de  $0,04 \text{ }^\circ\text{C}$  (Figura 5.8).



Figura 5.8. Cámara termográfica NEC Avio G120EX.

La cámara guarda las imágenes en una tarjeta de memoria SD para pasarlas, posteriormente, al ordenador.

## 5. ESTUDIO EXPERIMENTAL.

### 5.1.1.9 Anemómetro de hilo caliente.

Para medir las velocidades del aire se ha empleado el Anemómetro de hilo caliente PCE-009, que tiene una resolución de 0,1 m/s y una precisión en la velocidad del aire de  $\pm 5\%$  en el valor de medición y de  $\pm 0,8\%$  en la temperatura del aire (Figura 5.9).



Figura 5.9. Anemómetro de hilo caliente PCE-009.

### 5.1.2 CALIBRACIÓN DE LAS SONDAS DE TEMPERATURA.

Para calibrar las sondas de temperatura se conectan a los adquirentes e introducen en el porta sondas de aluminio del horno de calibración. Se fijan en el horno las temperaturas objetivo y se miden y almacenan los datos que van tomando de las sondas. Se espera el tiempo suficiente a que la temperatura se estabilice (unos cinco minutos) y se varía la temperatura objetivo. Se repite esta operación cambiando las temperaturas en saltos de cinco o diez grados Celsius. Los datos quedan registrados en un archivo de tipo “.csv” que se almacena en una memoria USB. El archivo se puede leer directamente con Microsoft Excell, pero procediendo de esta forma todos los datos tomados en cada instante (incluyendo número de dato, hora y fecha) ocupan una celda, por lo que es mucho más conveniente cambiar la extensión del archivo a “.txt” y abrirlo entonces desde Excell.

Excell ofrece la posibilidad de separar los datos en celdas independientes. De esta forma se obtienen bloques de datos como los que se pueden observar en la Tabla 5.1, que se ha simplificado por comodidad. La representación de la temperatura medida frente al número de medida da lugar a una gráfica como la que se representa en la Figura 5.10. En un primer vistazo se puede observar cómo la temperatura se estabiliza tras la introducción de una temperatura objetivo en el horno.

Sin embargo, la lectura que da la sonda no coincide exactamente con la temperatura en el horno, por lo que es necesario establecer una línea de calibración que permita determinar la temperatura medida a partir de la obtenida de la sonda.

Tabla 5.1. Datos guardados por el Adquisidor 1 para la sonda 308 (C).

| Sweep # | Time                    | Chan 307 (C) |
|---------|-------------------------|--------------|
| 1       | 03/26/2015 17:50:06:528 | 59,470       |
| 2       | 03/26/2015 17:50:24:528 | 59,473       |
| 3       | 03/26/2015 17:50:42:528 | 59,470       |
| 4       | 03/26/2015 17:51:00:528 | 59,470       |
| 5       | 03/26/2015 17:51:18:528 | 59,473       |
| 6       | 03/26/2015 17:51:36:528 | 59,475       |
| 7       | 03/26/2015 17:51:54:528 | 59,478       |
| 8       | 03/26/2015 17:52:12:528 | 59,184       |
| 9       | 03/26/2015 17:52:30:528 | 58,437       |
| 10      | 03/26/2015 17:52:48:528 | 57,477       |



En la Figura 5.11 se ha representado dicha línea de calibración para la sonda 307-1.

Para la obtención de la correspondiente línea de calibración se ha estimado que una recta es suficiente para emplearse posteriormente en la determinación de la temperatura real ya que así se obtiene un factor  $R^2$  lo suficientemente próximo a la unidad. Se hace necesario, pues, separar los puntos correspondientes a las transiciones entre temperaturas objetivo de aquéllos en los que los datos indicados por las sondas están estabilizados, que corresponderán a la temperatura objetivo más próxima.

Esto se ha hecho en Microsoft Excell, introduciendo una línea de comando que calcula la diferencia entre cada valor y el anterior, aceptando el resultado si es menor o igual que la precisión requerida, ya que entonces estaría dentro de una zona de medida “estable”, o descartándolo si es mayor, ya que en este caso se trataría de un valor de transición.

El comando utilizado para el análisis de una columna (C, por ejemplo) es:

$$C_i = SI(ABS(B_i - B_{i-1}) < \$D\$2; 0; ABS(B_i - B_{i-1})) \quad (5.1)$$

donde, en este caso, la columna B corresponde a la temperaturas obtenida de la sonda y la casilla D2 a la precisión requerida (0,01 °C). Esta línea devuelve 0 si las temperaturas se han estabilizado y el valor absoluto de la diferencia si se encuentran en una zona de transición.

Una vez depurados los valores se procede a realizar la regresión lineal. Así, la temperatura podrá obtenerse de la ecuación (5.2)

Temperatura vs Número de Barrido para la sonda 307 (C)

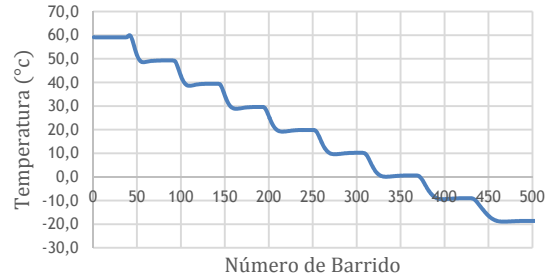


Figura 5.10. Representación de la temperatura medida en función del número de medida.

Línea de Calibración para la sonda 307-1

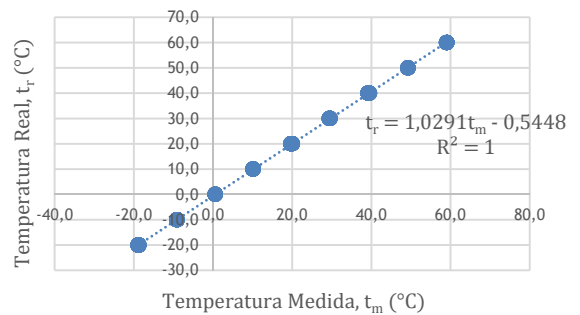


Figura 5.11. Línea de Calibración para la sonda 307-1.

$$t_r(^{\circ}\text{C}) = 1,0291 t_m(^{\circ}\text{C}) - 0,5448 \quad (5.2)$$

Este procedimiento se ha seguido con todas las sondas empleadas en el estudio experimental llevado a cabo en esta tesis. Todos los puntos de calibración controlados se ajustan de forma muy satisfactoria a un comportamiento lineal (en el peor de los casos,  $R^2 = 0,9765$ ), justificándose de este modo la validez de las medidas de temperatura corregidas con las correspondientes rectas de calibración. En la Tabla 5.3 se muestran los valores de la pendiente (m), ordenada en el origen (n) y coeficiente de correlación ( $R^2$ ) para cada una de las rectas de calibración correspondientes a las regresiones lineales obtenidas para cada sonda. Las rectas de calibración para todas las sondas se muestran en el documento "Calibración de sondas.xlsx", en la carpeta ANEXOS que se puede encontrar en el soporte informático adjunto. La precisión proporcionada por los sensores se estima en  $\pm 0.1$  °C, suficientemente preciso para el objeto del estudio experimental.

Tabla 5.2. Valores de m, n y  $R^2$  para cada una de las sondas empleadas.

| Sonda | m      | n      | $R^2$  |
|-------|--------|--------|--------|
| 203-1 | 1,0406 | 0,9648 | 0,9978 |
| 301-1 | 1,0373 | 0,8466 | 1,0000 |
| 302-1 | 1,0261 | 0,6190 | 1,0000 |
| 303-1 | 1,0930 | 1,2492 | 0,9999 |
| 304-1 | 1,0573 | 0,7537 | 0,9999 |
| 305-1 | 1,0506 | 1,3056 | 1,0000 |
| 306-1 | 1,0529 | 1,3080 | 1,0000 |
| 307-1 | 1,0291 | 0,5448 | 1,0000 |
| 308-1 | 1,0186 | 0,5004 | 1,0000 |
| 202-2 | 1,0626 | 1,3331 | 0,9999 |
| 204-2 | 1,0608 | 0,4584 | 0,9997 |
| 207-2 | 1,0117 | 0,7409 | 0,9765 |
| 304-2 | 1,0073 | 0,0629 | 0,9983 |

### 5.1.3 DISPOSICIÓN DE LAS SONIDAS.

Para medir las temperaturas del refrigerante en las máquinas estudiadas se han hecho medidas en cada estado característico del ciclo, colocando las sondas sobre la superficie de los tubos y, sobre ellas, un aislamiento de espuma. De esta forma, la temperatura medida sobre la superficie del tubo es, prácticamente, la misma que la del refrigerante en su interior. Inicialmente las medidas se han realizado sobre el tubo desnudo, pero posteriormente se ha considerado colocar sobre las sondas un aislamiento de espuma. Se incluye en este apartado, para justificar el procedimiento utilizado.

#### 5.1.3.1 Sonda adherida a la superficie del tubo desnudo.

Inicialmente se han dispuesto sondas adheridas a la superficie externa del tubo desnudo por lo que, según la Figura 5.12, la temperatura medida es  $t_o$ .

Si la temperatura del fluido en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , es superior a la temperatura del fluido en el exterior,  $t_{o\infty}$ , ocurre una transferencia de calor por unidad de tiempo,  $\dot{Q}$ , desde el interior hasta el exterior, como se indica en la Figura 5.12 [60, Incropera et al., 1999].

Para un tubo de longitud  $l$  cuya conductividad térmica es  $k$  (Figura 5.12), el calor intercambiado por unidad de tiempo,  $\dot{Q}$ , entre el refrigerante en el interior del tubo y el aire en el exterior, a las temperaturas  $t_{i\infty}$  y  $t_{o\infty}$ , medidas en puntos lo suficientemente alejados del tubo en el interior y en el exterior, respectivamente, siendo  $r_i$  y  $r_o$  los radios interno y externo del tubo, viene dado por

$$\dot{Q} = h_i A_i (t_{i\infty} - t_i) = 2\pi k l \frac{t_i - t_o}{\ln \frac{r_o}{r_i}} = (h_c + h_r) A_o (t_o - t_{o\infty}) \quad (5.3)$$

donde  $t_i$  y  $t_o$  son las temperaturas en la superficie interior y exterior del tubo,  $A_i$  y  $A_o$  son las superficies interna y externa del tubo, respectivamente,  $h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo entre el refrigerante y el tubo, y  $h_c$  y  $h_r$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación, respectivamente, en el exterior del tubo, de modo que el coeficiente global de transferencia de calor por convección y radiación en el exterior del tubo,  $h_o$ , vale

$$h_o = h_c + h_r \quad (5.4)$$

En la ecuación (5.4) se ha despreciado el calor intercambiado por radiación entre el refrigerante y la superficie interior del tubo por asumir que las diferencias de temperatura en el interior son muy pequeñas. Expresando las superficies  $A_i$  y  $A_o$  como  $2\pi r_i l$  y  $2\pi r_o l$ , respectivamente, y teniendo en cuenta que  $r_i = r_o - e$ , la ecuación (5.3) se puede escribir, para obtener el calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud, como

$$\frac{\dot{Q}}{l} = 2\pi (r_o - e) h_i (t_{i\infty} - t_i) = 2\pi k \frac{t_i - t_o}{\ln \frac{r_o}{r_o - e}} = 2\pi r_o (h_c + h_r) (t_o - t_{o\infty}) \quad (5.5)$$

El circuito térmico equivalente para la ecuación (5.5) se representa en la Figura 5.13.

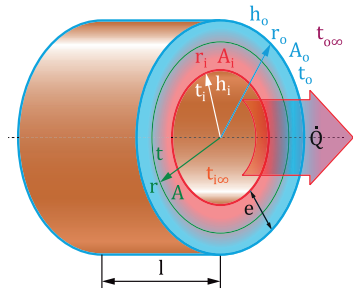


Figura 5.12. Transferencia de calor en el tubo desnudo.

Las resistencia térmica total por unidad de longitud es, pues,

$$\frac{R}{l} = \frac{1}{2\pi(r_o - e)h_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_o - e}}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_o(h_c + h_r)} \quad (5.6)$$

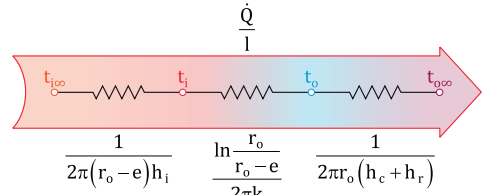


Figura 5.13. Circuito térmico equivalente para el calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo por el tubo desnudo.

El calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud,  $\frac{\dot{Q}}{l}$ , se puede escribir, entonces, como

$$\frac{\dot{Q}}{l} = \frac{t_{i\infty} - t_{o\infty}}{\frac{1}{2\pi(r_o - e)h_i} + \frac{\ln \left( \frac{r_o}{r_o - e} \right)}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_o(h_c + h_r)}} \quad (5.7)$$

Para obtener el calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud es necesario conocer, además de la geometría del tubo ( $r_o$  y  $e$ ) y el material del que está hecho (para obtener  $k$ ), los coeficientes de transferencia de calor  $h_i$ ,  $h_c$  y  $h_r$ . La ecuación (5.7) no resulta útil para determinar la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , ya que aun cuando se determinan los coeficientes  $h_i$ ,  $h_c$  y  $h_r$ , en ella quedan dos incógnitas, que son  $\frac{\dot{Q}}{l}$  y  $t_{i\infty}$ . Como la temperatura en la superficie del tubo,  $t_o$ , es medida y, por tanto, conocida, se puede obtener  $\frac{\dot{Q}}{l}$  de la expresión

$$\frac{\dot{Q}}{l} = \pi D_o(h_c + h_r)(t_o - t_{o\infty}) \quad (5.8)$$

donde se ha tenido en cuenta que  $D_o = 2r_o$ . Una vez conocido el calor por unidad de tiempo y longitud,  $\frac{\dot{Q}}{l}$ , la temperatura en la superficie interna del tubo,  $t_i$ , se puede obtener de

$$t_i = t_o + \frac{\dot{Q}}{l} \left[ \frac{\ln \frac{r_o}{r_o - e}}{2\pi k} \right] \quad (5.9)$$

Con la temperatura  $t_i$  obtenida de la ecuación (5.9) se determina la del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , de la ecuación

$$t_{i\infty} = t_i + \frac{\dot{Q}}{l} \left[ \frac{1}{2\pi(r_o - e)h_i} \right] \quad (5.10)$$

La utilización de la ecuación (5.10) requiere de la evaluación del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante y la superficie interior del tubo,  $h_i$ . Es necesario, por tanto, determinar los valores de  $\frac{\dot{Q}}{l}$  y de los coeficientes de transferencia de calor por convección en el interior y en el exterior, y el coeficiente de transferencia de calor por radiación en el exterior. En la Tabla 5.3 se indican las medidas obtenidas en cada uno de los estados característicos del ciclo analizados en un estado intermedio del ciclo de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua estudiado.

Tabla 5.3. Medidas obtenidas para la determinación de la temperatura del refrigerante en el interior de los tubos.

| Medidas            |        |        |        |        |
|--------------------|--------|--------|--------|--------|
|                    | 1      | 2      | 3      | 4      |
| $t_o$ (°C)         | 4,02   | 48,03  | 36,35  | 6,03   |
| $t_{o\infty}$ (°C) | 19,0   | 19,0   | 19,0   | 19,0   |
| $\dot{W}$ (kW)     | 0,179  | 0,179  | 0,179  | 0,179  |
| $D_o$ (mm)         | 6,35   | 6,35   | 6,35   | 6,35   |
| $e$ (mm)           | 0,8    | 0,8    | 0,8    | 0,8    |
| $D_i$ (mm)         | 4,8    | 4,8    | 4,8    | 4,8    |
| $k_{Cu}$ (W/mK)    | 380,00 | 380,00 | 380,00 | 380,00 |

*Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie exterior del tubo y el aire.*

La convección en el exterior de los tubos es natural. Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en el exterior,  $h_e$ , se emplea la correlación de Churchill y Chu [59, Chapman et al., 1990; 60, Incropera et al., 1999], que se expresa como

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{2/7}} \right\}^2 \quad (5.11)$$

La ecuación (5.11) permite calcular el número de Nusselt promedio,  $\overline{Nu}_D$ , en la superficie externa de un cilindro isotérmico a partir de los números de Prandtl (5.12) y de Rayleigh (5.13).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_{air}} \quad (5.12)$$

$$Ra_D = \frac{g \beta_m (t_o - t_{o\infty}) D_o^3}{\nu_m \alpha_m} \quad (5.13)$$

En la ecuación (5.12)  $c_p$  es el calor específico a presión constante y  $k_{air}$  es el coeficiente de transferencia de calor por conducción, ambos del aire, y en la ecuación (5.13)  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $t_o$  y  $t_{o\infty}$  son la temperaturas en la superficie del tubo y en un punto lo suficientemente alejado de ésta,  $D_o$  es el diámetro exterior del tubo,  $\beta_m$  es el coeficiente de expansión (que para gases ideales puede escribirse como  $\beta_m = 1/T_m$ ),  $\nu_m$  es la viscosidad cinemática del aire y  $\alpha_m$  es la difusividad térmica del aire; estas tres últimas evaluadas a una temperatura media entre la de la superficie,  $t_o$ , y el entorno,  $t_{o\infty}$ .

La ecuación (5.11) es válida para  $Ra_D \leq 10^{12}$  [77, Ingenieure, n.d.], lo que se cumple en todos los estados analizados como se puede observar en la Tabla 5.4. Una vez se obtiene  $\overline{Nu}_D$  se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del tubo,  $h_c$ , a partir de la ecuación

$$h_c = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k_{air}}{D} \quad (5.14)$$

donde  $k_{air}$  es el coeficiente de transferencia de calor por conducción del aire a la temperatura de la superficie del cilindro.

En la Tabla 5.4 se muestran los valores así calculados del coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie externa del tubo y el aire. Los datos tabulados se han obtenido a partir de Tablas de Propiedades Termodinámicas del aire como gas ideal.

Tabla 5.4. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h_c$ , entre el tubo y el aire.

|  | 1                       | 2                       | 3                       | 4                       |
|--|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $t_o$ (°C)                                   | 4,02                    | 48,03                   | 36,35                   | 6,03                    |
| $t_m$ (°C)                                   | 11,51                   | 33,51                   | 27,68                   | 12,52                   |
| $\beta_m$ (K <sup>-1</sup> )                 | 0,003513                | 0,003261                | 0,003324                | 0,003500                |
| $\nu_m$ (m <sup>2</sup> /s)                  | 1,4393·10 <sup>-5</sup> | 1,6410·10 <sup>-5</sup> | 1,5866·10 <sup>-5</sup> | 1,4482·10 <sup>-5</sup> |
| $\alpha_m$ (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ) | 1,9636·10 <sup>-5</sup> | 2,2565·10 <sup>-5</sup> | 2,1769·10 <sup>-5</sup> | 1,9767·10 <sup>-5</sup> |
| $Ra_D$                                       | 467,6                   | 641,9                   | 419,4                   | 398,0                   |
| $Pr_m$                                       | 0,73321                 | 0,72722                 | 0,72885                 | 0,73295                 |
| $\overline{Nu}_D$                            | 2,24189                 | 2,38815                 | 2,19266                 | 2,17122                 |
| $k_{air}$ (W/mK)                             | 0,02449                 | 0,02614                 | 0,02571                 | 0,02458                 |
| $h_c$ (W/m <sup>2</sup> K)                   | 8,65                    | 9,83                    | 8,88                    | 8,40                    |

*Determinación del coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie exterior del tubo y los cerramientos.*

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie exterior del tubo y los cerramientos,  $h_r$ , viene dado por

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_o^2 + T_{o\infty}^2)(T_o + T_{o\infty}) \tag{5.15}$$

donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ), y  $T_o$  y  $T_{o\infty}$  son las temperaturas absolutas en la superficie del tubo y en los cerramientos, respectivamente.

A efectos de cálculo del coeficiente  $h_r$  se ha considerado que los cerramientos se encuentran a la misma temperatura que el ambiente.

En la Figura 5.14 se representan los valores del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$ , en  $\text{W/m}^2\text{K}$ , obtenidos para diferentes temperaturas en los cerramientos,  $T_{o\infty}$ , para una emisividad,  $\varepsilon$ , de 0,9, y para una temperatura en la superficie externa del tubo,  $T_o$ , comprendida entre 253,15 K (-20 °C) y 333,15 K (60 °C). Del análisis de la Figura 5.14 se deduce que existe una leve dependencia del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$ , con la temperatura del entorno,  $t_{o\infty}$ , aumentando ligeramente a medida que aumenta aquélla. También, como cabía esperar,  $h_r$  aumenta a medida que aumenta la temperatura en la superficie del tubo,  $t_o$ , pero en el intervalo de temperaturas estudiado no aumenta de una forma muy significativa. Como se puede observar, los valores de  $h_r$  están en el intervalo comprendido entre 4 y 6  $\text{W/m}^2\text{K}$ .

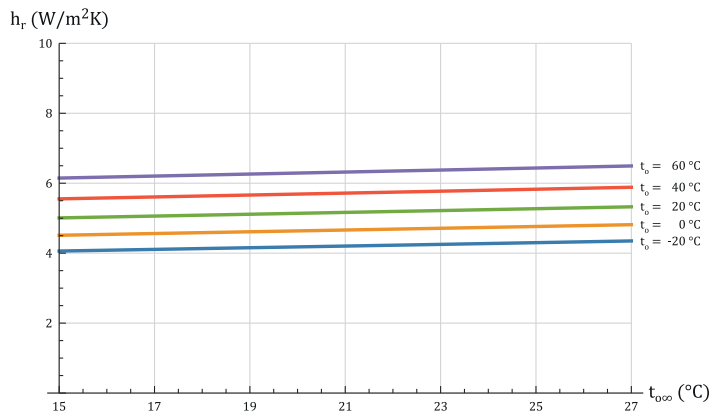


Figura 5.14. Valores del coeficiente de transferencia de calor por radiación para diferentes temperaturas en los cerramientos, para una emisividad de 0,9 y una temperatura en la superficie externa del tubo comprendida entre -20 °C y 60 °C.

Tabla 5.5. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$ , entre la superficie externa del tubo y los cerramientos.

|                                  | 1    | 2     | 3     | 4    |
|----------------------------------|------|-------|-------|------|
| $t_o$ (°C)                       | 4,02 | 48,03 | 36,35 | 6,03 |
| $t_{o\infty}$ (°C)               | 19,0 | 19,0  | 19,0  | 19,0 |
| $\varepsilon$                    | 0,9  | 0,9   | 0,9   | 0,9  |
| $h_r$ ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) | 4,71 | 5,90  | 5,56  | 4,76 |

En la Tabla 5.5 se muestran los valores del coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del tubo y las superficies del entorno para una temperatura de éstos,  $t_{o\infty}$ , de 19,0 °C.

*Determinación del calor intercambiado por unidad de longitud de tubo y de la temperatura en la superficie interior del tubo*

Una vez se dispone de todos los coeficientes de transferencia de calor involucrados, con la ecuación (5.8) se calcula el calor intercambiado por unidad de longitud de tubo,  $\frac{Q}{l}$ , y con la ecuación (5.9), la temperatura del refrigerante en la superficie interior del tubo,  $t_i$ . Los resultados se muestran en la Tabla 5.6.

*Determinación de la temperatura del refrigerante en el interior del tubo.*

Para determinar la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , una vez se conoce la temperatura en la superficie interna del tubo,  $t_i$ , es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo,  $h_i$ . Para ello, en primer lugar hay que conocer el régimen del flujo y, a partir de ahí, emplear una correlación adecuada que permita el cálculo del número de Nusselt y de ahí el coeficiente  $h_i$ . Se considera que el flujo turbulento está completamente desarrollado para valores del número  $Re$  superiores a 2300.

Para conductos de sección circular, el número  $Re$  viene dado por

$$Re = \frac{\rho CD}{\mu} \tag{5.16}$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $C$  es su velocidad media,  $D$  es el diámetro del conducto y  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido. La velocidad del fluido en cada estado se obtiene a partir de la potencia en el compresor, la diferencia entre las entalpías del flujo saliente y entrante, y la densidad del flujo en cada estado, es decir,

$$C = \frac{\dot{W}}{\rho A(h_2 - h_1)} \tag{5.17}$$

Tabla 5.6. Determinación del calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo, y la temperatura en la superficie interior del tubo.

|                   | 1     | 2     | 3     | 4     |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|
| $h_c (W/m^2K)$    | 8,65  | 9,83  | 8,88  | 8,40  |
| $h_r (W/m^2K)$    | 4,71  | 5,90  | 5,56  | 4,76  |
| $h_o (W/m^2K)$    | 13,36 | 15,73 | 14,44 | 13,16 |
| $\dot{Q}/l (W/m)$ | -3,99 | 9,11  | 5,00  | -3,40 |
| $t_i (^\circ C)$  | 3,67  | 48,71 | 36,72 | 5,79  |



En todos los estados analizados el flujo turbulento se encuentra completamente desarrollado (ya que en todos  $Re > 2300$ ), como se muestra en la Tabla 5.7, en la que se han calculado para una potencia de compresor de 179 W, que corresponde a la potencia consumida en un estado intermedio del funcionamiento de la bomba de calor aire-agua analizada. Para elegir la correlación más adecuada en flujo turbulento es necesario evaluar el número de Prandtl,  $Pr$ , que en todos los casos está comprendido entre 0,7 y 160, como se puede ver en la Tabla 5.7. Además, como los tubos tienen un diámetro muy pequeño, en todos ellos se cumple  $L/D > 10$ , por lo que la correlación apropiada para la determinación del número de Nusselt,  $Nu$ , puede ser la de Colburn [59, Chapman et al., 1990], que se expresa como

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{0,8} \quad (5.18)$$

Una vez se determinan los números  $Nu$  en cada estado representativo del ciclo se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección interno,  $h_i$ , de la ecuación

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_r}{D_i} \quad (5.19)$$

Pero para conocer el número  $Re$  es necesario conocer la viscosidad,  $\mu$ , y la densidad,  $\rho$  (ecuación (5.16)), y éstas, para una presión determinada, dependen de la temperatura. La dependencia de la densidad con la temperatura compromete, también, el valor de la velocidad,  $C$ , como se desprende de la ecuación (5.17). Igualmente, para el cálculo del número de Prandtl,  $Pr$ , se hace necesario conocer la dependencia de la temperatura del calor específico a presión constante,  $c_p$ , y del coeficiente de transferencia de calor por conducción,  $k_r$ , del refrigerante, como se aprecia en la ecuación (5.12).

Todos los parámetros anteriores pueden conocerse si se conoce la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ . Pero ésta es justo la que se busca. Para encontrarla se recurre a un procedimiento iterativo que consiste en asumir una temperatura para el refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , calculada inicialmente a partir de todos los parámetros anteriores evaluados a  $t_i$  con la ayuda del Software de Simulación y Diseño IMST-ART. En la Tabla 5.7 se detallan las temperaturas obtenidas en la aproximación descrita anteriormente.

Así se llega a determinar  $h_i$  y, a continuación,  $(\dot{Q}/l)_{int}$ . Este valor del calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo no coincidirá inicialmente con el valor de  $\frac{\dot{Q}}{l}$  calculado hasta aquí (Tabla 5.6), al que ahora se denomina  $(\dot{Q}/l)_{ext}$ , por lo que será necesario cambiar la

temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$  (obteniendo para cada caso los valores correspondientes de  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $C$ ,  $c_p$  y  $k_r$ ), hasta que la diferencia entre los valores de  $\frac{\dot{Q}}{l}$  sea prácticamente nula, siendo entonces cuando se habrá conseguido el valor más aproximado para  $t_{i\infty}$ .

Empleando un procedimiento iterativo se obtiene la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t_{i\infty}$ , en cada uno de los estados analizados. Se puede consultar la evolución de la determinación de cada temperatura en la pestaña "Aire-Tubo-Refrigerante", en el documento "Medidas HP · AW.xlsx" que se encuentra en la carpeta ANEXOS, en el soporte informático adjunto.

En la Tabla 5.8 se resumen los valores obtenidos para las temperaturas del refrigerante en el interior del tubo desnudo,  $t_{i\infty}$ , en cada uno de los estados representativos del ciclo y se muestran, también, las temperaturas medidas sobre el tubo desnudo,  $t_o$ . Como puede comprobar, la variación de temperatura es relativamente asumible en todos los estados aunque se observa una amplitud grande en la salida del compresor, que es el estado de mayor temperatura. Es por este motivo que se considera oportuno estudiar la posibilidad de aumentar la resistencia térmica para reducir el calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo,  $\dot{Q}/l$ , con lo que cabe esperar que se reduzca, también, la diferencia de temperaturas entre la superficie del tubo,  $t_o$ , y el refrigerante en el interior,  $t_i$ .

Tabla 5.7. Aproximación a la temperatura del refrigerante en el interior del tubo.

|                             | 1       | 2       | 3        | 4        |
|-----------------------------|---------|---------|----------|----------|
| $h$ (kJ/kg)                 | 354,58  | 374,17  | 235,48   | 235,48   |
| $x$                         | -       | -       | -        | 0,1989   |
| $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 19,493  | 55,340  | 1269,500 | 1106,907 |
| $C$ (m/s)                   | 25,626  | 9,026   | 0,393    | 0,451    |
| $\mu$ ( $\mu$ Pa s)         | 10,758  | 12,720  | 167,650  | 186,441  |
| $Re$                        | 224083  | 189520  | 14379    | 12930    |
| $c_p$ (kJ/kgK)              | 0,6370  | 0,7550  | 1,0198   | 0,8859   |
| $k$ (W/mK)                  | 0,0091  | 0,0118  | 0,0633   | 0,0609   |
| $Pr$                        | 0,75721 | 0,81618 | 2,69983  | 2,71339  |
| $Nu$                        | 399,756 | 358,465 | 67,873   | 71,950   |
| $h_i$ (W/m <sup>2</sup> K)  | 749,69  | 874,03  | 890,62   | 907,51   |
| $(\dot{Q}/l)_{ext}$ (W/m)   | 3,99    | -9,11   | -5,00    | 3,40     |
| $t_i$ (°C)                  | 3,67    | 48,72   | 36,72    | 5,79     |
| $t_{i\infty}$ (°C)          | 3,40    | 49,24   | 37,00    | 5,60     |

Tabla 5.8. Temperatura del refrigerante en el interior del tubo desnudo,  $t_{i\infty}$ .

|                          | 1    | 2     | 3     | 4    |
|--------------------------|------|-------|-------|------|
| $t_o$ (°C)               | 4,02 | 48,03 | 36,35 | 6,03 |
| $t_{i\infty}$ (°C)       | 3,32 | 49,41 | 37,09 | 5,49 |
| $t_o - t_{i\infty}$ (°C) | 0,70 | -1,38 | -0,74 | 0,55 |

### 5.1.3.2 Sonda adherida a la superficie del tubo aislado.

En la Figura 5.15 se muestra un tubo aislado intercambiando el calor  $\dot{Q}'$  por unidad de tiempo.

Con relación a la Figura 5.12, en la Figura 5.15 se añade un aislamiento de espesor  $e_a$  y conductividad térmica  $k_a$ . Se sigue midiendo la temperatura en la superficie del tubo,  $t_o$ . Se pretende encontrar la temperatura del refrigerante en el interior del tubo a partir de la temperatura medida,  $t_o$ .

En este caso, para un tubo cuya conductividad térmica es  $k$  (Figura 5.15), el calor intercambiado,  $\dot{Q}'$ , entre el refrigerante en el interior del tubo y el aire en el exterior, a las temperaturas  $t_{i\infty}$  y  $t_{o\infty}$ , respectivamente, siendo  $r_i$  y  $r_o$  los radios interno y externo del tubo, y  $e_a$  el espesor del aislamiento, y  $l$  su longitud, viene dado por

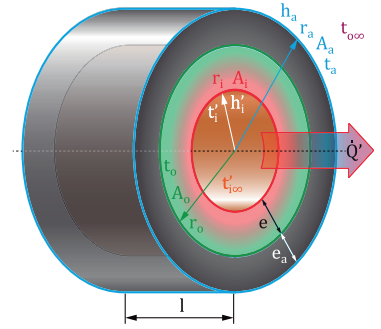


Figura 5.15. Transferencia de calor en el tubo aislado.

$$\dot{Q}' = h'_i A_i (t'_{i\infty} - t'_i) = 2\pi k l \frac{t'_i - t_o}{\ln \frac{r_o}{r_i}} = 2\pi k_a l \frac{t_o - t_a}{\ln \frac{r_a}{r_o}} = (h_{ca} + h_{ra}) A_o (t_o - t_{o\infty}) \quad (5.20)$$

donde  $t'_{i\infty}$  y  $t_{o\infty}$  son las temperaturas del refrigerante y del aire, respectivamente, en puntos lo suficientemente alejados del tubo en el interior y en el exterior,  $t'_i$  y  $t_o$  son las temperaturas en la superficie interior y exterior del tubo,  $A_i$  y  $A_o$  son las superficies interna y externa del tubo, respectivamente,  $k$  y  $k_a$  son los coeficientes de transferencia de calor por conducción en el tubo y en el aislamiento, respectivamente,  $h'_i$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo entre el refrigerante y el tubo, y  $h_{ca}$  y  $h_{ra}$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación, respectivamente, en el exterior del aislamiento, de modo que el coeficiente global de transferencia de calor por convección y radiación en el exterior del tubo,  $h_{oa}$ , vale

$$h_{oa} = h_{ca} + h_{ra} \quad (5.21)$$

Expresando, como se hizo anteriormente, las superficies  $A_i$  y  $A_o$  como  $2\pi r_i l$  y  $2\pi r_o l$ , respectivamente, y teniendo en cuenta que  $r_i = r_o - e$ , y que  $r_a = r_o + e_a$  la ecuación (5.20) se puede escribir, para obtener el calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud, como

$$\frac{\dot{Q}'}{l} = 2\pi (r_o - e) h'_i (t'_{i\infty} - t'_i) = 2\pi k \frac{t'_i - t_o}{\ln \frac{r_o}{r_o - e}} = 2\pi k_a \frac{t_o - t_a}{\ln \frac{r_o + e_a}{r_o}} = 2\pi r_a (h_{ca} + h_{ra}) (t_o - t_{o\infty}) \quad (5.22)$$

De manera similar a lo presentado para el tubo sin aislar, las resistencia térmica por unidad de longitud es,

$$\frac{R'}{l} = \frac{1}{2\pi(r_o - e)h'_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_o - e}}{2\pi k} + \frac{\ln \frac{r_o + e_a}{r_o}}{2\pi k_a} + \frac{1}{2\pi r_a(h_{ca} + h_{ra})} \quad (5.23)$$

El calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud,  $\frac{\dot{Q}'}{l}$ , se puede escribir como

$$\frac{\dot{Q}'}{l} = \frac{t'_{i\infty} - t_{o\infty}}{\frac{1}{2\pi(r_o - e)h'_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_o - e}}{2\pi k} + \frac{\ln \frac{r_o + e_a}{r_o}}{2\pi k_a} + \frac{1}{2\pi r_a(h_{ca} + h_{ra})}} \quad (5.24)$$

El circuito térmico equivalente para la ecuación (5.24) se representa en la Figura 5.16. Para obtener el calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud es necesario conocer, además de los datos requeridos para el estudio con el tubo desnudo, el coeficiente de transferencia de calor por conducción del aislamiento,  $k_a$ , su geometría ( $r_a$  y  $e_a$ ) y los coeficientes de transferencia de calor  $h'_i$ ,

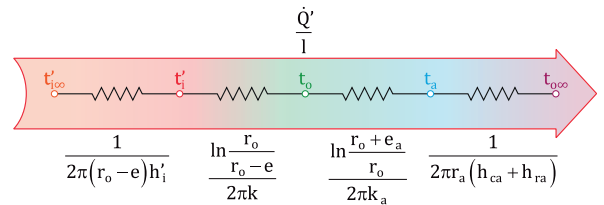


Figura 5.16. Circuito térmico equivalente para el calor intercambiado por unidad de longitud y tiempo por el tubo aislado.

$h_{ca}$  y  $h_{ra}$ . Nuevamente, la ecuación (5.24) no resulta útil para determinar la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t'_{i\infty}$ , ya que aun cuando se determinan los coeficientes  $h'_i$ ,  $h_{ca}$  y  $h_{ra}$ , en ella quedan dos incógnitas, que son  $\frac{\dot{Q}'}{l}$  y  $t'_{i\infty}$ . Como la temperatura en la superficie del tubo,  $t_o$ , es medida y, por tanto, conocida, se puede obtener  $\frac{\dot{Q}'}{l}$  de la expresión

$$\frac{\dot{Q}'}{l} = \frac{t_o - t_{o\infty}}{\frac{\ln \frac{r_o + e_a}{r_o}}{2\pi k_a} + \frac{1}{\pi D_a(h_{ca} + h_{ra})}} \quad (5.25)$$

donde se ha tenido en cuenta que  $D_a = 2r_a$ . Sin embargo, como en este caso no se conoce la temperatura en la superficie del aislamiento,  $t_a$ , tampoco se puede conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aislamiento y el aire,  $h_{ca}$ , porque  $h_{ca}$  es función de  $t_a$ .

Para obtener la temperatura en la superficie del aislamiento se ha empleado la ecuación

$$\left(\frac{\dot{Q}'}{l}\right)_{int} = \frac{t_o - t_a}{\ln \frac{r_o + e_a}{r_o}} \frac{1}{2\pi k_a} \quad (5.26)$$

y también

$$\left(\frac{\dot{Q}'}{l}\right)_{ext} = \frac{t_a - t_{o\infty}}{1} \frac{1}{\pi D_a (h_{ca} + h_{ra})} \quad (5.27)$$

Con las ecuaciones (5.26) y (5.27) se sigue un proceso iterativo que consiste en asumir un valor para  $t_a$ ; con ese valor para  $t_a$  se obtiene el correspondiente para  $\left(\frac{\dot{Q}'}{l}\right)_{int}$  de la ecuación (5.26). Igualmente, con el mismo valor para  $t_a$  se obtienen los correspondientes de los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación entre el aislamiento y el aire,  $h_{ca}$  y  $h_{ra}$ , y de ahí, con la ecuación (5.27), el correspondiente para  $\left(\frac{\dot{Q}'}{l}\right)_{ext}$ . Se cambia el valor de  $t_a$  hasta que el valor obtenido para  $\frac{\dot{Q}'}{l}$  a partir de cada una de las ecuaciones (5.26) y (5.27) coincida, finalizando el proceso iterativo. Se puede consultar la evolución de la determinación de cada temperatura en la pestaña "Aire-Aislante-Tubo-Refrigerante", en el documento "Medidas HP · AW.xlsx" que se encuentra en la carpeta ANEXOS, en el soporte informático adjunto.

Conocido el calor intercambiado por unidad de tiempo y longitud,  $\frac{\dot{Q}'}{l}$ , para cada estado, la temperatura de la superficie interior del tubo,  $t'_i$ , se puede obtener a partir de la temperatura medida sobre la superficie del tubo aislado,  $t_o$ , de la ecuación

$$t'_i = t_o + \frac{\dot{Q}'}{l} \left[ \frac{\ln \frac{r_o}{r_o - e}}{2\pi k} \right] \quad (5.28)$$

Y una vez obtenida la temperatura en la superficie interior del tubo,  $t'_i$ , se calcula la temperatura del refrigerante en el interior del tubo,  $t'_{i\infty}$ , con la ecuación

$$t'_{i\infty} = t'_i + \frac{\dot{Q}'}{l} \left[ \frac{1}{2\pi(r_o - e)h'_i} \right] \quad (5.29)$$

En la ecuación (5.29) el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante y la superficie interna del tubo,  $h'_i$ , depende de la temperatura de aquél. Para obtener la temperatura del refrigerante se utiliza nuevamente otro procedimiento iterativo similar al empleado en la determinación de la temperatura del refrigerante en el interior del tubo en el caso del tubo aislado. La evolución para la determinación de cada temperatura también se puede encontrar en la pestaña “Aire-Aislante-Tubo-Refrigerante”, en el documento “Medidas HP · AW.xlsx” que se encuentra en la carpeta ANEXOS, en el soporte informático adjunto.

En la Tabla 5.9 se resumen los valores obtenidos para las temperaturas del refrigerante en el interior del tubo aislado,  $t'_{i\infty}$ , en cada uno de los estados representativos del ciclo y se muestran, también, las temperaturas medidas sobre el tubo aislado,  $t_o$ . Para facilitar la comparación se incluyen, también, las temperaturas calculadas para el refrigerante en cada estado con el tubo desnudo. Se puede apreciar que la utilización de un aislamiento de espuma colocado encima de las sondas reduce más de la mitad el error cometido cuando se asume que la temperatura del refrigerante es la misma que la temperatura medida sobre el tubo.

Con el tubo aislado, la diferencia de temperaturas es inferior, en todos los casos, a medio grado Celsius, mientras que con el tubo desnudo esta diferencia es, como se ha dicho, superior en más del doble. Por tanto todas las sondas de temperatura se han colocado sobre el tubo y, sobre ellas, se ha puesto un aislamiento de aproximadamente 1 cm de espesor.

Tabla 5.9. Análisis de la temperatura calculada del refrigerante en el interior del tubo aislado,  $t'_{i\infty}$ , y sin aislar,  $t_{i\infty}$ .

|            | Temperatura               | 1    | 2     | 3     | 4    |
|------------|---------------------------|------|-------|-------|------|
|            | $t_o$ (°C)                | 4,02 | 48,03 | 36,35 | 6,03 |
| Sin aislar | $t_{i\infty}$ (°C)        | 3,32 | 49,41 | 37,09 | 5,49 |
|            | $t_o - t_{i\infty}$ (°C)  | 0,70 | -1,38 | -0,74 | 0,55 |
| Aislado    | $t'_{i\infty}$ (°C)       | 3,77 | 48,45 | 36,60 | 5,82 |
|            | $t_o - t'_{i\infty}$ (°C) | 0,25 | -0,43 | -0,25 | 0,21 |

## 5.2 NOMENCLATURA EMPLEADA COMÚN A TODAS LAS MÁQUINAS.

Para evitar la duplicidad que supone la referencia a cada estado analizado en cada máquina, se ha establecido una nomenclatura común a todas ellas, de modo que lo que en cada estudio las diferenciará será su funcionamiento, geometría, el refrigerante que empleen y la

naturaleza de los flujos secundarios en cada intercambiador. En todas las máquinas estudiadas se han empleado, como fluidos secundarios, aire y agua. En general, para los flujos secundarios se emplean los subíndices “a” para aire y “w” para agua, seguidos de “i” (“inlet”) para el estado de entrada y “o” (“outlet”) para el estado de salida, cuando el fluido secundario se encuentra en movimiento convectivo forzado. Cuando el fluido secundario está confinado en un recipiente y su movimiento convectivo es natural, se emplea mismo subíndice pero acompañado de “1” para el estado inicial y “2” para el estado final. En la Tabla 5.10 se detalla la nomenclatura asignada a cada una de las temperaturas medidas.

Tabla 5.10. Nomenclatura asignada a cada una de las temperaturas medidas en cada máquina.

| Temperatura | Lugar en el que se mide la temperatura                        |
|-------------|---|
| $t_1$       | Entrada de refrigerante al compresor, salida del evaporador.  |
| $t_2$       | Entrada de refrigerante al condensador, salida del compresor. |
| $t_3$       | Entrada de refrigerante a la válvula, salida del condensador. |
| $t_4$       | Entrada de refrigerante al evaporador, salida de la válvula.  |
| $t_{comp}$  | Carcasa del compresor.  |
| $t_{wi}$    | Entrada del agua.   |
| $t_{wo}$    | Salida del agua.  |
| $t_{w1}$    | Inicial del agua.   |
| $t_{w2}$    | Final del agua.   |
| $t_{ai}$    | Entrada del aire.   |
| $t_{ao}$    | Salida del aire.  |

### 5.3 BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.

#### 5.3.1 DESCRIPCIÓN.

Se trata de una bomba de calor muy antigua que opera con un ciclo simple de frío por compresión de vapor y emplea refrigerante R12 como fluido de ciclo. La bomba de calor se utiliza para la realización de prácticas por los alumnos. En la Figura 5.17 se detallan cada una de las tuberías en la bomba de calor aire-agua. A continuación se describe su funcionamiento y la geometría de cada uno de sus componentes.

##### 5.3.1.1 Funcionamiento.

La bomba de calor aire-agua toma calor del aire, en el evaporador, y lo cede a un circuito de agua, en el condensador. Se miden las temperaturas del refrigerante en cada uno de los puntos

que corresponden a estados representativos del ciclo de frío por compresión. Igualmente, se mide el consumo de energía eléctrica del compresor. El agua en el circuito del condensador es movida por una bomba que está actuando constantemente y la impulsa a través de un pequeño radiador de calefacción, donde se enfría. Se miden las temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la bomba, así como el consumo de energía eléctrica de la bomba.

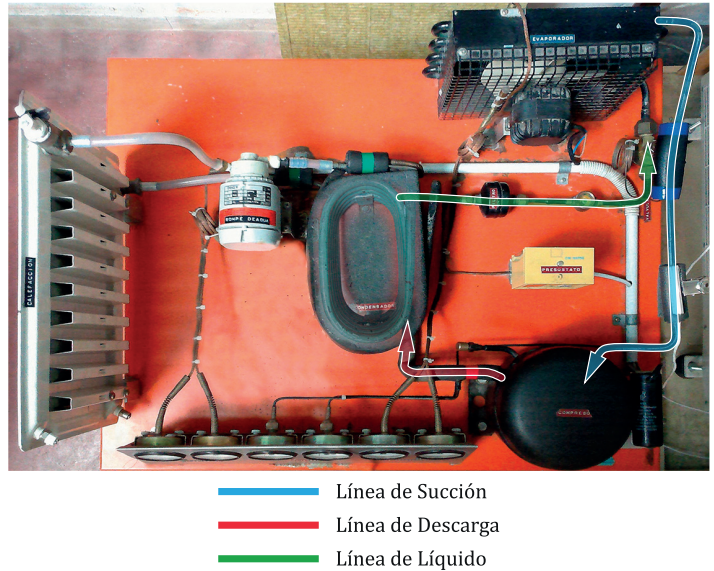


Figura 5.17. Detalle de los tubos de la bomba de calor aire-agua.

Por su parte, el aire en el circuito del evaporador es impulsado por un ventilador que actúa sólo cuando actúa el compresor. Se miden las temperaturas del aire tanto a la entrada como a la salida del evaporador, así como el consumo de energía eléctrica del ventilador. El compresor está gobernado por un presostato de baja presión que le para cuando la presión de la línea de aspiración del compresor desciende por debajo de la presión de tarado.

### 5.3.1.2 Geometría del circuito de R12.

#### Compresor.

En la Figura 5.18 se puede observar un compresor desmontado equivalente al de la bomba de calor analizada, sobre el que se han medido el calibre y la carrera. El calibre medido en el cilindro del compresor son 2,50 cm. El pistón tiene una carrera de 2,06 cm. Por tanto, el volumen desplazado por el compresor en cada carrera de compresión,  $V = \pi \frac{D^2}{4} l$ , es  $10,09 \text{ cm}^3$ . La velocidad de giro del compresor, según el fabricante, es 2900 rpm cuando funciona con energía eléctrica a 50 Hz. El volumen de aceite es  $0,32 \text{ dm}^3$ .

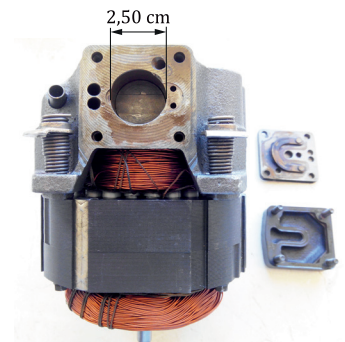


Figura 5.18. Compresor de la bomba de calor aire-agua.

Para evaluar la superficie externa de la carcasa se ha medido su geometría. La parte lateral de la carcasa es cilíndrica, de 8,9 cm de radio, y su altura es 16,0 cm. Así, la superficie lateral de la parte



cilíndrica de la carcasa es  $894,73 \text{ cm}^2$ . La parte superior de la carcasa está curvada, pudiendo aproximarse su forma a la de medio elipsoide de revolución o esferoide achatado, cuya superficie puede calcularse con la ecuación

$$A_s = \pi \left\{ r^2 + \frac{c^2}{\text{sen} \left[ \arccos \left( \frac{c}{r} \right) \right]} \ln \left( \frac{1 + \text{sen} \left[ \arccos \left( \frac{c}{r} \right) \right]}{\text{cos} \left[ \arccos \left( \frac{c}{r} \right) \right]} \right) \right\} \quad (5.30)$$

donde  $r$  es el radio ecuatorial del esferoide y  $c$  es la altura del polo respecto del ecuador [78, Efimov, 1969; 79, Zwillinger, 1996]. El radio ecuatorial del esferoide,  $r$ , coincide con el del cilindro sobre el que se apoya ( $8,8 \text{ cm}$ ) y la altura del polo respecto del ecuador del esferoide,  $c$ , es, aproximadamente  $2,5 \text{ cm}$ . Sustituyendo en la ecuación (5.30) resulta una superficie de  $297,85 \text{ cm}^2$ . Para finalizar, la superficie inferior es prácticamente plana, por lo que su valor es  $248,85 \text{ cm}^2$ . De esta manera, la superficie total de la carcasa del compresor será, pues  $A_{comp} = A_l + A_s + A_i = 1441 \text{ cm}^2 = 0,1441 \text{ m}^2$ .

En la Figura 5.19 se muestra una fotografía y la correspondiente termografía de la parte superior de la carcasa del compresor. Como se puede observar, la temperatura que se alcanza en la carcasa del compresor es relativamente elevada, por lo que, tras la presentación de los datos obtenidos experimentalmente se calcula el porcentaje de la energía que se disipa en forma de calor en la carcasa del compresor.

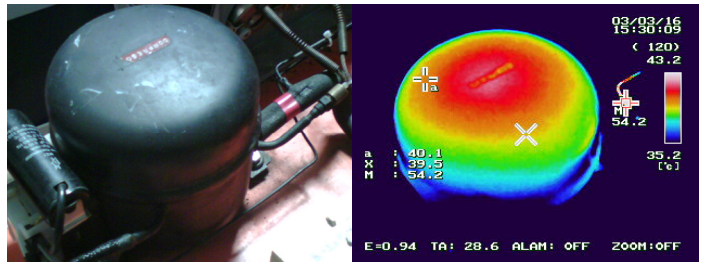


Figura 5.19. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor aire-agua.

### Condensador.

El condensador es un intercambiador de 12 tubos concéntricos, de contraflujo, por cuya corona circular circula el refrigerante. Por el tubo interior circula agua impulsada por la bomba, que la hace circular por el circuito cerrado formado por el condensador y el radiador de disipación. El caudal que mueve la bomba se indica en su placa de características y es  $6 \text{ l/min}$ .

En la Figura 5.20 se muestran las medidas realizadas para caracterizar la geometría del condensador. La superficie externa se calcula como la suma de las superficies externas de 12 tubos de forma cilíndrica de  $11,95 \text{ mm}$  de diámetro ( $d$ ) y  $95,0 \text{ mm}$  de longitud cada uno ( $L$ )

(210 mm - 115 mm), y de 5,5 toroides del mismo diámetro que los tubos (11,95 mm) y de 103,05 mm (115 mm - 11,95 mm) de diámetro del eje de revolución del toroide ( $D$ ). El espesor de los tubos,  $e$ , es 0,762 mm. De esta forma, la superficie externa total de los 12 tubos externos es  $A_{ce} = 12 \times \pi \times 11,95 \text{ mm} \times 95 \text{ mm} = 42798 \text{ mm}^2$  y la superficie externa de los 5,75 toroides,  $A_{te} = 5,75 \times \pi^2 \times 103,05 \text{ mm} \times 11,95 \text{ mm} = 69885 \text{ mm}^2$ . La superficie externa total resulta  $A_e = A_{ce} + A_{te} = 42798 \text{ mm}^2 + 69885 \text{ mm}^2 = 112683 \text{ mm}^2$ . La misma geometría se tiene para el tubo interior por el que circula agua, pero teniendo ahora en cuenta que el diámetro externo es 6,35 mm. La superficie externa de ese tubo se calcula de manera similar. Para los 12 tubos internos, resulta  $A_{ci} = 12 \times \pi \times 6,35 \text{ mm} \times 95 \text{ mm} = 22742 \text{ mm}^2$ . Para los 5,75 toroides internos,  $A_{ti} = 5,75 \times \pi^2 \times 103,05 \text{ mm} \times 6,35 \text{ mm} = 37136 \text{ mm}^2$ . La superficie interna total resulta  $A_i = A_{ci} + A_{ti} = 22742 \text{ mm}^2 + 37136 \text{ mm}^2 = 59878 \text{ mm}^2 = 0,059878 \text{ m}^2$ . Esta es la superficie que se toma como superficie de intercambio de calor. En la Figura 5.21 se muestra la tubería de entrada del refrigerante y salida del agua, en a), y de salida del refrigerante y entrada de agua en el condensador, en b).

Durante el funcionamiento de la bomba de calor el condensador permanece tapado con una capa de material aislante, con el objeto de minimizar las pérdidas de calor que se pudieran producir hacia el entorno. En la Figura 5.22 se muestran una fotografía y una termografía del aislante del compresor. Se puede observar que la temperatura es baja por lo que se considera que el calor intercambiado es muy pequeño.

En la Figura 5.23 se muestra el condensador y una termografía del condensador. Se puede observar cómo la temperatura del refrigerante  $A_{ti}$  en la entrada (salida del compresor) va

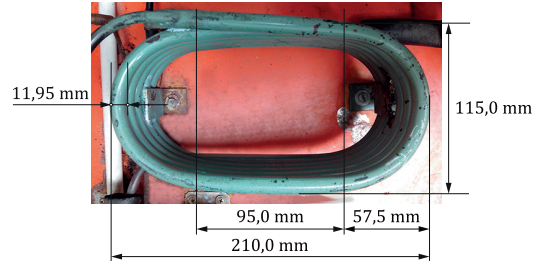


Figura 5.20. Condensador de la bomba de calor aire-agua.

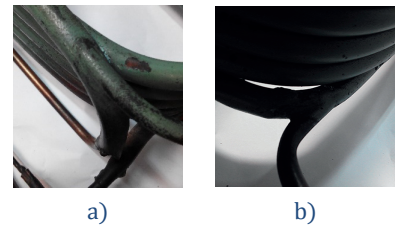


Figura 5.21. Detalle de las tuberías de entrada y salida en el condensador: a) Entrada de refrigerante y salida de agua y b) salida de refrigerante y entrada de agua.

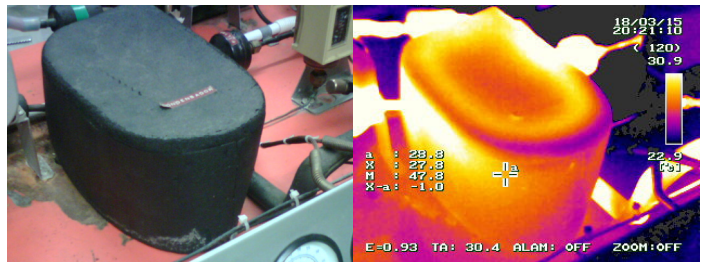


Figura 5.22. Fotografía y termografía del aislante en el condensador de la bomba de calor aire-agua.

disminuyendo a medida que avanza por el interior del tubo, manteniéndose constante durante el cambio de fase. El agua del circuito secundario sale caliente del condensador.

*Válvula de expansión*

Es una válvula de expansión termostática de bulbo remoto gobernada por la temperatura de salida del evaporador. En la Figura 5.24 se muestran una fotografía y una termografía de la válvula de expansión, en la que se puede apreciar cómo disminuye bruscamente la temperatura al salir el refrigerante de la válvula.

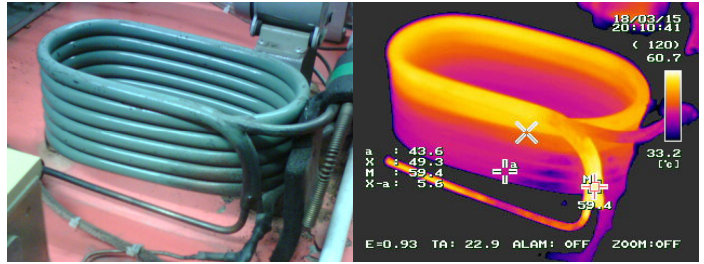


Figura 5.23. Fotografía y termografía del condensador de la bomba de calor aire-agua.

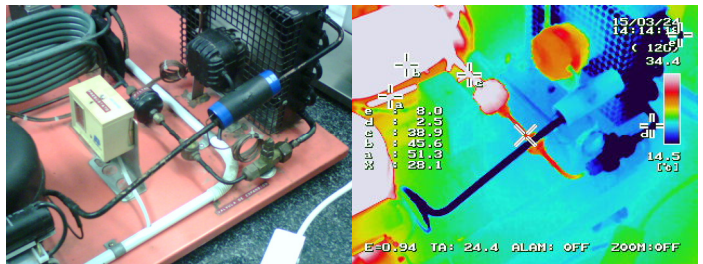


Figura 5.24. Fotografía y termografía de la válvula de expansión de la bomba de calor aire-agua.

*Evaporador.*

El evaporador es una batería de tubos de cobre aleteados de flujo cruzado, por el que circula aire como flujo secundario, impulsado por un ventilador que cuando funciona consume 17 W constantemente. El refrigerante entra en el tubo por la parte inferior, tras salir de la válvula de expansión, y sale por la parte superior. Dos sondas de temperatura miden las temperaturas de entrada y salida del aire movido por el ventilador.

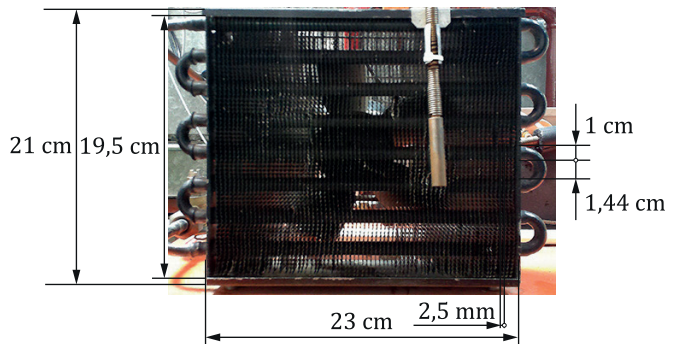


Figura 5.25. Evaporador de la bomba de calor aire-agua.

En la Figura 5.25 se muestran las medidas realizadas para caracterizar la geometría del evaporador. La batería tiene ocho pasos por los tubos aleteados. Hay 71 aletas de 21 cm de alto por 2,2 cm de profundidad. La longitud de cada paso de tubo en contacto con las aletas es 23 cm (9,06 in), siendo su diámetro 1 cm. La densidad de aletas es  $\frac{71 \text{ aletas}}{23 \text{ cm}} = \frac{71 \text{ aletas}}{9,06 \text{ in}} =$

7,84 *fpi*. Cada aleta tiene un espesor de 0,74 *mm*. Estos datos son suficientes para caracterizar geoméricamente el evaporador en IMST-ART.

En la Figura 5.26 se muestran una fotografía y una termografía del evaporador. En la termografía se puede apreciar las temperaturas en cada punto.

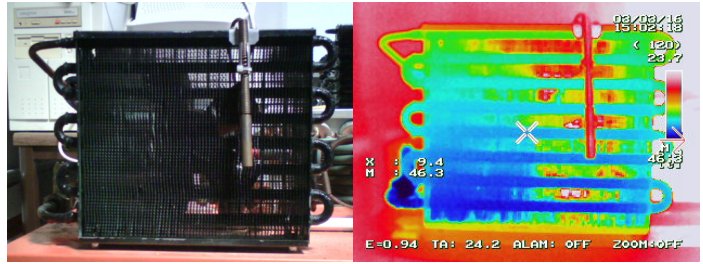


Figura 5.26. Fotografía y termografía del evaporador de la bomba de calor aire-agua.

### *Tuberías.*

Todas las tuberías son de cobre y en todas ellas se acepta el valor asignado por defecto en IMST-ART para su espesor, que se indica en cada caso.

### *Línea de succión.*

Tiene una longitud de 57 *cm* y un diámetro de 7,92 *mm*. El valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART es 0,813 *mm*. En la tubería de aspiración al compresor se incluye un sobrecalentamiento de 5 °C, asignado por defecto.

### *Línea de descarga.*

Tiene una longitud de 15 *cm* y un diámetro de 9,52 *mm*. El valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART es 0,813 *mm*. Tiene un aislamiento de espuma elastomérica marca Armaflex, de 1 *cm* de espesor.

### *Línea de líquido.*

Tiene una longitud de 44 *cm* y un diámetro de 6,35 *mm*. El valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART es 0,762 *mm*.

### 5.3.1.3 Geometría de los circuitos de fluidos secundarios.

#### *Circuito de agua en el condensador.*

El agua que refrigera el condensador es impulsada por una bomba que trasiega un caudal de 6 *l/min*, cuyo consumo es de 20 *W*, coincidiendo la medida experimental con la indicada en su placa de características. El agua que se calienta en el condensador se refrigera en el radiador de la Figura 5.27.

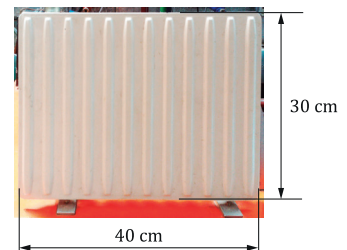


Figura 5.27. Radiador del circuito de agua en el condensador de la bomba de calor aire-agua.

*Circuito de aire en el evaporador.*

Para evaluar el caudal de aire en el evaporador es necesario determinar la superficie de paso del aire (ver Figura 5.25 en página 147). Teniendo en cuenta que cada aleta tiene un espesor de  $0,74 \text{ mm}$ , la superficie de paso del aire viene dada por la superficie del rectángulo que atraviesa el aire, de dimensiones  $19,5 \text{ cm} \times 23 \text{ cm} = 448,5 \text{ cm}^2$ , menos la superficie expuesta de los tubos,  $1 \text{ cm} \times 23 \frac{\text{cm}}{\text{tubo}} \times 8 \text{ tubos} = 184 \text{ cm}^2$ , y menos la superficie debida al grosor de las aletas y expuesta al flujo de aire, es decir  $71 \text{ aletas} \times 0,074 \frac{\text{cm}}{\text{aleta}} \times \left(19,5 \text{ cm} - 1 \frac{\text{cm}}{\text{tubo}} \times 8 \text{ tubos}\right) = 60,4 \text{ cm}^2$ .

La superficie atravesada por el flujo de aire es, pues,  $A_e = 448,5 \text{ cm}^2 - 184 \text{ cm}^2 - 60,4 \text{ cm}^2 = 204,0 \text{ cm}^2$ .

Se ha medido la velocidad media del flujo de aire en  $2,95 \text{ m/s}$ , por lo que el caudal de aire que pasa por el evaporador es  $\dot{V} = 0,0204 \text{ m}^2 \times 2,95 \text{ m/s} = 0,0602036 \text{ m}^3/\text{s} = 216,73 \text{ m}^3/\text{h}$ .

## 5.3.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Para analizar el funcionamiento de la bomba de calor aire-agua se han medido las temperaturas en diferentes puntos, considerados los más relevantes. Para ello, se han dispuesto sondas de temperatura Pt100 conectadas a dos adquisidores que han ido guardando los datos correspondientes a las medidas realizadas en memorias USB, en un formato de datos compatible con Microsoft Excell para su posterior tratamiento.

Para la determinación de la potencia del compresor,  $\dot{W}_c$ , se ha medido inicialmente la potencia consumida por el conjunto,  $\dot{W}$ . Luego se han medido las potencias consumidas por la bomba (en el circuito secundario del condensador),  $\dot{W}_p$ , y por el ventilador,  $\dot{W}_f$ , en el circuito secundario del evaporador, teniéndose que

$$\dot{W}_c = \dot{W} - \dot{W}_p - \dot{W}_f \quad (5.31)$$

La ecuación (5.31) se ha empleado en la determinación de la potencia consumida por el compresor,  $\dot{W}_c$ .

En la Figura 5.28 se muestra la distribución de sondas utilizadas para medir las temperaturas en los puntos indicados en la bomba de calor aire-agua. Se ha aplicado un efecto de transparencia para visualizar el condensador que, en realidad, está tapado por un aislamiento.



## 5. ESTUDIO EXPERIMENTAL.

La frecuencia de las medidas realizadas ha sido 10 s durante el transcurso del experimento cuya duración ha sido 12 h.

En la Figura 5.29 se puede observar la lectura de las temperaturas asignadas a cada sonda en el circuito del refrigerante, en la carcasa del compresor y la potencia eléctrica consumida por el equipo (ver Tabla 5.10 en página 143). Para evitar una acumulación excesiva de datos, se muestran los resultados para un ensayo de un tramo de duración de aproximadamente una hora y media de funcionamiento.

Las temperaturas mantienen un comportamiento monótono aceptable en todo el intervalo de medición, lo que permite analizar solamente una zona como representativa de las demás. El compresor para cuando la presión de la zona de baja disminuye por debajo de la presión de tarado y arranca cuando ésta aumenta. La interpretación de la gráfica que se presenta en la Figura 5.29 resulta complicada; se muestra con el objeto de apreciar la repetitividad de las medidas realizadas, su comportamiento prácticamente cíclico y la justificación de la Figura 5.30, en la que se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante y la potencia consumida en uno de los ciclos completos de funcionamiento.

Para representar los datos en la Figura 5.30 se ha tomado como punto de partida del ciclo de funcionamiento el instante de la puesta en marcha del compresor y, como punto final, el instante de la nueva puesta en marcha del compresor. A la vista de la forma de la curva que muestra la potencia consumida por el compresor ( $\dot{W}_c$ ) se puede deducir que el compresor

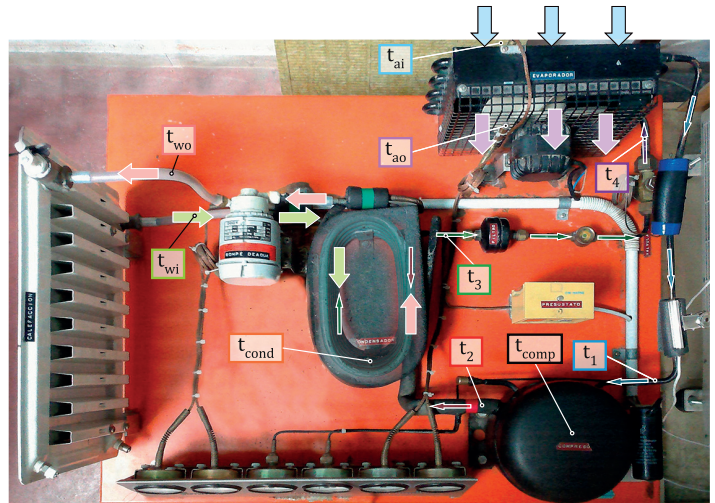


Figura 5.28. Distribución de sondas de temperatura en la bomba de calor aire-agua.

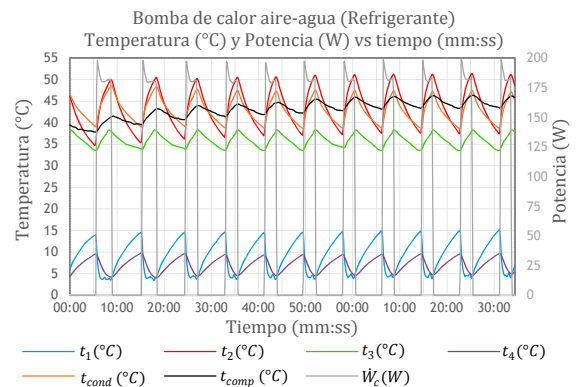


Figura 5.29. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua.

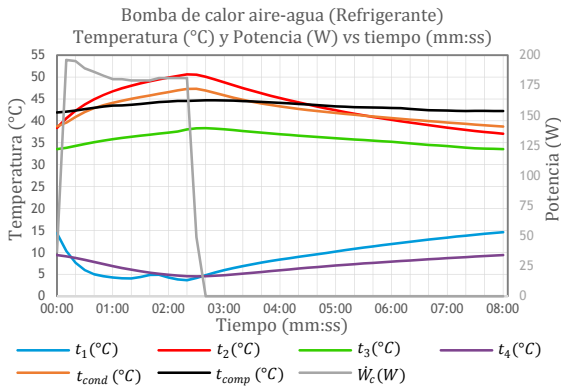


Figura 5.30. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor aire-agua.

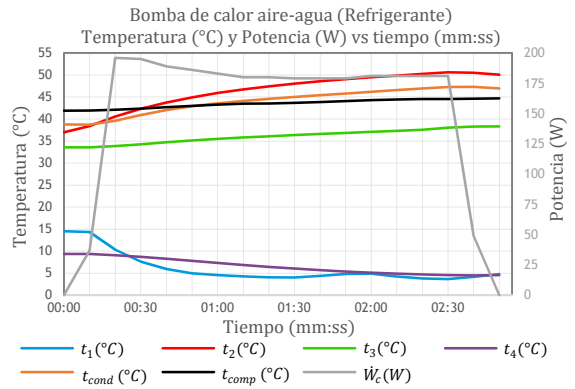


Figura 5.31. Variación de las temperaturas del refrigerante, de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor aire-agua.

arranca con un máximo en el consumo de energía, disminuyendo éste a medida que va avanzando el tiempo. Cuando arranca el compresor se aprecia una progresiva disminución en la temperatura de entrada del refrigerante ( $t_1$ ) y un progresivo aumento en la temperatura de salida ( $t_2$ ). También aumenta la temperatura de descarga del condensador ( $t_3$ ) y disminuye la temperatura de entrada en el evaporador ( $t_4$ ). También se observa un ligero aumento en la temperatura de la carcasa del compresor ( $t_{comp}$ ). Cuando el compresor para, todas las temperaturas tienden a confluir. Pero antes de que lleguen a hacerlo, se alcanza la presión de tarado en la zona de baja presión y el compresor arranca de nuevo.

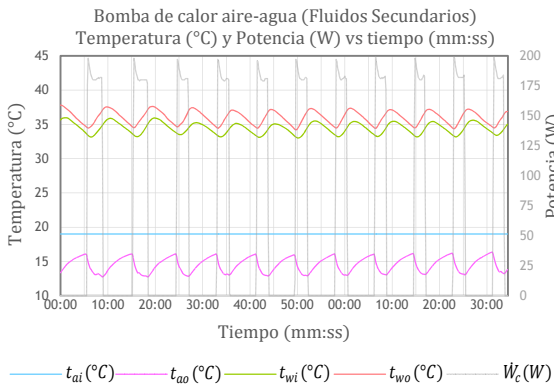


Figura 5.32. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua.

Para introducir todos estos datos de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua en IMST-ART con objeto de modelizar su comportamiento, en la Figura 5.31 se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante, de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha de éste hasta su parada.

En la Figura 5.32 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua. Como se puede

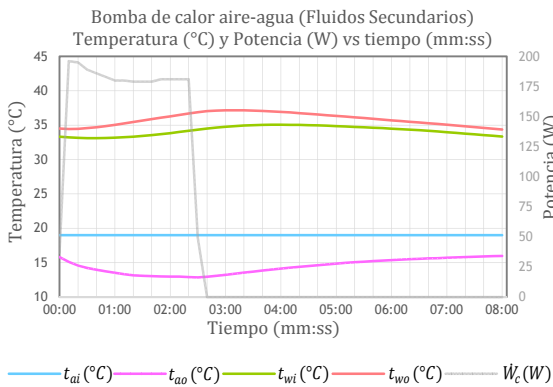


Figura 5.33. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor aire-agua.

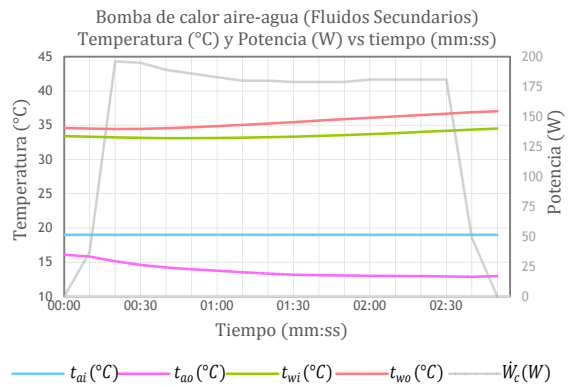


Figura 5.34. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor aire-agua.

observar, también estas temperaturas mantienen un comportamiento repetitivo, como cabía esperar.

De la misma forma que se ha hecho anteriormente para las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor, en la Figura 5.33 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento. La temperatura de salida del agua del condensador ( $t_{wo}$ ) aumenta, y también aumenta la de entrada ( $t_{wi}$ ).

Se puede apreciar una cierta inercia en ambas temperaturas debida a la temperatura alcanzada en el radiador por el que sigue pasando, ya que la bomba que impulsa el agua no para. La temperatura del aire que entra en el evaporador permanece constante, disminuyendo a la salida ( $t_{ao}$ ), como cabía esperar.

Todas las temperaturas vuelven a tender a confluir cuando para el compresor. En la Figura 5.34 se muestra la variación de dichas temperaturas desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada.

*Calor intercambiado en el compresor.*

Tanto en la Figura 5.31 como en la Figura 5.34 se muestra que la potencia consumida por el compresor es variable en el tiempo. El valor promedio en el intervalo de funcionamiento considerado es de 183,57 W. Una parte de esta energía es cedida en forma de calor al entorno, en la carcasa. Este intercambio de calor se realiza por convección y por radiación. Para



determinar su magnitud es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección y por radiación.

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección se puede partir, por simplicidad, de la correlación de Churchill para esferas [59, Chapman et al., 1990], que es:

$$\overline{Nu}_D = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra_D^{1/4}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,469}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (5.32)$$

La ecuación (5.32) es válida para  $Pr \geq 0,7$  y  $Ra \leq 10^{11}$  y ambos dependen de la temperatura de la carcasa que no es uniforme, como se puede observar en la termografía de la Figura 5.19 (página 145). Para evaluar  $Pr$  y  $Ra$  se asume una temperatura media de  $40,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . De esta forma resulta, para una temperatura promedio entre la carcasa y del ambiente,  $Pr = 0,7282$  y  $Ra = 10772400$  (ver ecuación (5.13), página 134). Así, de la correlación de Churchill resulta  $\overline{Nu}_D = 28,11$ , y de aquí,  $h_c = 4,09 \frac{W}{m^2K}$ .

Para el coeficiente de transferencia de calor por radiación resulta  $h_r = 5,67 \frac{W}{m^2K}$  (ver ecuación (5.15), página 135), por lo que se obtiene, para el coeficiente global de transferencia de calor da  $h = 9,76 \frac{W}{m^2K}$  (ver ecuación (5.21), página 139). El calor intercambiado en el compresor será, pues,  $29,53 \text{ W}$ . En estas condiciones, el porcentaje de la energía consumida que atraviesa la carcasa en forma de calor es

$$\frac{29,53 \text{ W}}{183,57 \text{ W}} \times 100 = 16,09 \% \quad (5.33)$$

Este dato será tenido en cuenta a la hora de introducir los datos relativos al compresor para modelizar el funcionamiento de la máquina en IMST-ART.

## 5.4 BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.

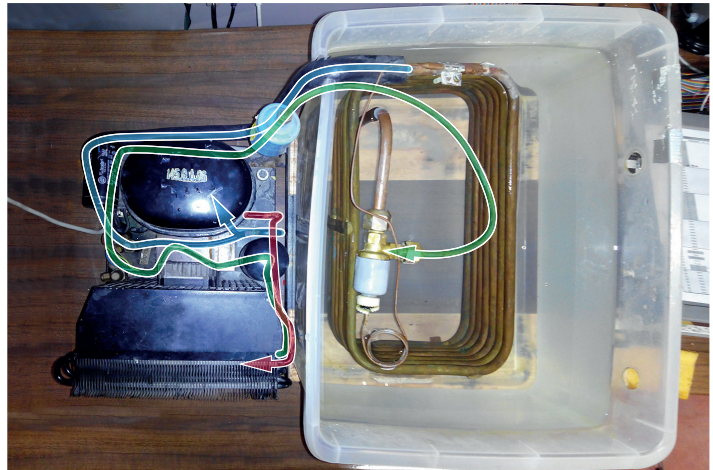
### 5.4.1 DESCRIPCIÓN.

Se trata de una bomba de calor por compresión de vapor de ciclo simple que emplea Refrigerante R-12. En la Figura 5.35 se detalla el recorrido del refrigerante. A continuación se describe su funcionamiento y la geometría de cada uno de sus componentes.

### 5.4.1.1 Funcionamiento.

La bomba de calor agua-aire toma el calor del agua, en el evaporador, y lo cede a un circuito de aire movido por un ventilador en el condensador. El agua en el circuito del evaporador está confinada en un recipiente de material plástico, abierto en su parte superior con una masa de 22 kg.

Por su parte, el aire en el circuito del condensador es impulsado por un ventilador que actúa sólo cuando actúa el compresor. El consumo del ventilador se ha medido, resultando ser 17 W.



- Línea de Succión
- Línea de Descarga
- Línea de Líquido

Figura 5.35. Detalle de los tubos de la bomba de calor agua-aire.

El compresor está gobernado por un termostato que le hace actuar cuando la temperatura del agua en el recipiente asciende por encima de la temperatura objetivo, que se ha establecido en 5 °C mediante un termostato que mide la temperatura del agua en el recipiente. Se ha permitido una variación de temperatura de 0,5 °C, con lo que se evita que el agua se congele, lo que modificaría el coeficiente de transferencia de calor en el evaporador.

### 5.4.1.2 Geometría del circuito de R12.

#### Compresor.

El compresor es de la marca Aspera, modelo 145CA06. Según la marca Embraco, que es quien actualmente comercializa los compresores Aspera, el compresor desplaza un volumen de 14,5 cm<sup>3</sup>, con un volumen de aceite de 0,45 l y gira a 2900 rpm cuando la frecuencia de la corriente es de 50 Hz. El volumen de aceite es 0,45 dm<sup>3</sup>.

Al igual que se hizo con la bomba de calor aire-agua, para evaluar la superficie externa de la carcasa se ha medido su geometría. La carcasa es cilíndrica de base elíptica, de 9,5 cm de radio mayor (*a*) y 7,5 cm de radio menor (*b*), y su altura es 19,0 cm. La aproximación de Ramanujan es suficiente para obtener el perímetro de la elipse [80, Weisstein, 1999]. Dicha aproximación viene dada por la expresión

$$p \approx \pi \left[ 3(a + b) - \sqrt{(3a + b)(a + 3b)} \right] \quad (5.34)$$

Así, el perímetro resulta  $53,6 \text{ cm}$ . La superficie lateral de la carcasa es, entonces,  $53,6 \text{ cm} \times 19,0 \text{ cm} = 1018,4 \text{ cm}^2$ . La parte superior de la carcasa está curvada pudiendo aproximarse su forma a la de medio elipsoide de revolución, cuya superficie puede calcularse con una aproximación suficiente con la expresión de Knud Thomsen [80, Weisstein, 1999], que es

$$A_s = 4\pi \left[ \frac{a^p b^p + a^p c^p + b^p c^p}{3} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (5.35)$$

donde  $a$  y  $b$  son los radios mayor y menor,  $c$  es la altura del polo con respecto al plano ecuatorial, que se estima en  $4,0 \text{ cm}$ , y  $p$  es una constante que vale  $1,6075$ . La superficie de la parte superior de la carcasa vale  $608,6 \text{ cm}^2$ . La superficie de la parte inferior viene dada por  $A_i = \pi ab$  por lo que resulta  $A_i = 223,8 \text{ cm}^2$ . La superficie total de la carcasa del compresor será, pues  $A_{comp} = A_c + A_e + A_i = 1851 \text{ cm}^2 = 0,1851 \text{ m}^2$ .

En la Figura 5.36 se muestra una fotografía y la correspondiente termografía de la carcasa del compresor. Como se puede observar, la temperatura que se alcanza en la carcasa del compresor es relativamente elevada, por lo que, tras la presentación de los datos obtenidos experimentalmente se calcula el porcentaje de la energía que se disipa en forma de calor en la carcasa del compresor.

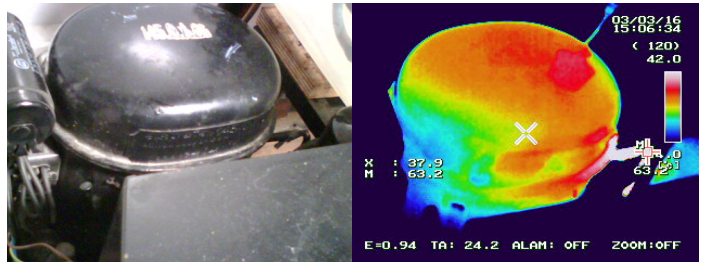


Figura 5.36. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-aire.

#### *Condensador.*

El condensador es una batería de tubos de cobre aleteados de flujo cruzado (intercambiador compacto), por el que circula aire como flujo secundario, impulsado por un ventilador que cuando funciona consume  $17 \text{ W}$  constantemente. El refrigerante entra en el tubo por la parte inferior, tras salir del compresor, y sale por la parte superior. Dos sondas de temperatura miden las temperaturas de entrada y salida del aire movido por el ventilador.

En la Figura 5.37 se puede observar el evaporador de la bomba de calor agua-aire.

La batería tiene dieciséis pasos por los tubos aleteados. Hay 71 aletas de 21 cm de alto por 6,0 cm de profundidad. La longitud de cada paso de tubo en contacto con las aletas es 24,8 cm (9,76 in), siendo su diámetro 0,78 cm. La densidad de aletas es  $\frac{71 \text{ aletas}}{24,8 \text{ cm}} = \frac{71 \text{ aletas}}{9,66 \text{ in}} = 7,272 \text{ fpi}$ . Cada aleta tiene un espesor de 0,54 mm.

Estos datos son suficientes para caracterizar geoméricamente el evaporador en IMST-ART.

Para evaluar el caudal de aire en el evaporador es necesario determinar la superficie de paso del aire.

Teniendo en cuenta que cada aleta tiene un espesor de 0,54 mm, la superficie de paso del aire viene dada por la superficie del rectángulo que atraviesa el aire, de dimensiones  $24,3 \text{ cm} \times 24,8 \text{ cm} = 602,6 \text{ cm}^2$ , menos la superficie expuesta de los tubos,  $0,78 \text{ cm} \times 24,8 \frac{\text{cm}}{\text{tubo}} \times 8 \text{ tubos} = 154,8 \text{ cm}^2$ , y menos la superficie debida al grosor de las aletas y expuesta al flujo de aire, es decir  $71 \text{ aletas} \times 0,054 \frac{\text{cm}}{\text{aleta}} \times (24,3 \text{ cm} - 0,78 \frac{\text{cm}}{\text{tubo}} \times 8 \text{ tubos}) = 69,2 \text{ cm}^2$ . La superficie atravesada por el flujo de aire es, pues,  $A_e = 602,6 \text{ cm}^2 - 154,8 \text{ cm}^2 - 69,2 \text{ cm}^2 = 378,6 \text{ cm}^2 = 0,03786 \text{ m}^2$ . Se ha medido la velocidad media del flujo de aire en 1,69 m/s, por lo que el caudal de aire que pasa por el evaporador es  $\dot{V} = 0,037865 \text{ m}^2 \times 1,69 \text{ m/s} = 0,066 \text{ m}^3/\text{s} = 64,0 \text{ m}^3/\text{h}$ .

En la Figura 5.38 se muestra una fotografía y una termografía del condensador. La termografía permite apreciar la distribución de temperaturas en el condensador.

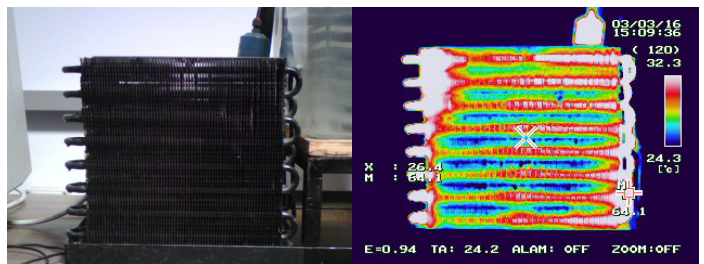


Figura 5.38. Fotografía y termografía del condensador de la bomba de calor agua-aire.

### Válvula de expansión

Es una válvula de expansión termostática de bulbo remoto. En la Figura 5.39 se muestran el evaporador y la válvula de expansión de la bomba de calor agua-aire.

### Evaporador.

El evaporador es un tubo de 12 mm de diámetro, sumergido en un recipiente con 22 kg de agua, con las dimensiones que se indican en la Figura 5.39.

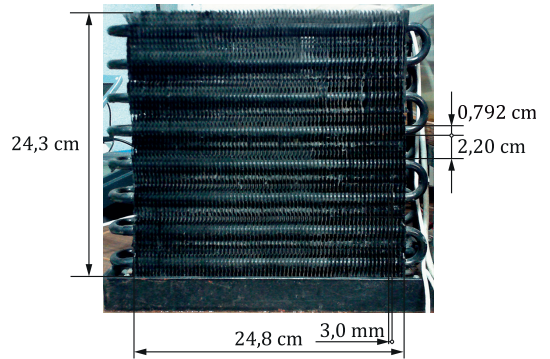


Figura 5.37. Condensador de la bomba de calor agua-aire.

La superficie externa se calcula como la suma de las superficies externas de 7 tubos rectos de forma cilíndrica de 12,7 mm de diámetro ( $d$ ) y 710 mm ( $2 \times [345 \text{ mm} - 2 \times 45 \text{ mm}] + 2 \times [190 \text{ mm} - 2 \times 45 \text{ mm}]$ ) de longitud cada uno ( $L$ ), y de 7 toroides del mismo diámetro que los tubos (12,7 mm) y de 77,3 mm de diámetro del eje de revolución del toroide ( $D$ ) ( $2 \times [45 \text{ mm} - 12,7/2 \text{ mm}]$ ). El espesor de los tubos,  $e$ , es 0,813 mm. Para los 7 tubos rectos, la superficie externa total resulta, siendo  $A_c = \pi dL$  la superficie externa de cada tubo,  $A_c = 7 \times \pi \times 12,7 \text{ mm} \times 710 \text{ mm} = 198294 \text{ mm}^2$ . Para los 7 toroides externos, la superficie externa total es, siendo  $A_t = \pi^2 Dd$  la superficie externa para cada toroide,  $A_t = 7 \times \pi^2 \times 77,3 \text{ mm} \times 12,7 \text{ mm} = 67824 \text{ mm}^2$ . La superficie externa total del tubo del evaporador resulta  $A_e = A_c + A_t = 198294 \text{ mm}^2 + 67824 \text{ mm}^2 = 266118 \text{ mm}^2 = 0,266118 \text{ m}^2$ .

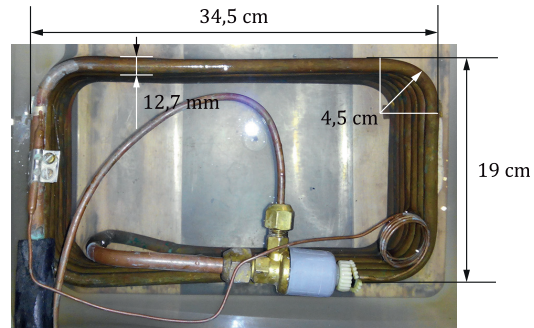


Figura 5.39. Evaporador de la bomba de calor agua-aire.

Esta es la superficie que se toma como superficie de intercambio de calor.

En la Figura 5.40 se muestran una fotografía y una termografía del recipiente que contiene al evaporador. En la termografía se puede observar una notable estratificación en las temperaturas con un fuerte gradiente en la zona central.

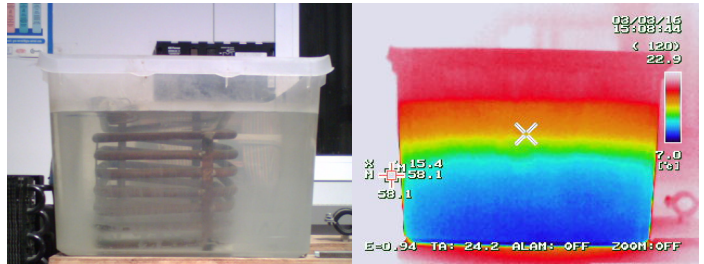


Figura 5.40. Fotografía y termografía del recipiente que contiene al evaporador de la bomba de calor agua-aire.

#### *Tuberías.*

Todas las tuberías son de cobre, con un diámetro de 6,35 mm. Se acepta el valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART, que es 0,762 mm.

#### *Línea de succión.*

Tiene una longitud de 119 cm y un diámetro Tiene un aislamiento de espuma elastomérica marca Armaflex de 10 mm de espesor.

#### *Línea de descarga.*

Tiene una longitud de 62 cm y no está aislada.



*Línea de líquido.*

Tiene una longitud de 115 cm.

En la Figura 5.35 se detallan cada una de las tuberías en la bomba de calor aire-agua.

5.4.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Para analizar el funcionamiento de la bomba de calor agua-aire se han medido las temperaturas en diferentes puntos, considerados los más relevantes. Para ello, se han dispuesto sondas de temperatura Pt100 conectadas a dos adquiredores que han ido guardando los datos correspondientes a las medidas realizadas en memorias USB, en un formato de datos compatible con Microsoft Excell para su posterior tratamiento.

Para la determinación de la potencia del compresor,  $\dot{W}_c$ , se ha medido inicialmente la potencia consumida por el conjunto,  $\dot{W}$ . Luego se ha medido la potencias consumida por el ventilador,  $\dot{W}_f$ , teniéndose que

$$\dot{W}_c = \dot{W} - \dot{W}_f \tag{5.36}$$

La ecuación (5.36) se ha empleado en la determinación de la potencia consumida por el compresor,  $\dot{W}_c$ .

En la Figura 5.41 se muestra la distribución de sondas con que se han medido las temperaturas en los puntos indicados en la bomba de calor agua-aire (ver Tabla 5.10 en página 143).

En la Figura 5.42 se puede observar la lectura de las temperaturas asignadas a cada sonda en el circuito del refrigerante y también en la carcasa del compresor, y la potencia eléctrica consumida por el equipo. La frecuencia de las medidas ha sido 10 s. La duración de los ensayos fue superior a un día

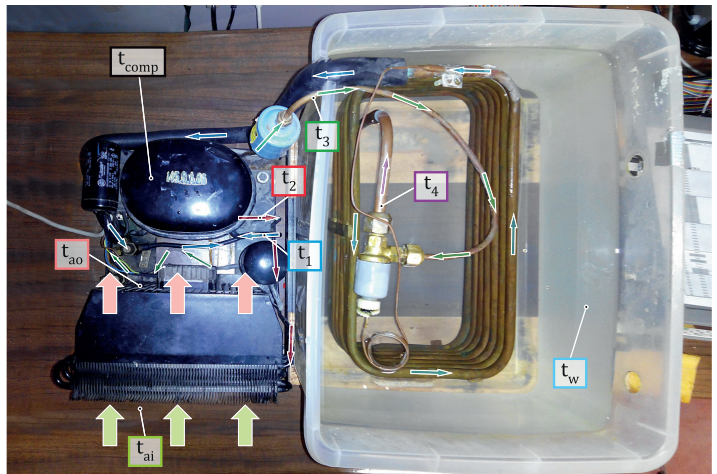


Figura 5.41. Distribución de sondas de temperatura en la bomba de calor agua-aire.

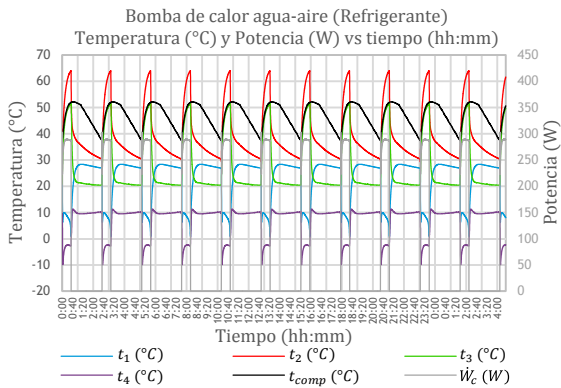


Figura 5.42. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire.

5.43 en la que se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante y la potencia consumida en uno de los ciclos completos de funcionamiento. Para representar los datos en la Figura 5.43 se ha tomado como punto de partida del ciclo de funcionamiento el instante de la puesta en marcha del compresor y, como punto final, el instante de la nueva puesta en marcha del compresor. Como se puede observar, cuando arranca el compresor hay un máximo en el consumo eléctrico que disminuye de una manera relativamente rápida hasta un mínimo, a partir del cual se inicia un ascenso hasta estabilizarse en 290 W. En cuanto arranca

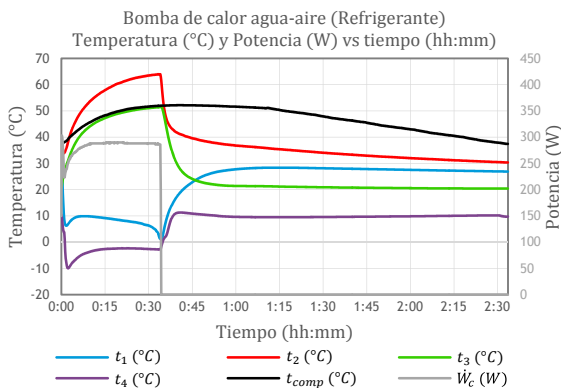


Figura 5.43. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-aire.

y en la Figura 5.42 se presentan las medidas correspondientes a un ensayo de veintiocho horas y media de funcionamiento.

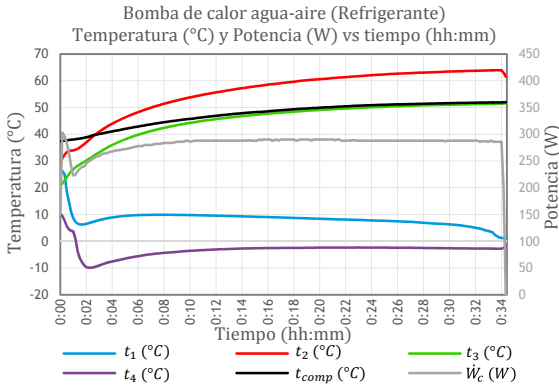
Las temperaturas mantienen un comportamiento monótono aceptable en todo el intervalo de medición, lo que permite analizar solamente una zona como representativa de las demás. Cada ciclo de funcionamiento dura, aproximadamente, dos horas y media.

La interpretación de la gráfica que se presenta en la Figura 5.42 resulta complicada; se muestra con el objeto de apreciar la repetitividad de las medidas realizadas, su comportamiento prácticamente cíclico y la justificación de la Figura

5.43 en la que se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante y la potencia consumida en uno de los ciclos completos de funcionamiento. Para representar los datos en la Figura 5.43 se ha tomado como punto de partida del ciclo de funcionamiento el instante de la puesta en marcha del compresor y, como punto final, el instante de la nueva puesta en marcha del compresor. Como se puede observar, cuando arranca el compresor hay un máximo en el consumo eléctrico que disminuye de una manera relativamente rápida hasta un mínimo, a partir del cual se inicia un ascenso hasta estabilizarse en 290 W. En cuanto arranca el compresor comienza a aumentar la temperatura en la descarga ( $t_2$ ) y también la temperatura en la salida del condensador ( $t_3$ ). La temperatura en la carcasa del compresor se eleva hasta algo más de 50,0 °C, por lo que cabe esperar que la energía intercambiada por calor en el compresor tenga un valor relevante frente a la energía intercambiada como trabajo. Por esta razón, se calcula más adelante el calor intercambiado por el compresor. Del mismo modo, cuando arranca el compresor disminuyen las temperaturas de entrada en el compresor ( $t_1$ ) y de salida de la válvula ( $t_4$ ). Las gráficas que muestran la evolución de estas temperaturas muestran mínimos, debidos a los procesos de

ebullición del refrigerante, que inicialmente se encuentra en forma de vapor húmedo de título muy bajo en el evaporador.

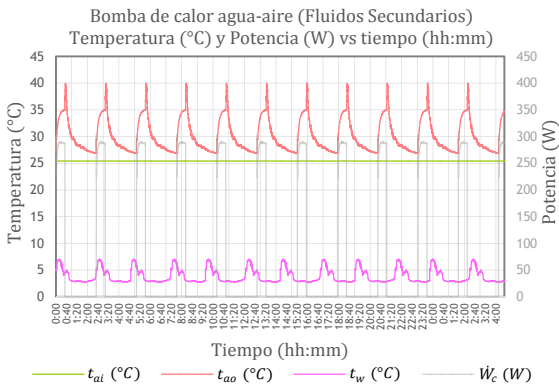
Una vez que el compresor para, todas las temperaturas tienden a confluir. La temperatura de la carcasa del compresor ( $t_{comp}$ ) sigue aumentando, debido a la alta inercia térmica del conjunto hasta que tras alcanzar su valor máximo, empieza a disminuir. La temperatura de entrada en el compresor ( $t_1$ ) aumenta rápidamente hasta prácticamente alcanzar la



temperatura ambiente. La temperatura de salida del compresor ( $t_2$ ) y la de salida del condensador ( $t_3$ ) siguen prácticamente una evolución similar, ya que estas tuberías están en contacto con el aire del ambiente. La temperatura de salida de la válvula ( $t_1$ ) aumenta inicialmente pero luego se mantiene debido a la formación de hielo en el tubo.

Para introducir todos estos datos de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire en IMST-ART con objeto de modelizar su comportamiento, en la Figura 5.44 se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada.

Figura 5.44. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-aire.



De forma equivalente a lo presentado en las figuras anteriores, en la Figura 5.45 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en veintiocho horas y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire, en la Figura 5.46 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento y en la Figura 5.47 la variación de las temperaturas durante el funcionamiento del compresor.

Figura 5.45. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en veintiocho horas y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-aire.

Como se puede observar en la Figura 5.46, todas las temperaturas de los fluidos secundarios comienzan a cambiar cuando



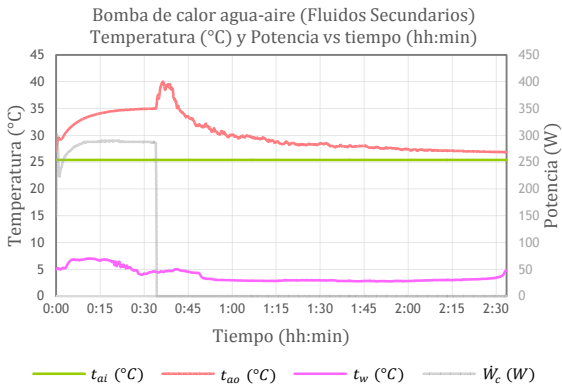


Figura 5.46. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-aire.

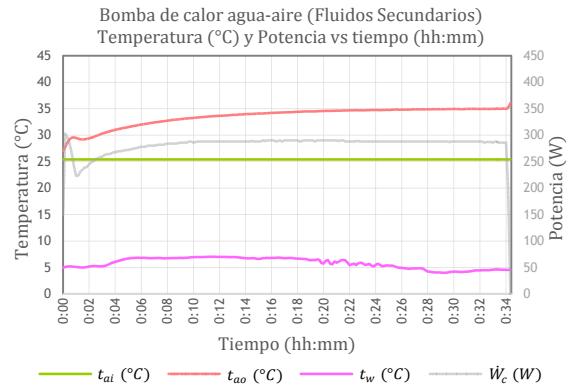


Figura 5.47. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-aire.

arranca el compresor. Así, la temperatura de salida del aire del condensador ( $t_{ao}$ ) se va elevando hasta alcanzar un régimen prácticamente estacionario a unos 35 °C. Cuando para el compresor se observa un aumento en esta temperatura debido a la parada del ventilador y a la proximidad de la sonda de temperatura al condensador. Luego va disminuyendo progresivamente según va avanzando el tiempo.

Por su parte, la temperatura en el agua del recipiente en el que se encuentra el evaporador ( $t_w$ ) aumenta ligeramente cuando se pone en marcha el compresor. Esto es debido a la ubicación de la sonda de temperatura con la que se ha obtenido esta medida, que se ha colocado deliberadamente cerca de la superficie para provocar que los ciclos de funcionamiento sean más largos y se alcancen regímenes más estacionarios. Así, al arrancar el compresor, el refrigerante que pasa por el evaporador, al absorber calor del agua que le rodea, provoca en ésta un movimiento convectivo que envía el agua fría al fondo y al agua caliente a la superficie (ver Figura 5.40 en página 157). Por esta razón la curva que describe la variación de la temperatura del agua en el recipiente que contiene al evaporador es inicialmente creciente, decreciendo ligeramente a medida que transcurre el tiempo.

#### *Calor intercambiado en el compresor.*

En la Figura 5.47 se muestra la potencia consumida por el compresor. El valor promedio en el intervalo estudiado es 282,40 W. Por otro lado, empleando la correlación de Churchill para esferas [59, Chapman et al., 1990], ya empleada en el mismo análisis realizado en la bomba

de calor aire-agua (ver ecuación (5.32) en la página 153 se obtiene  $\overline{Nu}_D = 30,38$ , y de aquí el coeficiente de transferencia de calor por convección, que vale  $h_c = 4,04 \frac{W}{m^2K}$ .

Para el coeficiente de transferencia de calor por radiación resulta  $h_r = 6,16 \frac{W}{m^2K}$  (ver ecuación (5.15), página 135), por lo que se obtiene, para el coeficiente global de transferencia de calor da  $h = 10,2 \frac{W}{m^2K}$  (ver ecuación (5.21), página 139). El calor intercambiado en el compresor, empleando la superficie calculada en la página 155 es 45.31 W. En estas condiciones, el porcentaje de la energía consumida que atraviesa la carcasa en forma de calor es

$$\frac{45,31 W}{282,40 W} \times 100 = 16,04 \% \quad (5.37)$$

Como se puede ver, este valor concuerda bastante con el obtenido para la bomba de calor aire-agua (ver ecuación (5.33) en página 153). Será introducido en IMST-ART en la definición del compresor.

### 5.5 BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA.

#### 5.5.1 DESCRIPCIÓN.

Se trata de una bomba de calor que opera con un ciclo simple de frío por compresión de vapor y que emplea Refrigerante R-134a como fluido de trabajo. La bomba de calor se utiliza para la realización de prácticas por los alumnos en la Escuela Politécnica Superior de Zamora, de la Universidad de Salamanca.

En la Figura 5.48 se detallan cada una de las tuberías en la bomba de calor aire-agua. A continuación se describe su funcionamiento y la geometría de cada uno de sus componentes.

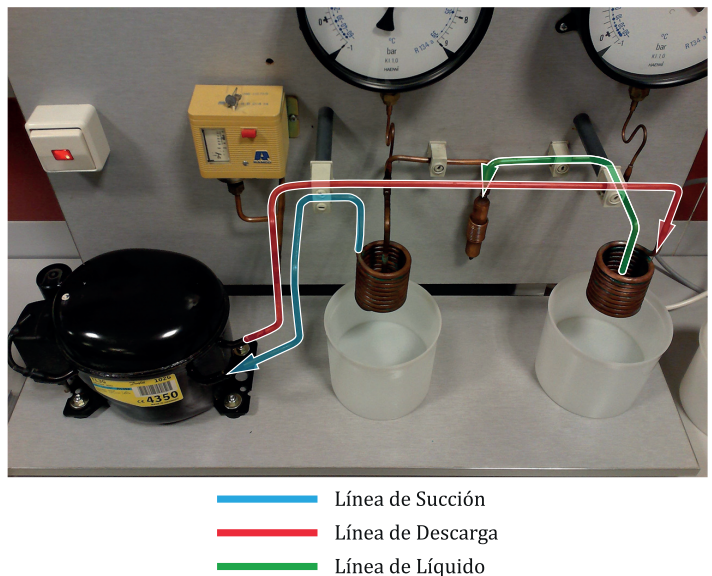


Figura 5.48. Detalle de los tubos de la bomba de calor agua-agua.

---

### 5.5.1.1 *Funcionamiento.*

---

La bomba de calor agua-agua toma calor del agua contenida en un recipiente, en el que se introduce el evaporador, y lo cede al agua contenida en otro recipiente, en el que se introduce el condensador. Se miden las temperaturas del refrigerante en cada uno de los puntos que corresponden a estados representativos del ciclo de frío por compresión. Igualmente, se mide el consumo de energía eléctrica del compresor.

El volumen de agua en cada uno de los recipientes en el evaporador y el condensador es 1 l. Se miden las temperaturas en ambos intercambiadores, dentro del agua. Para evitar cortocircuitos que provocarían lecturas erróneas en las sondas, se sellan dos termopares con plástico fundido a baja temperatura y tubo termoretráctil, y se introducen en el agua, pegándolos al tubo de los intercambiadores, intentando no incrementar la inercia de las sondas de lectura.

El compresor está gobernado por un presostato de alta presión que abre el circuito de suministro de energía eléctrica al compresor, parándolo cuando la presión de la línea de descarga del compresor asciende por encima de la presión de tarado. El presostato está inicialmente precintado pero se desprecinta para poder actuar sobre la presión de tarado.

El presostato no se rearma, es decir, una vez alcanzada la presión de tarado, detiene el compresor y éste no vuelve a arrancar hasta que no se pulsa el botón de rearme del presostato, por lo que para mostrar la repetitividad en las medidas se decide instalar en el equipo dos termostatos, uno en la línea de alta presión y otro en la línea de baja presión, que cortan el suministro de energía eléctrica al compresor cuando se alcanzan las temperaturas de destino en cada línea y lo reanudan cuando se vuelve a la temperatura programada en el incremento de temperaturas establecido.

Los termostatos miden la temperatura mediante termorresistencias y la muestran en un indicador digital, instalado también en el panel de la máquina. Se instala, igualmente, un conmutador con el que se controla qué termostato ha de actuar, aunque ambos estén constantemente midiendo la temperatura.

Los termostatos se programan para que se alcancen las temperaturas objetivo antes de que se alcance la presión objetivo en el presostato, ya que de alcanzarse ésta la máquina se detiene y no vuelve a arrancar hasta que se accione manualmente pulsando el botón de rearme del presostato, según lo indicado anteriormente.

5.5.1.2 Geometría del circuito de R134a.

*Compresor.*

El compresor es de la marca Danfoss, modelo TL3G 102G 4350. En sus especificaciones técnicas se pueden encontrar los datos que se requieren para su caracterización en IMST-ART, que son el volumen desplazado ( $3,13 \text{ cm}^3$ ), la velocidad de giro a 50 Hz ( $2900 \text{ rpm}$ ) y el volumen de aceite ( $280 \text{ cm}^3$ ).

La superficie externa se determina de la misma manera que se hizo para la bomba de calor agua-aire, ya que la forma de la carcasa del compresor es similar. La carcasa es cilíndrica de base elíptica, de  $8,5 \text{ cm}$  de radio mayor ( $a$ ) y  $7,5 \text{ cm}$  de diámetro menor ( $b$ ), su altura es  $11,0 \text{ cm}$  y la altura del polo en el elipsoide superior es  $4 \text{ cm}$  ( $c$ ). Con la ecuación (5.34) (página 155) se determina el perímetro, resultando  $p = 50,31 \text{ cm}$ . De aquí, la superficie lateral de la carcasa es  $A_l = 50,31 \text{ cm} \times$

$$11,0 \text{ cm} = 553,41 \text{ cm}^2.$$

La superficie de la parte superior de la carcasa se obtiene de la ecuación (5.35) (página 155), resultando  $A_s = 554,74 \text{ cm}^2$ . La superficie de la parte inferior es  $A_i = \pi \times 8,5 \text{ cm} \times 7,5 \text{ cm} =$

$$200,28 \text{ cm}^2.$$

La superficie total de la carcasa del compresor es  $A_{comp} = A_c + A_e + A_i =$

$$1308,43 \text{ cm}^2 = 0,1308 \text{ m}^2.$$

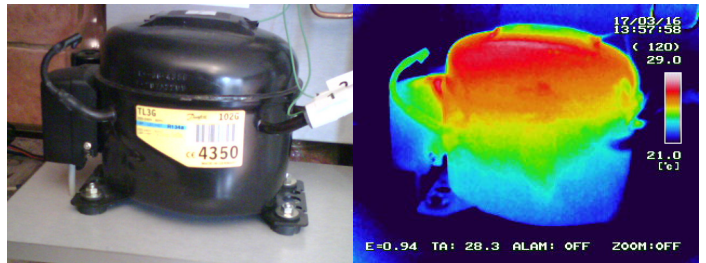


Figura 5.49. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-agua.

En la Figura 5.49 se muestra una fotografía y una termografía de la carcasa del compresor. La termografía permite observar que la temperatura en la carcasa es sensiblemente más baja que las medidas para las bombas de calor aire-agua y agua-aire anteriores.

*Condensador y evaporador.*

Tanto el condensador como el evaporador consisten en un tubo arrollado por cuyo interior circula el refrigerante, de forma y tamaño idénticos. En la Figura 5.50 se pueden apreciar las medidas realizadas para caracterizar la geometría del condensador. La superficie externa se calcula como la suma de cada una de las superficies externas de 9,25 vueltas de tubo de  $6,35 \text{ mm}$  de diámetro, arrollados con forma de toroide de  $4,865 \text{ cm}$  de diámetro. Para los 9,25 toroides la superficie



Figura 5.50. Condensador de la bomba de calor agua-agua.

externa total es, siendo  $A_{te} = \pi^2 Dd$  la superficie externa para cada toroide,  $A_{te} = 9,25 \times \pi^2 \times 48,65 \text{ mm} \times 6,35 \text{ mm} = 28203,18 \text{ mm}^2 = 0,028203 \text{ m}^2$ . Esta es la superficie que se toma como superficie de intercambio de calor aunque, como se aprecia en la Figura 5.50, es conveniente estimar un porcentaje de esta superficie como apta para el intercambio de calor con el agua, ya que no toda la superficie está en contacto con el agua.

En la Figura 5.51 se muestran una fotografía y una termografía del evaporador (a) y del condensador (b).

#### *Válvula de expansión*

Es un tubo capilar, con las dimensiones que se pueden apreciar en la Figura 5.52. Hay nueve vueltas, por lo que la longitud del capilar es  $0,5655 \text{ m}$ . El diámetro es  $2 \text{ mm}$ . El condensador descarga en un depósito receptor de líquido cuyo volumen es  $33,45 \text{ cm}^3 = 0,03345 \text{ l} = 0,03345 \text{ dm}^3$ . En la Figura 5.53 se muestran una fotografía y una termografía de la válvula de expansión.

#### *Tuberías.*

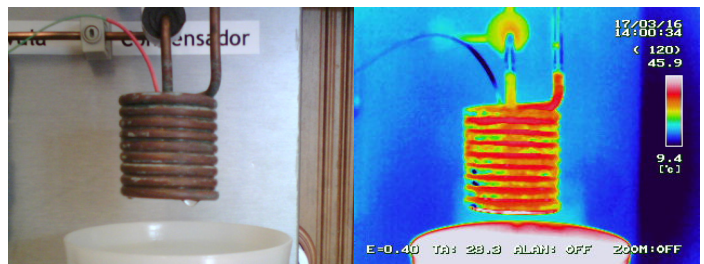
Todas las tuberías son de cobre.

#### *Línea de succión.*

Tiene una longitud de  $43,5 \text{ cm}$  y un diámetro de  $6,35 \text{ mm}$ . Se acepta el valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART, que es



(a)



(b)

Figura 5.51. Fotografía y termografía del evaporador (a) y del condensador (b) de la bomba de calor agua-agua.

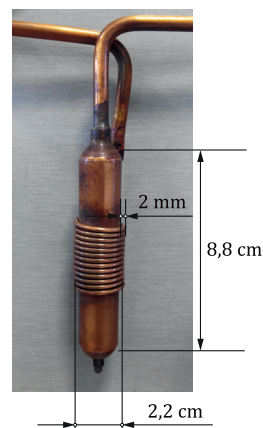


Figura 5.52. Tubo capilar de la bomba de calor agua-agua.

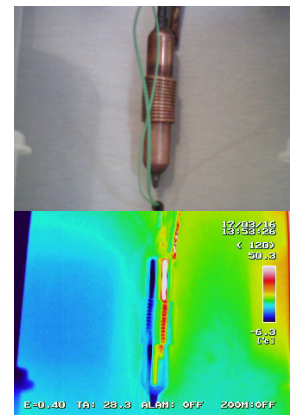


Figura 5.53. Fotografía y termografía de la carcasa del compresor de la bomba de calor agua-agua.

0,762 mm.

### *Línea de descarga.*

Tiene una longitud de 71 cm y un diámetro de 6,35 mm. Se acepta el valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART, que es 0,762 mm.

### *Línea de líquido.*

Tiene una longitud de 32,5 cm y un diámetro de 6,35 mm. Se acepta el valor asignado al espesor de la tubería en IMST-ART, que es 0,762 mm.

### 5.5.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Para analizar el funcionamiento de la bomba de calor agua-agua se han medido las temperaturas en diferentes puntos, considerados los más relevantes. Para ello, se han dispuesto termopares conectados a un adquisidor que ha ido enviando los datos de temperaturas a un ordenador, quedando guardados aquéllos en un archivo compatible con Microsoft Excell para su posterior tratamiento.

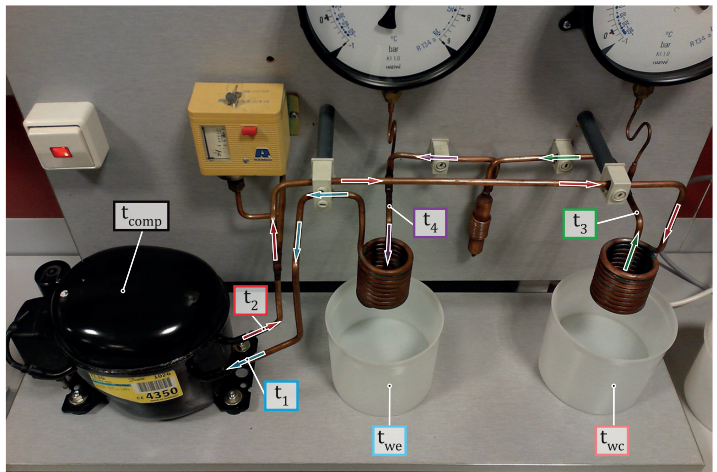


Figura 5.54. Distribución de termopares en la bomba de calor agua-agua.

Se ha medido la potencia del compresor,  $\dot{W}_c$ , con un medidor de energía que también ha enviado los datos a un ordenador en el que han quedado guardados en un archivo compatible con Microsoft Excell. En la Figura 5.54 se muestra la distribución de los termopares con que se han medido las temperaturas en los puntos indicados en la bomba de calor agua-agua. La frecuencia de las medidas realizadas ha sido 10 s durante todo el transcurso del experimento



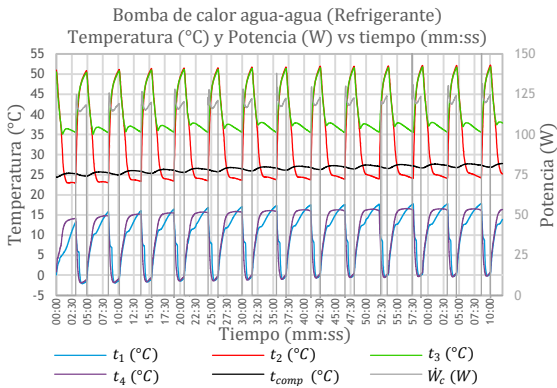


Figura 5.55. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-agua.

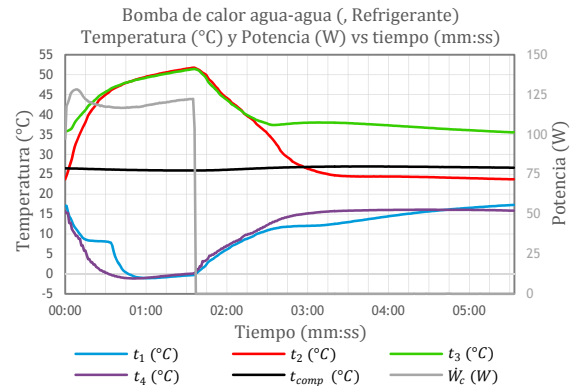


Figura 5.56. Variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-agua.

cuya duración ha sido una hora y doce minutos<sup>9</sup>. En la Figura 5.55 se puede observar la lectura de las temperaturas asignadas a cada sonda en el circuito del refrigerante y también en la carcasa del compresor, y la potencia eléctrica consumida por el equipo. Las temperaturas mantienen un comportamiento monótono aceptable en todo el intervalo de medición, lo que permite analizar solamente una zona como representativa de las demás.

La interpretación de la gráfica que se presenta en la Figura 5.55 resulta complicada; se muestra con el objeto de apreciar la repetitividad de las medidas realizadas, su comportamiento prácticamente cíclico y la justificación de la Figura 5.56, en la que se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante y la potencia consumida en uno de los ciclos completos de funcionamiento. Para representar los datos en la Figura 5.56 se ha tomado como punto de partida del ciclo de funcionamiento el instante de la puesta en marcha del compresor y, como punto final, el instante de la nueva puesta en marcha del compresor. Para gobernar los períodos de arranque y parada del compresor se ha utilizado un termostato que mide la temperatura en la salida del condensador, donde está dispuesta la toma de presión del manómetro de alta. Cuando se supera la temperatura objetivo, el compresor para. A partir de la parada del compresor, esta temperatura comienza a bajar. Cuando es inferior a la temperatura que corresponde al incremento programado, el compresor vuelve a arrancar. De

<sup>9</sup> Vista la repetitividad de las medidas y teniendo en cuenta la parada de la máquina por el presostato de alta, se considera que la duración de estos ensayos es suficiente como para obtener los valores necesarios con los precedentes de la simulación informática.

esta forma se evita que actúe el presostato que, como se ha dicho, no se rearma y, de actuar, provoca la parada total de la máquina.

Como se puede observar en la Figura 5.56, cuando arranca el compresor comienzan a separarse las temperaturas en la zona de alta y en la zona de baja presión. El arranque del compresor da lugar a un máximo de consumo que progresivamente se va estabilizando. La temperatura en la entrada del compresor ( $t_1$ ) presenta una zona plana debido a la existencia de líquido saturado debajo de vapor saturado, en el evaporador, por su forma y disposición. A medida que el compresor va succionando el vapor, el líquido va cambiando de fase y no es hasta que todo el vapor ha sido succionado cuando la temperatura sigue disminuyendo. La práctica coincidencia de las temperaturas tanto en la parte de alta como de baja presión hace pensar que los estados de entrada y salida de los intercambiadores acaban ubicándose en el interior de la campana de saturación. Es posible que esté entrando líquido en el compresor.

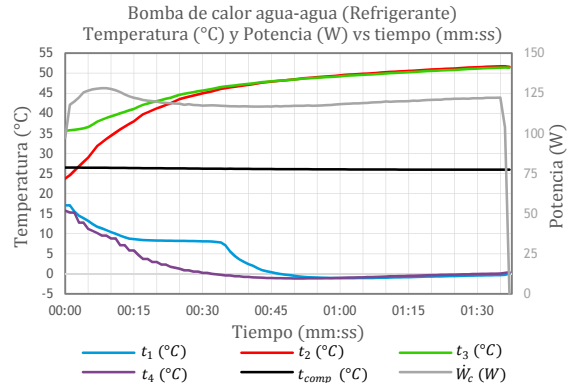


Figura 5.57. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-agua.

Para introducir todos estos datos de funcionamiento de la bomba de calor aire-agua en IMST-ART con objeto de modelizar su comportamiento, en la Figura 5.57 se muestra la variación de las temperaturas del refrigerante y de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha de éste hasta su parada.

En la Figura 5.58 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios. Como se puede observar, las temperaturas vuelven a mantener un comportamiento muy repetitivo. En la Figura 5.59 se muestra la variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento y en la Figura 5.60, la variación de las temperaturas desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada. Como se puede apreciar, la temperatura en el recipiente del agua que contiene al condensador

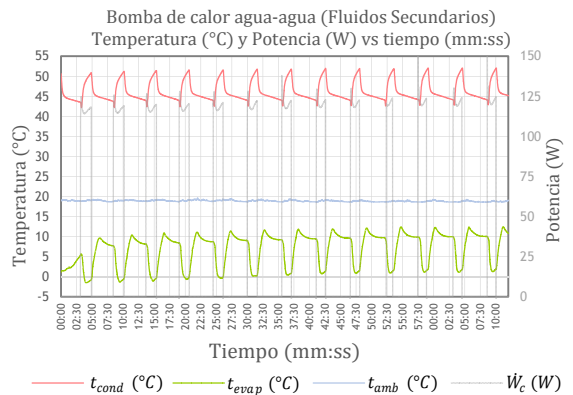


Figura 5.58. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en una hora y media de funcionamiento de la bomba de calor agua-agua.



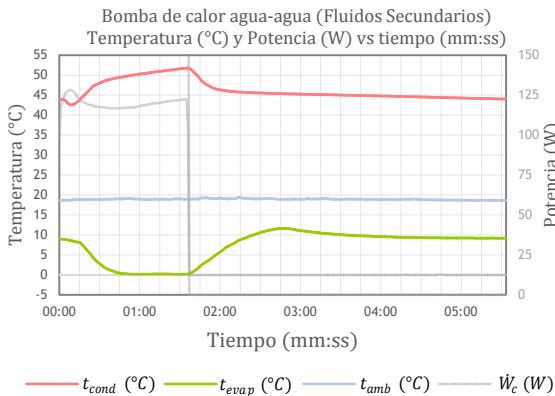


Figura 5.59. Variación de las temperaturas de los fluidos secundarios en un ciclo completo de funcionamiento para la bomba de calor agua-agua.

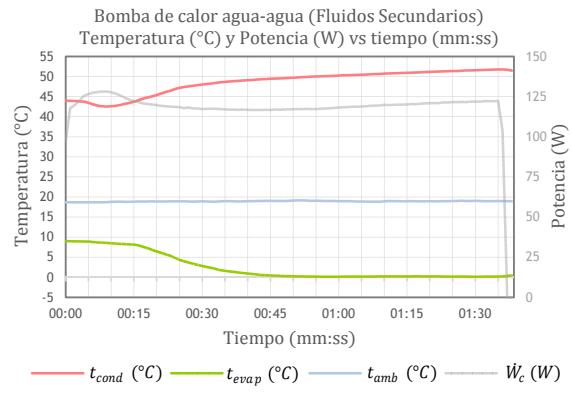


Figura 5.60. Variación de las temperaturas del refrigerante, de la carcasa del compresor y media del condensador desde la puesta en marcha del compresor hasta su parada para la bomba de calor agua-agua.

asciende a medida que avanza el tiempo en que el compresor está funcionando y disminuye rápidamente en cuanto para. El agua del recipiente del evaporador se enfría rápidamente hasta alcanzar la temperatura de solidificación, momento a partir del cual comienza a formarse una fina capa de hielo que no progresa porque no hay prácticamente tiempo. Por esta razón se aprecia que la temperatura se mantiene en  $0^{\circ}\text{C}$  hasta que para el compresor, momento a partir del cual se aprecia que inmediatamente comienza a crecer, lo que indica que prácticamente no se ha formado hielo.

#### *Calor intercambiado en el compresor.*

Se ha medido la temperatura en la carcasa del compresor para evaluar, aproximadamente, el porcentaje de energía disipada en forma de calor en relación con la consumida por el compresor. En la Figura 5.57 se muestra gráficamente, entre otras, la evolución de la temperatura en la superficie externa de la carcasa del compresor. La temperatura promedio en cada ciclo de funcionamiento es  $26,22^{\circ}\text{C}$ ; una temperatura notablemente más baja que las observadas en las bombas de calor aire-agua y agua-aire. La temperatura ambiente medida ha sido  $19^{\circ}\text{C}$ , como se puede ver en la Figura 5.60. Empleando las mismas ecuaciones ya utilizadas para el cálculo del calor intercambiado en el compresor en las bombas de calor aire-agua y agua-aire resulta  $\overline{Nu}_D = 20,84$  y, de ahí,  $h_c = 3,32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ . Para el coeficiente de transferencia de calor por radiación, resulta  $h_r = 5,28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ , por lo que el coeficiente de transferencia de calor global es  $h = 8,60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ ; un valor sensiblemente más bajo que el obtenido para las bombas de calor aire-agua y agua-aire. Con la superficie calculada para la

carcasa del compresor (página 164) resulta, para el calor intercambiado,  $8,12 W$ . El consumo promedio en cada ciclo de funcionamiento es  $119,53 W$  por lo que, en estas condiciones, el porcentaje de la energía consumida que atraviesa la carcasa del compresor en forma de calor es

$$\frac{8,12 W}{119,53 W} \times 100 = 6,79 \% \quad (5.38)$$

Este valor es sensiblemente inferior a los obtenidos anteriormente.



---

# R

RESULTADOS.



Los datos obtenidos en el apartado anterior correspondientes al tipo de refrigerante empleado, geometrías de los intercambiadores de calor, válvula y tuberías se introducen en IMST-ART. También se introducen datos relativos al funcionamiento del compresor, tanto referentes a la velocidad de giro de su eje como al porcentaje de calor intercambiado sobre la potencia eléctrica consumida y volumen desplazado. El software de simulación devuelve los resultados que se muestran a continuación y que se comparan con los obtenidos de las mediciones realizadas. Todos los análisis se han realizado durante el tiempo de funcionamiento del compresor, ya que mientras el compresor no funciona carece de sentido el estudio al no haber energía consumida. IMST ART está limitado a un máximo de veinte casos.

En cada análisis se muestra la evolución del error: en el caso de la potencia en el compresor se muestra el error relativo y en el caso de las mediciones de temperaturas, se muestra el error absoluto. En ambos casos, el valor del error que se muestra corresponde al módulo.

## 6.1 BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.

### 6.1.1 POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.

En la Figura 6.1 se puede apreciar la evolución de la potencia consumida por el compresor durante su funcionamiento y su comparación con la obtenida con IMST-ART. Como se puede apreciar, inicialmente y en tanto perduran los efectos de la transitoriedad del arranque del compresor, el error es apreciable.

Pero la tendencia de las dos curvas es a encontrarse, una vez se va alcanzando el régimen estacionario. En el instante inicial, el error obtenido se encuentra en el 5% pero disminuye progresivamente hasta el 0,6% en la última medida realizada.

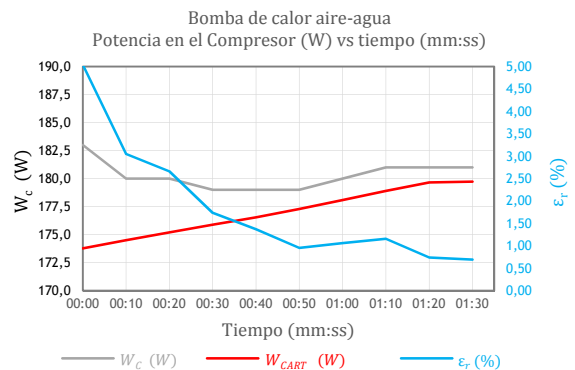


Figura 6.1. Bomba de calor aire-agua: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST-ART, y error relativo vs tiempo.

## 6. RESULTADOS.

### 6.1.2 TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE.

En la Figura 6.2 se muestra la evolución de la temperatura del refrigerante en la entrada del compresor y el error estimado cuando se compara con el valor correspondiente obtenido con IMST-ART. El valor obtenido con IMST ART aumenta ligeramente desde  $2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que el valor medido disminuye desde  $4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , dando lugar a un error absoluto que varía desde  $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

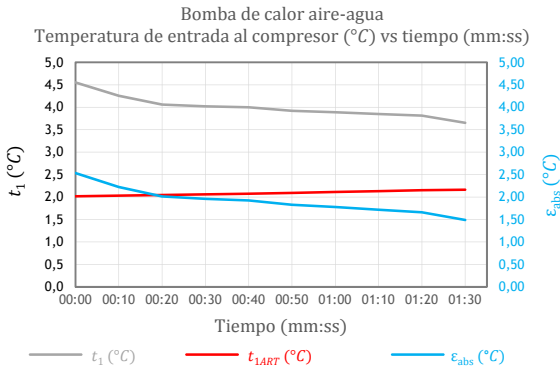


Figura 6.2. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

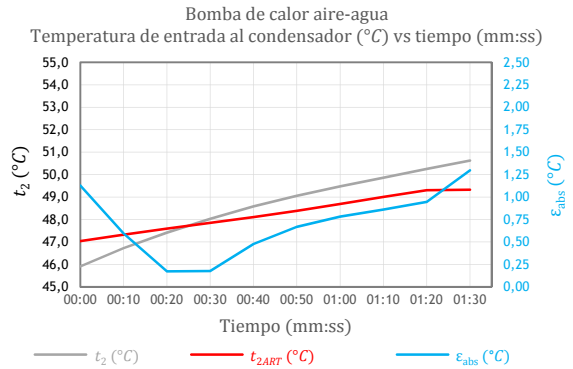


Figura 6.3. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

En la Figura 6.3 se muestra la temperatura de entrada en el condensador. En la temperatura calculada por IMST ART se observa una tendencia clara a aumentar, elevándose desde  $47\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $49,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sin embargo, la temperatura medida se eleva desde  $47,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $50,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En estas condiciones, el error varía desde  $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

En la Figura 6.4 se muestra la evolución de la temperatura en la entrada de la válvula de expansión, que aumenta desde  $35,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Los valores obtenidos con IMST ART aumentan desde  $34,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $35,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El error absoluto, en este caso, varía desde  $0,75\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

En la Figura 6.5 se puede apreciar cómo la temperatura de entrada en el evaporador tiende a disminuir (desde  $7,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $4,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), mientras que la temperatura obtenida con IMST ART permanece prácticamente constante (en  $6,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). El error absoluto varía, en este caso, desde  $0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

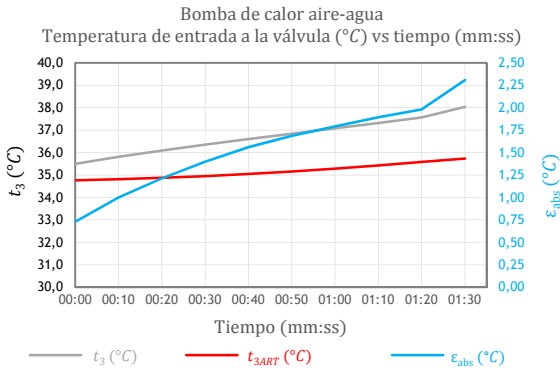


Figura 6.4. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

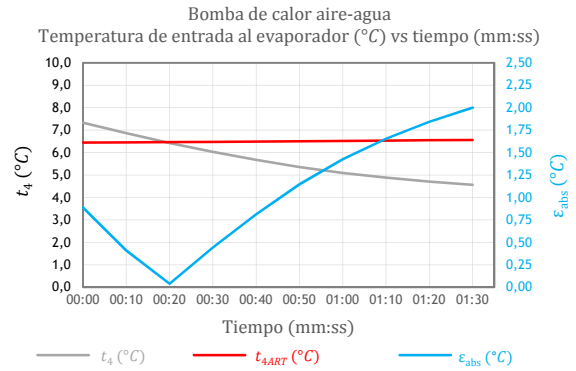


Figura 6.5. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

En general, se puede observar cómo las temperaturas de la zona de alta presión ( $t_2$  y  $t_3$ , Figura 6.2 y Figura 6.3, respectivamente) tienden a aumentar, mientras que las de baja presión ( $t_4$  y  $t_1$ , Figura 6.4 y Figura 6.1, respectivamente), tienden a disminuir, como cabía esperar. En todos los casos, el error obtenido de la determinación de las temperaturas con IMST ART es muy pequeño.

### 6.1.3 TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.

En la Figura 6.6 y en la Figura 6.7 se muestran las temperaturas de los flujos secundarios al salir de sus correspondientes intercambiadores. Así, la Figura 6.6 muestra la temperatura del aire al salir del evaporador y la Figura 6.7 muestra la temperatura del agua al salir del condensador.

Para la obtener la temperatura del aire al entrar del evaporador se ha tomado como constante e igual a  $19\text{ }^{\circ}\text{C}$  (la temperatura del Laboratorio mientras se realizó el experimento) el valor de la temperatura del aire entrante y para obtener la temperatura del agua al salir del condensador se han introducido en IMST-ART las temperaturas del agua entrante en el condensador, ya que ésta no es constante al existir un radiador de calefacción en el que el agua se enfría. En la Figura 6.6 se observa cómo el aire disminuye su temperatura desde  $13,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $12,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que en IMST ART se observa una tendencia contraria, aunque muy leve, de aumento desde  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $14,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En todo caso, el error de cálculo al que da lugar varía desde  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

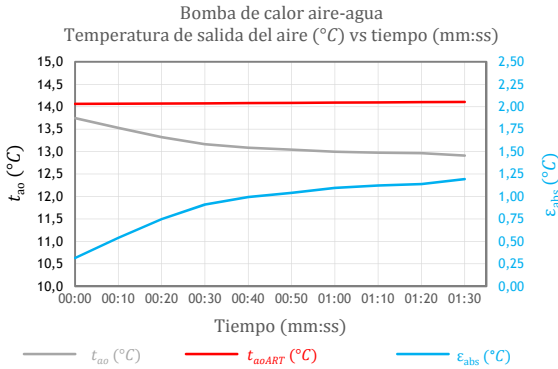


Figura 6.6. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del aire saliente del evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

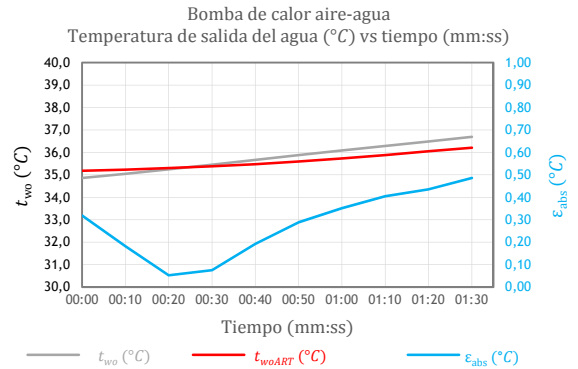


Figura 6.7. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del agua saliente del condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

Para la temperatura del agua en la salida del condensador se observa un aumento desde  $34,9\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $36,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Las temperaturas calculadas con IMST ART varían desde  $35,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $36,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , manteniendo la misma tendencia ascendente y dando lugar a un error comprendido entre  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $0,49\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A la vista de las dos gráficas se puede concluir que el resultado es más exacto para el condensador, como cabía esperar, ya que por él pasa un líquido y los líquidos son menos sensibles a los intercambios energéticos que los gases.

## 6.2 BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.

### 6.2.1 POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.

En la Figura 6.8 se muestra la evolución de la potencia consumida por el compresor durante su funcionamiento y su comparación con la obtenida con IMST-ART.

La potencia medida permanece prácticamente constante en  $263\text{ W}$  mientras que la obtenida de IMST ART disminuye desde  $269\text{ W}$  hasta  $266\text{ W}$ , dando lugar a un error relativo que varía desde el 2% hasta el 0,6%.

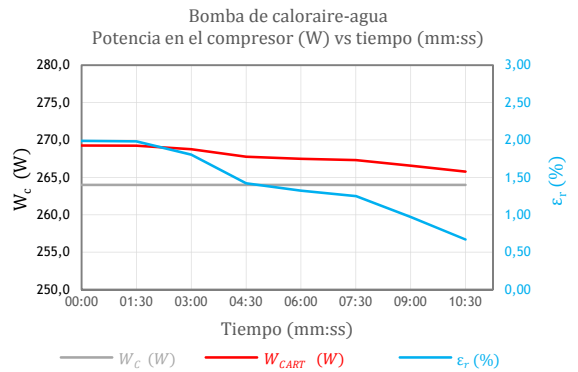


Figura 6.8. Bomba de calor agua-aire: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST ART, y error relativo vs tiempo.



## 6.2.2 TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE.

En Figura 6.9 se muestra que la evolución de la temperatura del refrigerante en la entrada del compresor manifiesta una disminución desde  $9,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $6,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La misma tendencia a disminuir muestra la temperatura calculada con IMST ART, pero en este caso lo hace desde  $7,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $4,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El error absoluto varía en el intervalo considerado pero se mantiene aproximadamente constante entre  $2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

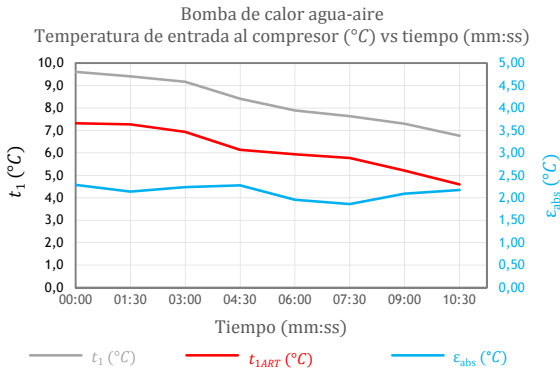


Figura 6.9. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

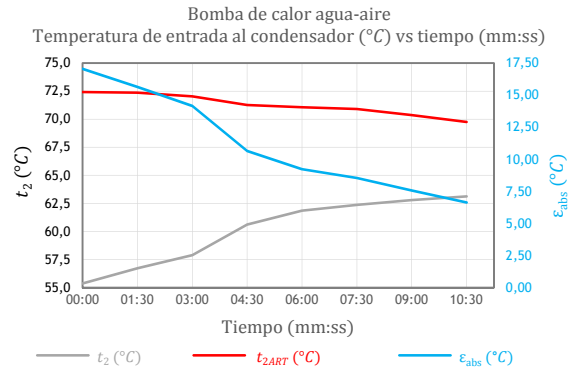


Figura 6.10. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

En la Figura 6.10 se observa cómo la tendencia de la temperatura medida en la entrada al condensador es creciente, mientras que la obtenida con IMST ART es decreciente. Sin embargo, a pesar de esta discrepancia, ambos valores tienden a confluir. La temperatura medida varía desde  $56,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $63,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que la obtenida a partir de IMST ART cambia desde  $72,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $70,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El error varía desde  $17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Esto puede ser debido a la presencia de un elemento, el evaporador, inmerso en un recipiente de agua y sujeto, por tanto, a una evolución muy transitoria, no prevista en IMST ART.

En la Figura 6.12 se muestra la evolución de la temperatura de entrada en la válvula de expansión. La temperatura medida aumenta desde  $45,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $51\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura calculada con IMST ART disminuye desde  $48,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $48,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El error, sin embargo, no es excesivamente grande, variando desde  $3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $2,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , habiendo disminuido hasta  $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Por su parte, la evolución de la temperatura del refrigerante al entrar en el evaporador, que se muestra en la Figura 6.12, aun manteniéndose inicialmente discrepante en la tendencia de crecimiento (ya que la medida es creciente y la obtenida con IMST ART es decreciente),

## 6. RESULTADOS.

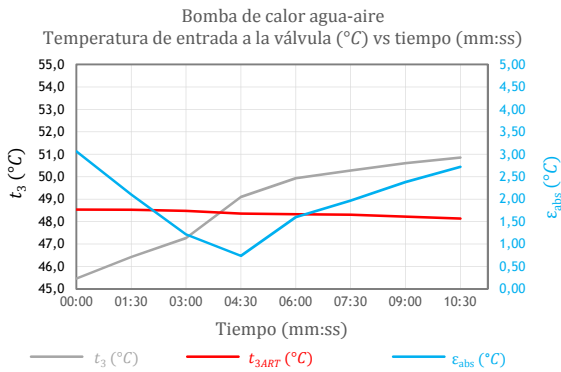


Figura 6.11. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

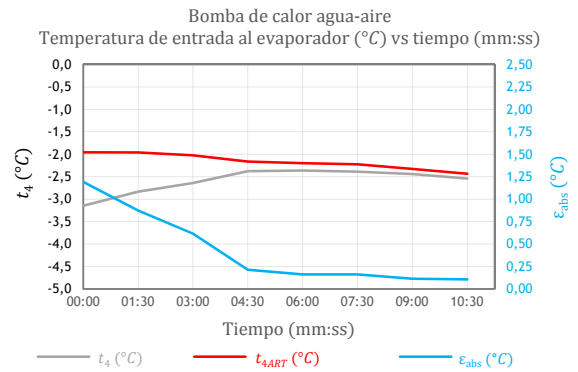


Figura 6.12. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

alcanza en el instante 4:30 una tendencia común, dando lugar a un error de 0,2 °C. La temperatura medida varía desde -3,2 °C hasta -2,5 °C, mientras que la obtenida con IMST ART lo hace desde -2,0 °C hasta -2,5 °C.

### 6.2.3 TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.

La evolución del agua contenida en el recipiente del evaporador es transitoria. IMST ART no hace análisis en régimen de transitorio. A continuación se muestran los resultados obtenidos.

En la Figura 6.13 y en la Figura 6.14 se muestran las temperaturas de los fluidos secundarios. En la Figura 6.13 se muestra la temperatura del agua en el recipiente que contiene al evaporador. Tanto la temperatura medida como la obtenida con IMST ART disminuyen desde 7 °C hasta 4 °C, dando lugar a un error prácticamente nulo.

En la Figura 6.14 se muestra la evolución de la temperatura del aire saliente del condensador. La temperatura medida asciende desde 33,6 °C hasta 35,0 °C, mientras que la calculada desciende ligeramente desde 37,5 °C hasta 37,2 °C, dando lugar a un error que varía desde 4 °C hasta 2,5 °C.

Para la obtención de la temperatura del aire al entrar al condensador se ha tomado como constante e igual a 25,4 °C (la temperatura del Laboratorio mientras se realizó el experimento) la temperatura del aire entrante.

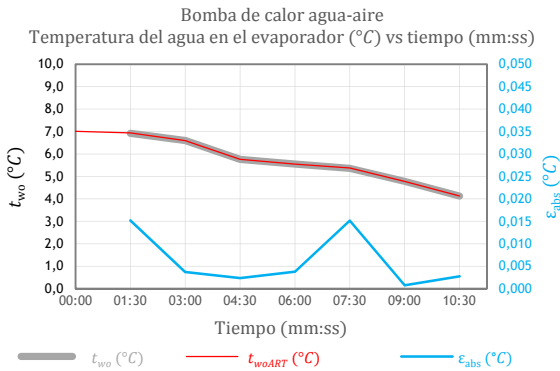


Figura 6.13. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del agua en el evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

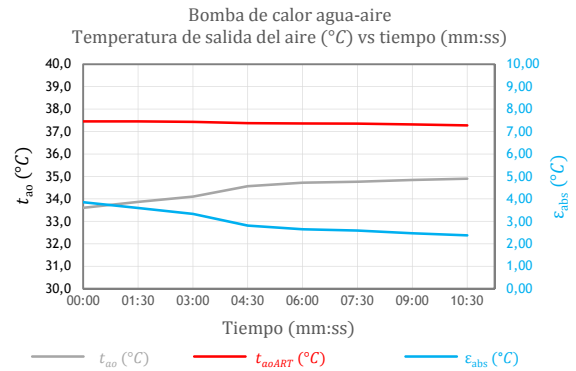


Figura 6.14. Bomba de calor aire-agua: temperatura medida del aire saliente del condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

### 6.3 BOMBA DE CALOR AGUA-AGUA.

#### 6.3.1 POTENCIA CONSUMIDA EN EL COMPRESOR.

En la Figura 6.15 se muestra la evolución de la potencia consumida por el compresor durante su funcionamiento y su comparación con la obtenida con IMST-ART.

La potencia medida varía desde 117 W hasta 122 W, mientras que la calculada disminuye desde 138 W hasta 127 W. El error relativo disminuye hasta el 4%.

Ambos valores manifiestan una tendencia a confluir a medida que transcurre el tiempo.

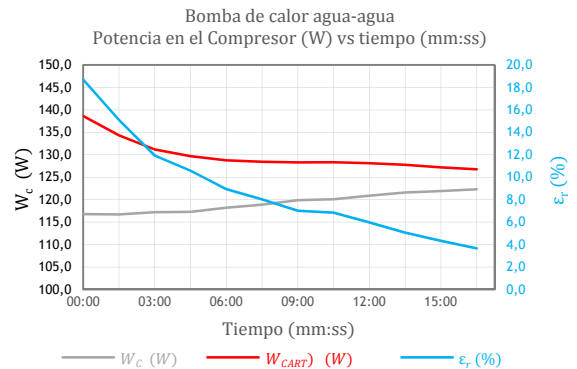


Figura 6.15. Bomba de calor agua-agua: potencia consumida por el compresor y obtenida con IMST ART, y error relativo vs tiempo.

#### 6.3.2 TEMPERATURAS EN LOS ESTADOS RELEVANTES DEL REFRIGERANTE.

En la Figura 6.16 se muestra la evolución de la temperatura medida y la obtenida en la entrada del compresor. La temperatura medida disminuye desde 2,5  $^{\circ}\text{C}$  hasta  $-1$   $^{\circ}\text{C}$ , aumentando posteriormente hasta  $-0,2$   $^{\circ}\text{C}$ , aproximadamente. La temperatura obtenida se mantiene

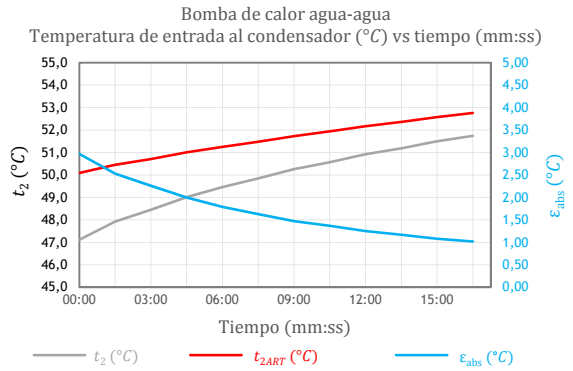
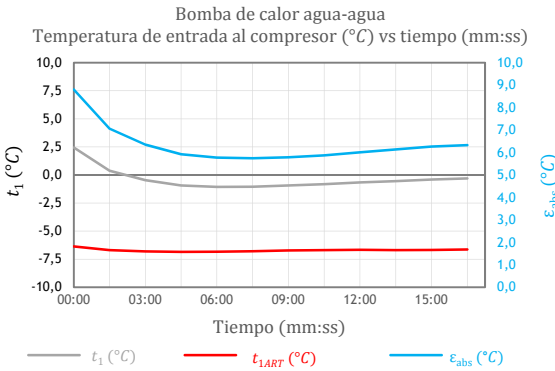


Figura 6.16. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al compresor y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

Figura 6.17. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

constante en unos  $-7,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La diferencia entre ambas da lugar a un error variable pero que toma un valor mínimo de  $5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

En la Figura 6.17 se muestra la evolución de la temperatura medida en la entrada del condensador y la obtenida con IMST ART. La temperatura medida asciende desde  $47\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $51,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que la obtenida lo hace desde  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $52,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El error absoluto a que da lugar la diferencia entre ambas varía desde  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En la Figura 6.18 se muestra la evolución de la temperatura medida en la entrada de la válvula de expansión y también la evolución de la temperatura obtenida con IMST ART. La temperatura medida asciende desde

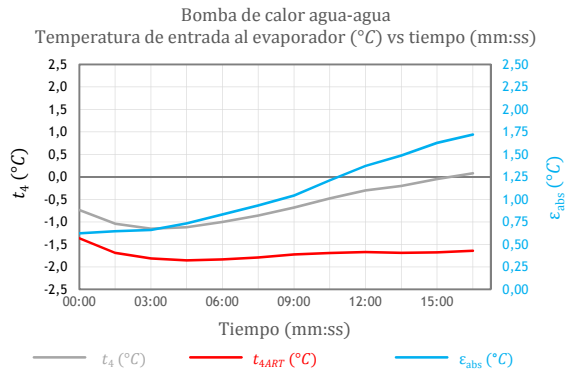
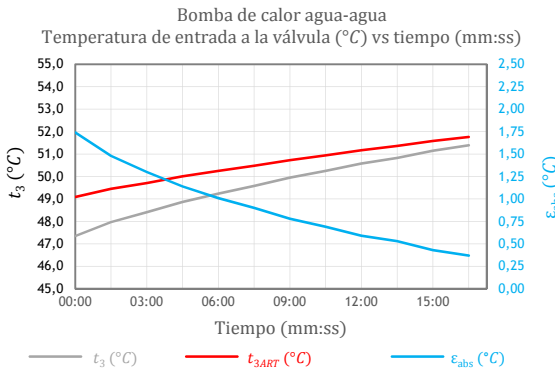


Figura 6.18. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada a la válvula y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

Figura 6.19. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida en la entrada al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

47,3 °C hasta 51,2 °C, mientras que la temperatura calculada lo hace desde 49,0 °C hasta 51,9 °C. La diferencia entre ambas da lugar a un error que varía desde 1,8 °C hasta 0,4 °C.

En la Figura 6.19 se muestra la evolución de la temperatura en la entrada al evaporador. La temperatura medida disminuye inicialmente desde  $-0,7\text{ °C}$  hasta  $-1,2\text{ °C}$  para aumentar, posteriormente, hasta  $1,3\text{ °C}$ . La temperatura calculada disminuye desde  $-1,2\text{ °C}$  hasta  $-1,8\text{ °C}$ , ascendiendo después ligeramente hasta  $-1,6\text{ °C}$ . El error obtenido en este caso varía desde  $0,6\text{ °C}$  hasta  $1,75\text{ °C}$ .

### 6.3.3 TEMPERATURAS EN LOS FLUIDOS SECUNDARIOS.

Tanto el evaporador como el condensador están sumergidos en un baño de 1 l de agua, por lo que su evolución tiene un marcado carácter transitorio.

En la Figura 6.20 se muestra la evolución de la temperatura del agua en la que está sumergido el evaporador. La temperatura medida disminuye desde  $0,9\text{ °C}$  hasta  $0,1\text{ °C}$ , aumentando ligeramente y volviendo a disminuir. La temperatura obtenida mantiene el mismo comportamiento pero  $0,1\text{ °C}$  por debajo. La variación de la temperatura es debida a los movimientos convectivos que tienen lugar en el agua contenida en el recipiente.

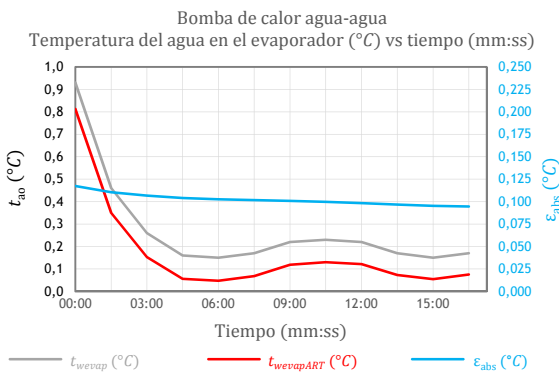


Figura 6.20. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida del agua en el recipiente que contiene al evaporador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

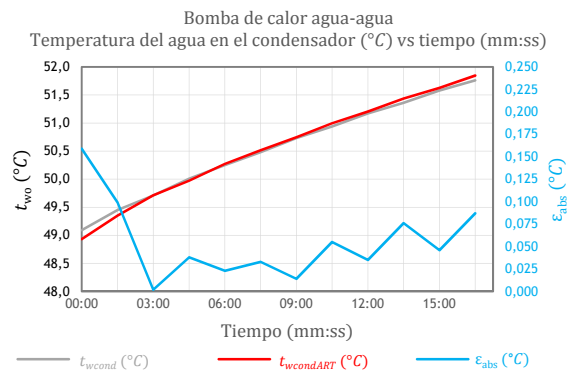


Figura 6.21. Bomba de calor agua-agua: temperatura medida del agua en el recipiente que contiene al condensador y obtenida con IMST ART, y error absoluto vs tiempo.

En la Figura 6.21 se muestra la evolución de la temperatura del agua en la que está sumergido el condensador. Tanto la temperatura obtenida como la calculada mantienen el mismo comportamiento creciente, con un error absoluto de menos de una décima de grado entre ambas.

## 6.4 RESUMEN E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.

En la Tabla 6.1 se muestra un resumen de los errores promedio obtenidos en la determinación de las temperaturas y en las potencias consumidas por cada una de las bombas de calor analizadas (AW corresponde a la bomba de calor aire-agua, WA a la bomba agua-aire y WW a la bomba agua-agua).

Tabla 6.1. Resumen de errores.

|    | $W_c$               | $t_1$                    | $t_2$ | $t_3$ | $t_4$ |
|----|---------------------|--------------------------|-------|-------|-------|
| HP | $\varepsilon_r$ (%) | $\varepsilon_{abs}$ (°C) |       |       |       |
| AW | 1,8                 | 1,9                      | 0,7   | 1,6   | 1,1   |
| WA | 1,4                 | 2,1                      | 7,6   | 2,0   | 0,4   |
| WW | 5,2                 | 5,8                      | 1,7   | 0,9   | 1,1   |

Las medidas obtenidas experimentalmente y la muy aceptable aproximación con las obtenidas a partir del Software de Simulación IMST-ART ponen de manifiesto la validez de esta herramienta en la modelización de sistemas de refrigeración y bomba de calor.

Cualquier cálculo posterior sólo sería reiterativo sobre la validez de los datos aportados por IMST-ART. Así pues, en estas condiciones, se puede afirmar que la utilización de esta herramienta permite obtener resultados fiables sin tener que recurrir necesariamente a la experimentación.

### 6.4.1 REFRIGERANTES SUSTITUTIVOS.

Uno de los potenciales de IMST-ART, empleado en la obtención de resultados en esta tesis, reside en la posibilidad de realizar estudios paramétricos. Otro, no empleado hasta aquí, es el de analizar el comportamiento de las máquinas cuando se cambia de refrigerante. En el futuro muchas máquinas tendrán que ir cambiando de refrigerante y adaptándose a los nuevos que vayan apareciendo en el mercado.

Independientemente de la resolución de cuestiones como es la solubilidad del aceite o la limpieza de los circuitos, que no son objeto de esta tesis, habrá que ir encontrando refrigerantes que puedan emplearse durante la transición, sustituyendo a los que vayan quedando prohibidos por el impacto ambiental que genera su utilización.

En una primera aproximación se puede afirmar que un refrigerante es intercambiable por otro cuando los niveles de presión en que ambos trabajan son semejantes. En este apartado de conclusiones se describe el comportamiento del sistema en cuanto a su EER y a su COP cuando se cambia el refrigerante.

Para la realización de este análisis se emplea el software desarrollado en la presente tesis, RefCOMP, que, aunque en una versión beta, tiene plenas funcionalidades con los refrigerantes más empleados en la actualidad, anteriores (como el R-12 y R-22) y también con los nuevos refrigerantes.

La bomba de calor aire-agua estudiada emplea R12. Utilizando la herramienta RefCOMP se pueden encontrar fácilmente refrigerantes que tengan el mismo nivel de presión.

En la Figura 6.22 se pueden comparar los diagramas p-h para el R12 y para el R134a. En ella se ha empleado la aplicación RefCOMP y se ha dado una opacidad del 65% al diagrama del R12 y del 35% al del R134a. Se puede apreciar fácilmente que la presión de saturación que corresponde a cada temperatura es muy similar para ambos refrigerantes en el intervalo habitual de uso.

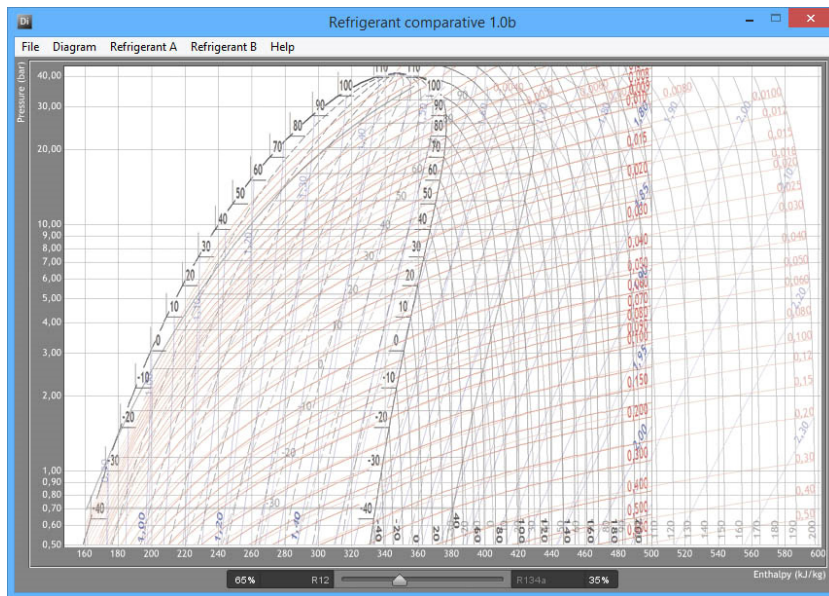


Figura 6.22. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R134a mediante RefCOMP.

Una situación parecida se encuentra si se compara el R12 con el R1234yf. En la Figura 6.23 se muestra la comparación obtenida con RefCOMP de los diagramas p-h.

## 6. RESULTADOS.

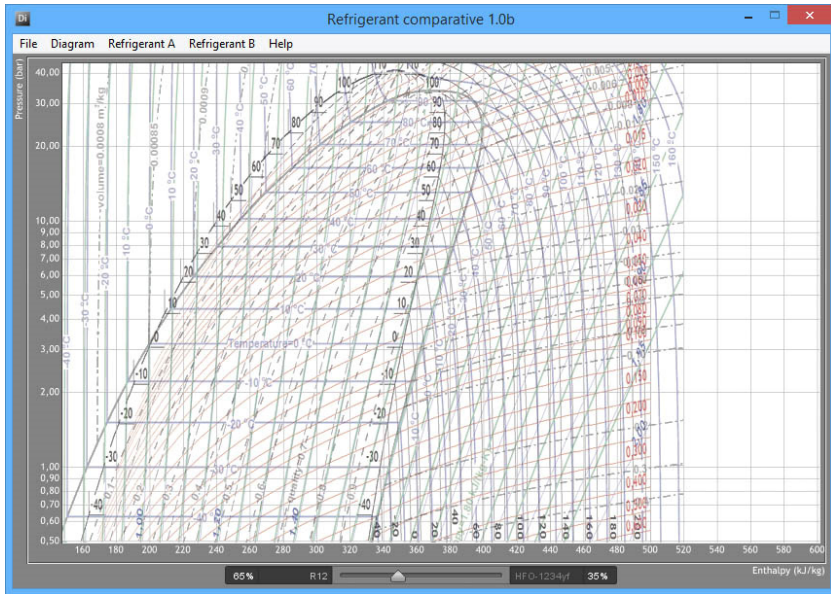


Figura 6.23. Comparación de diagramas p-h del R12 y del 1234yf mediante RefCOMP.

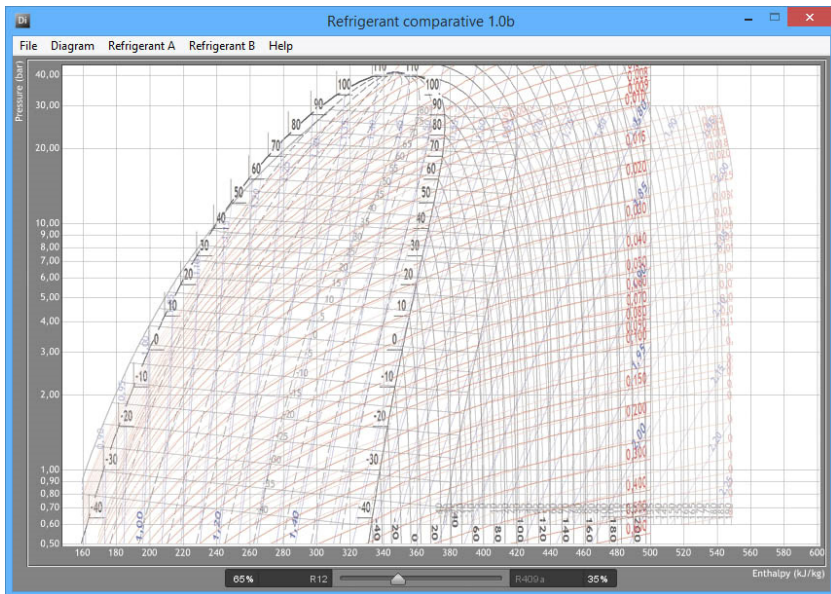


Figura 6.24. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R409a mediante RefCOMP.

Otros refrigerantes cuyo diagrama p-h es similar son el R401a, R401b y R409a. En la Figura 6.24 se muestra la comparación obtenida con RefCOMP para el R12 y el R409a.



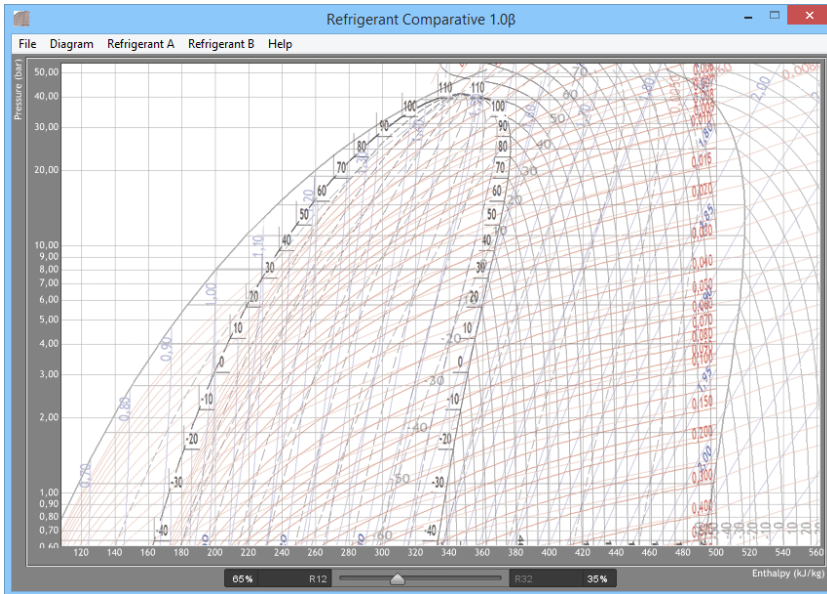


Figura 6.25. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R32 mediante RefCOMP.

En la Figura 6.25 se muestra la comparación obtenida con RefCOMP para el R12 y el R32.

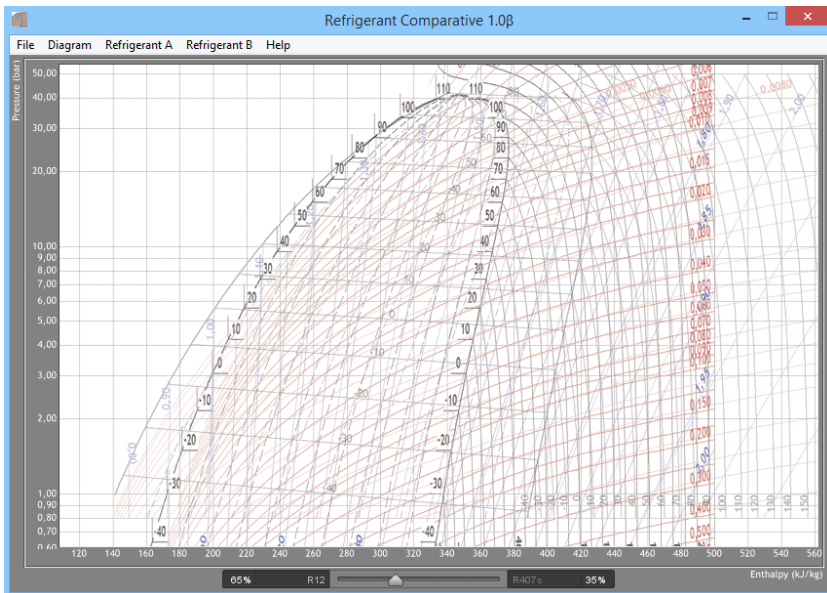


Figura 6.26. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R407c mediante RefCOMP.

En la Figura 6.26 se muestra la comparación obtenida con RefCOMP para el R12 y el R407c.

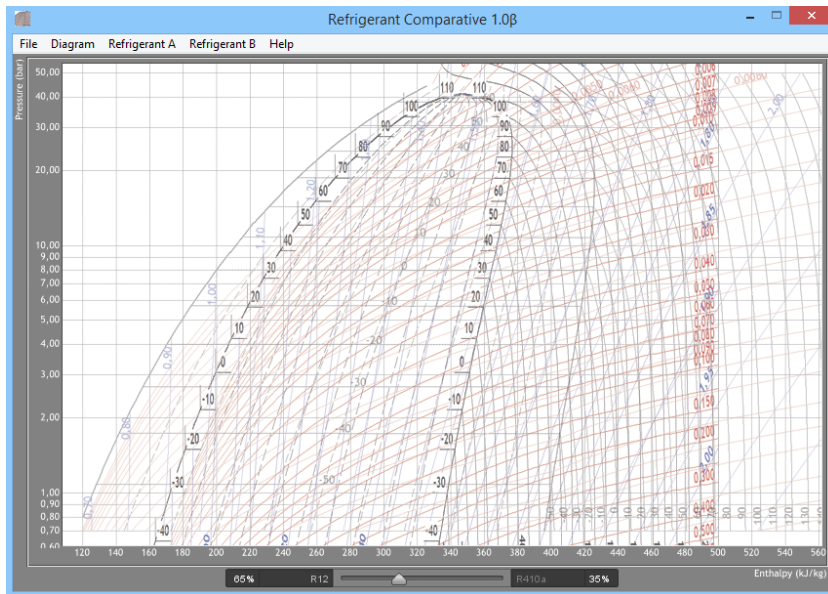


Figura 6.27. Comparación de diagramas p-h del R12 y del R410a mediante RefCOMP.

Y en la Figura 6.27 se muestra la comparación obtenida con RefCOMP para el R12 y el R410a.

En el soporte informático adjunto a esta tesis se encuentra, dentro de la carpeta ANEXOS y dentro de la carpeta RefCOMP, la aplicación "RefCOMP 1.0b" que se ha empleado y en las páginas 36, 37 y siguientes se indica la composición y el impacto ambiental de estos refrigerantes.

### 6.4.2 CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA.

Una vez se han encontrado los refrigerantes que tienen similares niveles de presiones a los del empleado en cada una de las bombas de calor estudiadas, empleando RefCOMP, se ha procedido con la simulación de los ciclos en IMST ART cambiando el refrigerante. Se han empleado los mismos casos que los estudiados experimentalmente.

En las figuras que se presentan aquí se han empleado los colores normalizados para los refrigerantes. Algunos de los colores son muy parecidos. Para evitar confusiones se han colocado en las leyendas en orden de mayor a menor *COP* y *EER*.

En la Figura 6.28 se representa la evolución del *COP* y en la Figura 6.29, la evolución del *EER*, ambas para la bomba de calor aire-agua para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12. La Figura 6.28 y la Figura 6.29 muestran al R12 como el refrigerante más eficiente en todos los casos.

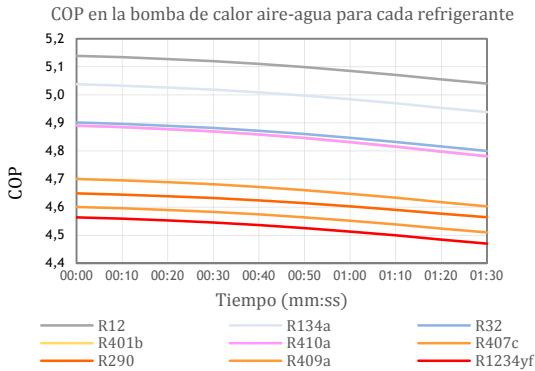


Figura 6.28. Representación del *COP* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor aire-agua.

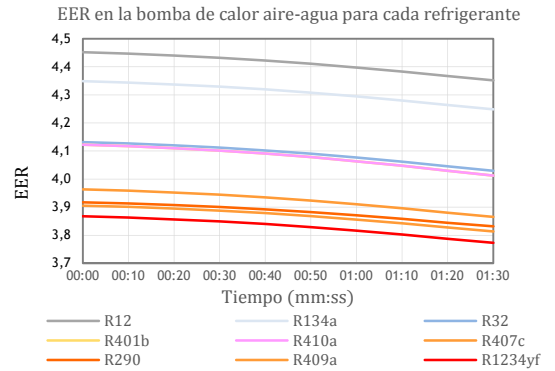


Figura 6.29. Representación del *EER* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor aire-agua.

En la Figura 6.30 se muestran los valores medios del *COP* en el intervalo estudiado experimentalmente y en la Figura 6.31, los del *EER*.

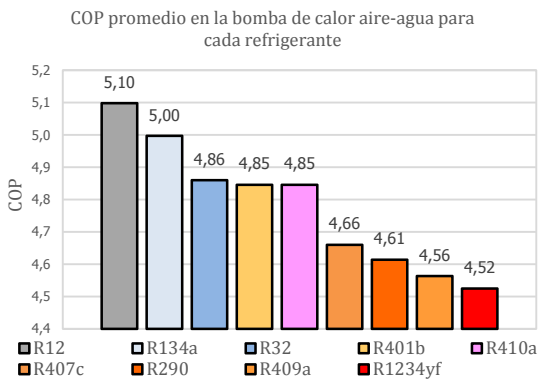


Figura 6.30. *COP* promedio en la bomba de calor aire-agua para cada refrigerante.

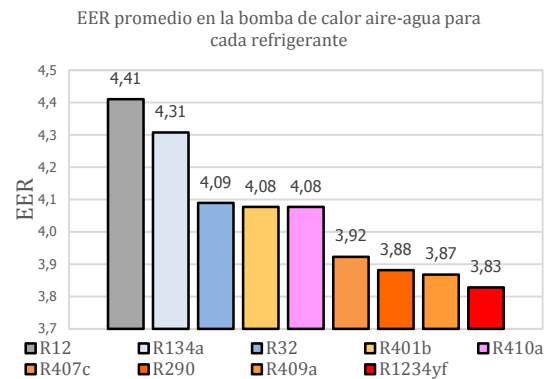


Figura 6.31. *EER* promedio en la bomba de calor aire-agua para cada refrigerante.

Ambas figuras evidencian el mejor comportamiento del R12, seguido del R134a.

En ambos casos, el peor comportamiento recae en el R1234yf, seguido del R409a, mientras que el R401a, R401b y R32 muestran un comportamiento intermedio.

## 6. RESULTADOS.

### 6.4.3 CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.

De la misma forma que se ha hecho para la bomba de calor aire-agua, se introducen en IMST ART los refrigerantes sustitutivos del empleado en la bomba de calor agua aire.

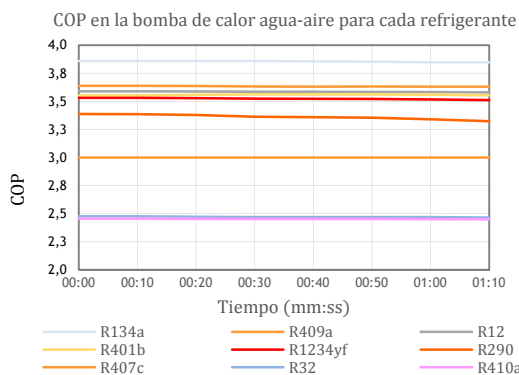


Figura 6.32. Representación del *COP* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor agua-aire.

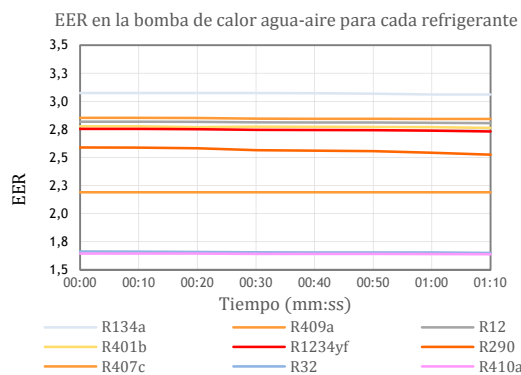


Figura 6.33. Representación del *EER* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R12 en la bomba de calor agua-aire.

En la Figura 6.32 se muestran los resultados obtenidos para el *COP* y en la Figura 6.33, los obtenidos para el *EER*, ambos en el intervalo estudiado.

En ambos casos se puede observar que en la máquina agua-aire se obtendría una mayor eficiencia, funcionando tanto como bomba de calor como funcionando como sistema de refrigeración, si emplease R134a en lugar de R12, ya que la curva que describe el comportamiento de ambos parámetros para este refrigerante está siempre por encima del resto. La eficiencia sería mejor, incluso, si emplease R409a.

En la Figura 6.34 se muestran los valores medios del *COP* en el intervalo estudiado experimentalmente y en la Figura 6.35, los del *EER*.

En ambas figuras se evidencia el mejor comportamiento del R134a, seguido del R409a. El peor comportamiento recae en el R410a seguido, en esta ocasión, del R32. Se mantienen en un intervalo aceptable el R409a, el R12, el R410b y el R1234yf. En esta máquina el propano (R290) presenta un comportamiento mejor que en la máquina aire-agua.

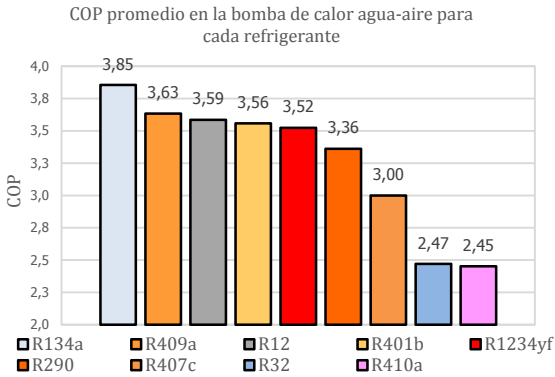


Figura 6.34. *COP* promedio en la bomba de calor agua-aire para cada refrigerante.

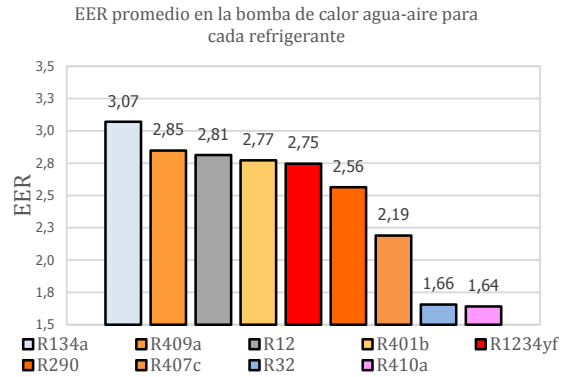


Figura 6.35. *EER* promedio en la bomba de calor agua-aire para cada refrigerante.

#### 6.4.4 CAMBIO DE REFRIGERANTE EN LA BOMBA DE CALOR AGUA-AIRE.

La bomba de calor agua-agua emplea R134a. Este refrigerante ya no puede ser sustituido por el R12. No obstante, se ha incluido el R12 en los cálculos, a efectos comparativos.

Conviene recordar que la bomba de calor agua-agua es un prototipo con el que simplemente se pretende visualizar el comportamiento de un sistema de frío por compresión y, por tanto, su funcionamiento no está optimizado.

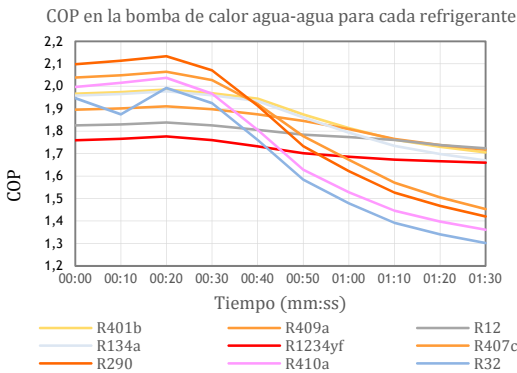


Figura 6.36. Representación del *COP* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R134a en la bomba de calor agua-agua.

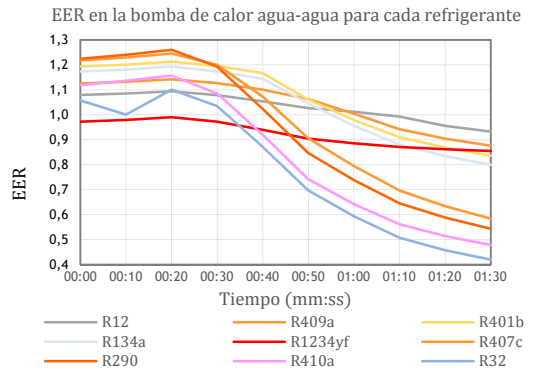


Figura 6.37. Representación del *EER* para cada uno de los refrigerantes que pueden sustituir al R134a en la bomba de calor agua-agua.

En la Figura 6.36 se muestra la evolución del *COP* en el intervalo estudiado y en la Figura 6.37, la del *EER*.

## 6. RESULTADOS.

Las dos gráficas muestran una fuerte dependencia del tiempo en los dos parámetros. El intervalo estudiado comienza con un aumento, tanto en el *COP* como en el *EER*, alcanzándose un máximo y disminuyendo, después. El R1234yf muestra también este máximo, pero es mucho menos pronunciado que en el resto. El comportamiento de la máquina con R32 es el peor de los estudiados al finalizar el intervalo.

En la Figura 6.38 y en la Figura 6.39 se representan los valores promedio para cada uno de los refrigerantes empleados.

Como se puede observar, los valores tanto de *COP* como de *EER* son muy bajos, como cabe esperar en un prototipo de las características de éste. El mejor comportamiento como bomba de calor se encontraría si la máquina funcionase con R401b, seguido del R409a y del R12.

El peor comportamiento, como bomba de calor y como sistema de refrigeración, recae en el R32.

Por su parte, el *EER* más alto se obtendría si la máquina funcionase con R12, seguido del R409a y del R401b. El R32 es la peor opción, seguida del R410a, el propano y el R407c.

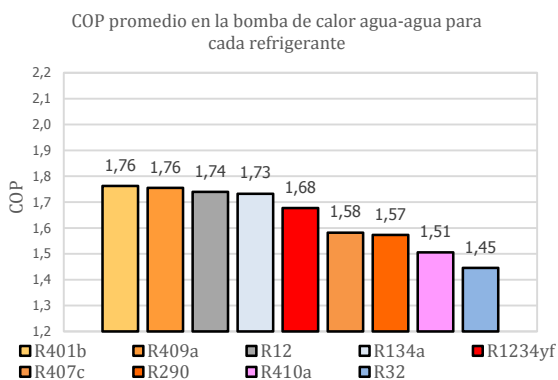


Figura 6.38. *COP* promedio en la bomba de calor agua-agua para cada refrigerante.

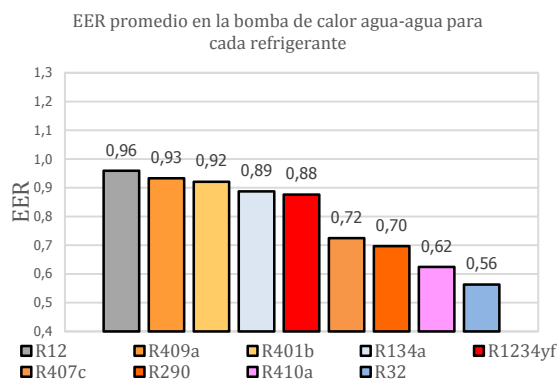


Figura 6.39. *EER* promedio en la bomba de calor agua-agua para cada refrigerante.

### 6.4.5 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DE UNA BOMBA DE CALOR.

Para ilustrar nuevamente el potencial de IMST ART se han elegido algunos ejemplos que serían aplicables a sistemas de refrigeración o bomba de calor a los que se quisiera modificar

cualquier parámetro de funcionamiento, visualizando la repercusión que dicha modificación tuviera sobre su eficiencia.

Los análisis que se presentan a continuación se han realizado sobre la bomba de calor aire-agua funcionando con su refrigerante inicial (R12).

#### 6.4.5.1 Variación de la temperatura en el condensador.

La bomba de calor aire-agua funciona, como se ha visto, realizando regímenes transitorios en los que la temperatura del condensador varía notablemente. Esta variación tiene una repercusión en el  $COP$ .

Para analizar la relación entre ambos parámetros se ha introducido en IMST ART una variación en la temperatura de entrada en el condensador (IMST ART permite un análisis de hasta 20 parámetros), obteniéndose la representación que se muestra en la Figura 6.40.

Como se puede observar, el  $COP$  disminuye notablemente a medida que aumenta la temperatura de entrada en el condensador, como cabía esperar, debido a la influencia directa que tiene el aumento de dicha temperatura sobre la potencia del compresor, lo que se muestra en la Figura 6.53.

#### 6.4.5.2 Variación en la temperatura del evaporador.

La temperatura del evaporador es otro de los parámetros que varía en el funcionamiento transitorio de cualquier máquina.

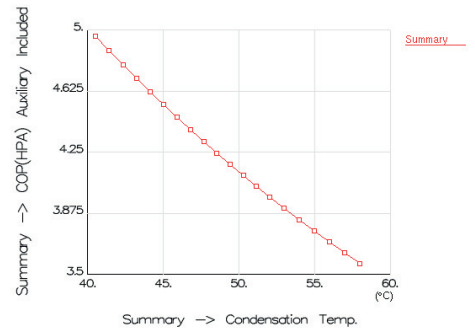


Figura 6.40.  $COP$  vs temperatura de entrada en el condensador.

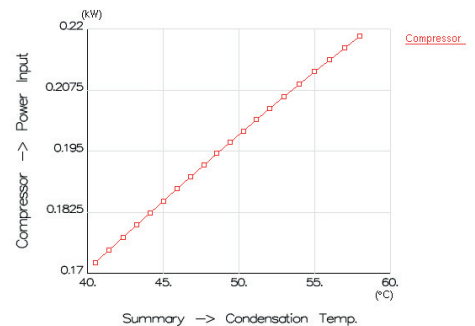


Figura 6.41. Potencia del compresor vs temperatura de entrada en el condensador.

En IMST ART se ha introducido una variación de temperatura en el evaporador con la que se ha obtenido la gráfica que se muestra en la Figura 6.42, en la que se representa la potencia consumida por el compresor en función de la temperatura en el evaporador. La gráfica muestra un mínimo en el entorno de los  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  pero también alerta de la posible formación de hielo en la superficie del evaporador.

Este mínimo en el consumo energético del compresor no tiene una gran repercusión en el *COP* que, como se muestra en la Figura 6.43 mantiene una trayectoria ascendente a medida que se eleva la temperatura en el evaporador, como cabía esperar, al ser menor la diferencia de temperaturas medias de intercambio de calor entre el condensador y el evaporador, como se vio en la ecuación (2.49), página 71.

6.4.5.3 *Variación en las presiones del condensador y del evaporador.*

Otro de los parámetros que varía en el funcionamiento de cualquier máquina es la presión, tanto en el condensador como en el evaporador.

Cuando las máquinas están paradas (y llevan un tiempo suficientemente largo paradas), las presiones y temperaturas en el condensador y en el evaporador se igualan. Pero cuando arranca el compresor, las presiones en el condensador y en el evaporador se van distanciando, variando con ellas el resto de los parámetros de funcionamiento.

En IMST ART se han introducido una serie de valores, crecientes para la presión en el condensador y decrecientes para la presión en el evaporador, obteniéndose los resultados que se muestran en este apartado. En la Figura 6.44 se muestra la potencia en el compresor en función de

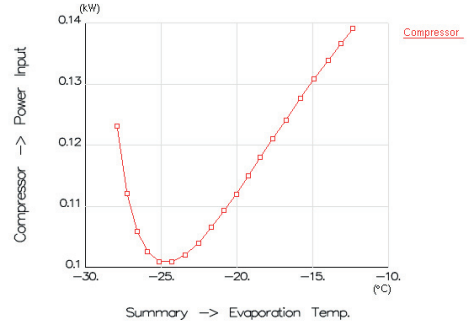


Figura 6.42. Potencia del compresor vs temperatura de entrada en el evaporador.

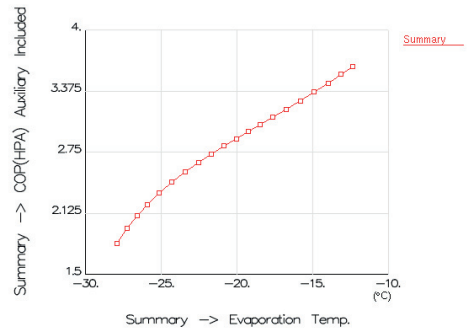


Figura 6.43. *COP* vs temperatura de entrada en el evaporador.

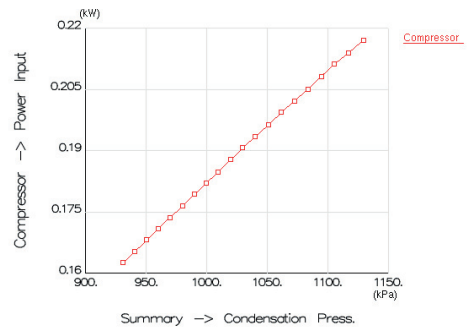


Figura 6.44. Potencia en el compresor vs presión en el condensador.



la presión en el condensador, observándose un aumento de aquella a medida que dicha presión crece.

En la Figura 6.45 se muestra la variación en la potencia en el compresor en función de la presión en el evaporador. La gráfica vuelve a mostrar un claro aumento de la potencia en el compresor con la presión en el evaporador.

En la Figura 6.46 se muestra la variación de la capacidad de calefacción de la bomba de calor, indicando claramente un crecimiento de ésta a medida que aumenta la presión en el condensador, como cabía esperar.

Y en la Figura 6.47 se muestra el  $COP$  en función de la presión en el condensador, observándose cómo aumenta a medida que aumenta la presión en el condensador y se distancia, por tanto, de la presión en el evaporador.

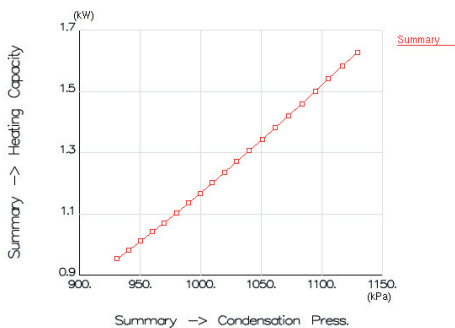


Figura 6.46. Capacidad de calefacción vs presión en el condensador.

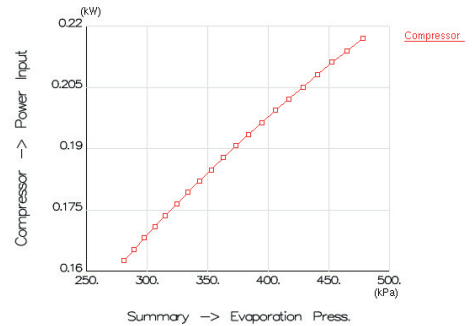


Figura 6.45. Potencia en el compresor vs presión en el evaporador.

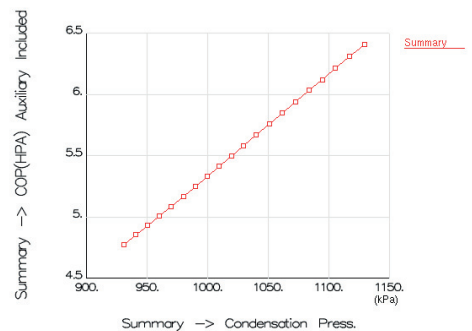


Figura 6.47.  $COP$  vs presión en el condensador.

#### 6.4.5.4 Variación en la carga de refrigerante.

El software IMST ART calcula la masa de refrigerante óptima a partir de los datos aportados por el usuario en la definición de la geometría del circuito recorrido por el refrigerante, tanto por intercambiadores de calor como por válvula, compresor y tubos de interconexión. No

obstante, también permite que el usuario defina con qué cantidad de refrigerante desea cargar el circuito.

Introduciendo, como parámetro, la carga de refrigerante en un entorno razonable en orden de magnitud a partir del recomendado por el software (0,06 kg), se obtienen los parámetros que definen el funcionamiento de la máquina.

En la Figura 6.48 se muestra la potencia consumida por el compresor en función de la carga del refrigerante. En los casos analizados se observa que la gráfica presenta un máximo en el entorno de la masa calculada por IMST ART, aunque la gráfica obtenida no muestra una tercera cifra decimal (la correspondiente a *g*) ni tampoco hay forma de configurar esto, lo cual sería deseable. Para valores inferiores, el software alerta de no haber podido conseguir resultados con un nivel de precisión aceptable, y eso es justamente lo que se observa en la gráfica, en la que se aprecian ciertas irregularidades para valores de la masa de refrigerante inferiores a los que dan lugar a la máxima potencia del compresor. Para valores de la carga de refrigerante superiores al máximo se observa una tendencia decreciente en la potencia del compresor.

Una tendencia similar se aprecia en la gráfica que se presenta en la Figura 6.49, en la que se muestra la capacidad de refrigeración en función de la carga de refrigerante.

Tanto en la Figura 6.48 como en la Figura 6.49 se observa que la ordenada correspondiente a la carga que calcula IMST ART por defecto (0,06 kg) no corresponde al valor máximo ni para la potencia del compresor ni tampoco para la capacidad de calefacción. Tanto la potencia de compresor máxima como la máxima potencia de calefacción se producen con 0,062 kg, aproximadamente (entendiendo, de la gráfica, que el primer 0,06 corresponde a 0,060 y el segundo, a 0,065).

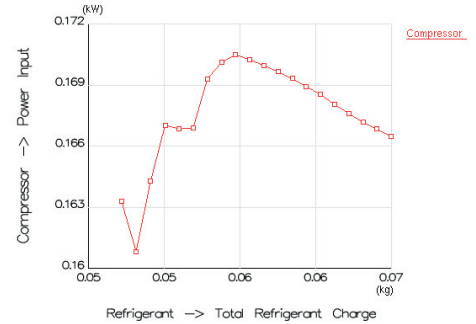


Figura 6.48. Potencia en el compresor vs carga de refrigerante.

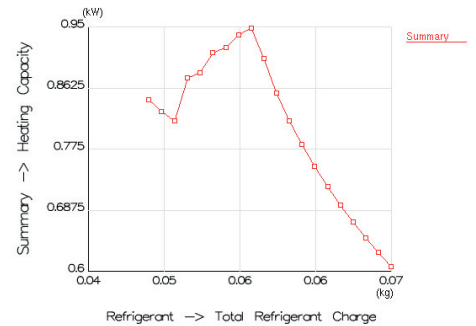


Figura 6.49. Capacidad de calefacción vs carga de refrigerante.

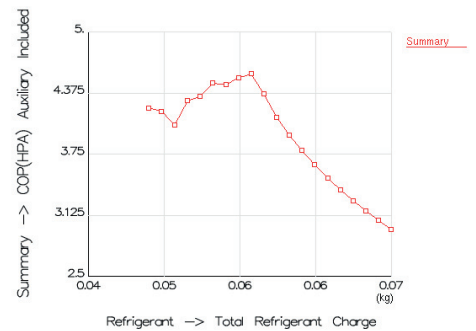


Figura 6.50. COP vs carga de refrigerante.

En la Figura 6.50 se muestra el  $COP$  frente a la carga de refrigerante. Como se puede observar, el máximo valor de  $COP$  se obtiene para una carga de 0,058 g, valiendo 4,566. Este máximo  $COP$  (5,5592) es debido al menor valor que toma la potencia del compresor cuando la carga es 0,058 g (0,17 kW, Figura 6.48) y el prácticamente idéntico valor que, para esa misma carga, toma la potencia de calefacción (0,94556 kW, Figura 6.49).

#### 6.4.5.5 Variación en la velocidad del compresor.

Se ha elegido este ejemplo por cuanto podría ser aplicable a un sistema de refrigeración o bomba de calor por compresión simple de vapor al que se quisiera instalar un sistema Inverter, es decir, un sistema en el que pudiese cambiar la velocidad de giro del compresor. Inicialmente la idea persigue eliminar el máximo de consumo eléctrico que se produce en el arranque y, efectivamente, ese máximo se elimina. Pero el comportamiento de la máquina no es el mismo cuando se varía la velocidad de giro del compresor. En IMST ART se ha introducido, sobre los datos relativos a la bomba de calor aire-agua, una variación en la velocidad de giro del compresor desde 200 rpm hasta 5900 rpm. Como se permiten veinte casos, se han elegido las velocidades con incrementos de 300 rpm desde 200 rpm, para que el caso correspondiente a 2900 rpm (que es la velocidad nominal del compresor a 50 Hz) quede incluido en el décimo lugar.

Al ejecutar, IMST ART muestra alertas en las velocidades más bajas y en las más altas. En las más bajas, las alertas son relativas a la eficiencia del ventilador en el evaporador (“Evaporator: Fan/Pump efficiency is greater than 100%. Check Fan/Pump Power input”, es decir, la eficiencia del ventilador del evaporador, que se ha mantenido constante, es superior al 100% si se mantienen también constantes las temperaturas tanto del flujo secundario como del refrigerante, en sus respectivas salidas, casos 1, 2 y 3). En las velocidades de giro del compresor más altas, las alertas son relativas a la velocidad en la tubería de succión, que se hacen demasiado altas, como cabía esperar (“Suction pipe: Refrigerant velocity is too high”, casos 15, 16, 17, 18, 19 y 20).

Con la herramienta “Plot Utilities” se selecciona la velocidad de giro del compresor para el eje de abscisas y se seleccionan diversos parámetros para el eje de ordenadas. Así, cuando se selecciona la capacidad del condensador para el eje de ordenadas,

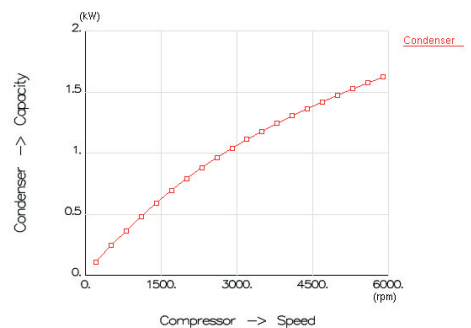


Figura 6.51. Capacidad del condensador en kW vs velocidad de giro del compresor en rpm.

el software muestra la gráfica de la Figura 6.51. En ella se puede apreciar cómo la capacidad en el condensador aumenta con la velocidad de giro del compresor.

Cuando se representa la capacidad en el evaporador en función de la velocidad de giro del compresor se obtiene una gráfica como la mostrada en la Figura 6.52, que tiene la misma apariencia que la de la Figura 6.51, es decir, la capacidad del evaporador también aumenta con la velocidad de giro del compresor.

Si tan solo se analizasen las dos gráficas anteriores parecería ventajosa una velocidad de giro alta en el compresor. Sin embargo, cuando se representa el *COP* en función de la velocidad de giro del compresor se obtiene una gráfica como la que se muestra en la Figura 6.53. En ella se puede apreciar cómo el *COP* aumenta rápidamente en las velocidades más bajas (aunque los tres primeros casos no son considerados), alcanza un máximo cerca de la velocidad nominal propuesta por el fabricante a 50 Hz (2900 rpm) y, a partir de ahí, comienza a disminuir.

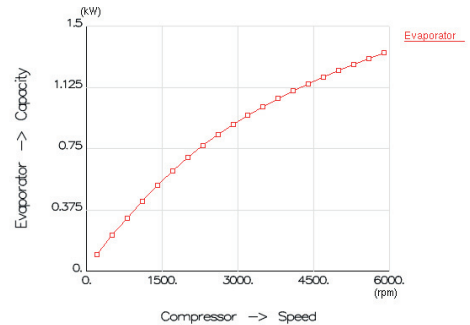


Figura 6.52. Capacidad del evaporador en kW vs velocidad de giro del compresor en rpm.

Es decir, que la regulación en la velocidad de giro del compresor propuesta por el sistema Inverter evita, efectivamente, el máximo de energía en el arranque, pero puede estar haciendo trabajar a la máquina en un punto en el que no se da el máximo *COP*. La pendiente de la gráfica es menor en velocidades superiores a la que da lugar al máximo *COP*, por lo que la regulación es más deseable en esa zona, en la que una variación grande de la velocidad produce variación en el *COP* más pequeña que la que tendría lugar en velocidades menores a la que produce el máximo *COP*.

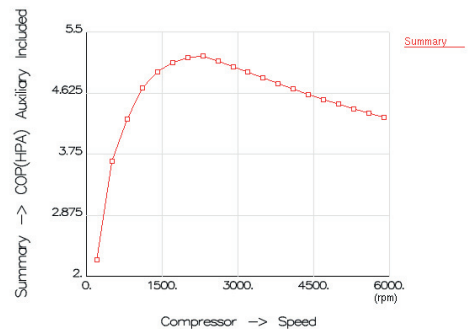


Figura 6.53. *COP* vs velocidad de giro del compresor en rpm.

Para saber, pues, si el sistema Inverter es eficiente o no, habría que recurrir a evaluar el tiempo en el que la máquina está funcionando fuera del punto de máximo *COP* para, entonces, conocer la energía intercambiada y valorar si el sistema es eficiente desde el punto de vista económico. Un estudio de estas características no forma parte de los objetivos de esta tesis pero de esta forma se deja abierta una nueva vía de estudio para futuros trabajos.



7

# C ONCLUSIONES.



Aunque el ciclo de frío por compresión se estudia de una forma genérica cuando se realiza una primera aproximación a él, si se realiza un estudio más profundo cada máquina tiene sus particularidades y requiere de un análisis propio de su comportamiento, como se vio en el inicio de esta tesis cuando se enunciaban sus objetivos y ha quedado puesto de manifiesto a lo largo de la misma. De dicho análisis se ha de concluir la forma en la que se puede obtener el mejor *COP* (o *EER*) posible sea de una máquina ya funcionando, sobre la que haya que realizar modificaciones, o sea de una máquina en diseño.

En la tesis se ha puesto de manifiesto que la eficiencia de las máquinas depende de muchos parámetros, casi todos ellos relacionados entre sí mediante relaciones más o menos complejas.

No obstante, se ha desarrollado una metodología que permite analizar la eficiencia de las máquinas en función de sus condiciones de diseño y de sus condiciones de trabajo.

## 7.1 CONCLUSIONES FINALES.

En el inicio de esta tesis se plantearon una serie de objetivos cuyas conclusiones más relevantes procede aquí relacionar, de manera resumida:

- ✓ En el seguimiento del recorrido de la energía eléctrica hasta su utilización en los sistemas de refrigeración y bomba de calor por compresión de vapor se observa el consumo de estos sistemas y se ha obtenido la masa de CO<sub>2</sub> asociada a la generación de energía eléctrica.
- ✓ En la trayectoria histórica y el estado actual de la tecnología en las máquinas de frío por compresión se observa una evolución en la tecnología tanto en lo referente a los nuevos compresores, intercambiadores de calor y válvulas, como al control de las máquinas donde, no obstante, se aprecia camino aún por andar.
- ✓ Al estudiar el impacto ambiental de los refrigerantes, se aprecia una vuelta a los refrigerantes naturales, observándose una tendencia al uso de refrigerantes basados en hidrocarburos.
- ✓ En el estudio del ciclo de frío por compresión y en el análisis del comportamiento energético de cada uno de sus componentes se aprecia, por el lado de la Termodinámica, una evolución en la determinación de propiedades termodinámicas, y por el lado de la

Transferencia de Calor, la aparición del modelo de SWETLE empleado para el análisis de intercambiadores de calor en el software de simulación IMST-ART.

- ✓ En la revisión del software existente para cálculos en sistemas de refrigeración y su adecuación al objeto de esta tesis se aprecia una proliferación de programas y aplicaciones en los últimos años, incluso para teléfonos móviles y tabletas, aunque, en muchos casos, con una utilidad muy limitada. En este apartado se centra la atención en el software de simulación IMST-ART, que se muestra como el más completo de todos los estudiados, se analiza y se emplea en la simulación posterior. En este apartado se aprecia, además, que aunque muchos programas muestran diagramas de estado para refrigerantes (p-h y T-s), existe una carencia de algún software que permita comparar los diagramas para los refrigerantes (lo que, en definitiva, permite comparar su comportamiento termodinámico) y se decide generar el software propio RefCOMP, con este fin, que es empleado al analizar los resultados obtenidos junto con IMST-ART.
- ✓ En el estudio experimental sobre tres prototipos de bombas de calor diferentes se aprecia que, aunque todas ellas funcionan cualitativamente de acuerdo con el ciclo de frío por compresión, cada una presenta un comportamiento cuantitativo característico y diferente, lo que queda evidenciado al obtener y analizar los correspondientes resultados para cada máquina.
- ✓ Tras obtener los resultados para cada máquina y analizar los resultados obtenidos se proponen opciones de mejora empleando tanto IMST-ART como RefCOMP.

De esta forma, en esta tesis se ha establecido un procedimiento general que permitirá estudiar el comportamiento energético particular de cualquier sistema de refrigeración y bomba de calor por compresión simple de vapor y tomar decisiones acerca de cuál será la mejor forma de funcionamiento.

### 7.2 DESARROLLOS FUTUROS.

En un futuro inmediato será necesario ampliar el software RefCOMP a los nuevos refrigerantes que vayan apareciendo. Una opción de futuro puede encontrarse en la integración de RefCOMP en IMST ART o, en todo caso, en la implementación en IMST-ART de un entorno que permita una comparación entre refrigerantes similar a la que ofrece RefCOMP. Aunque en IMST-ART se ofrecen diagramas de estado que permiten ubicar las propiedades termodinámicas del refrigerante, no existe la posibilidad de visualizar las



diferencias o similitudes entre los diagramas generados para cada refrigerante en cada condición de funcionamiento.

Otra opción de desarrollo, quizás mucho más compleja, sea la de incluir la posibilidad de analizar regímenes transitorios con IMST-ART. En el momento actual de este paquete de software esto se puede realizar aproximando el régimen transitorio a sucesivos regímenes estacionarios ligeramente distanciados en el tiempo. Pero el límite de veinte casos para los estudios paramétricos se ha mostrado insuficiente como para abordar con una precisión algunas condiciones de comportamiento de las máquinas en las que prevalece la transitoriedad de los regímenes en cada elemento.

El aumento del número de casos es, pues, una sugerencia de mejora pero dado que estas máquinas están constantemente funcionando en regímenes transitorios, es mucho más necesario investigar en su modelización para poder caracterizarlos desde esta herramienta de simulación.

Por otro lado, el material dedicado a la experimentación en el laboratorio está siendo cada día más barato. Se pueden encontrar sondas de temperatura, anemómetros, manómetros, etc., y, en general, equipos de adquisición de todo tipo de variables basados en Arduino<sup>10</sup> o similar a precios realmente bajos, lo que reduce notablemente los costes del material asociados a la experimentación, aunque siempre habrá de considerarse el coste asociado a su calibración.

Pero, es más, también es posible que una vez montados los equipos de medida en la máquina éstos guarden los datos obtenidos en tarjetas de memoria, no siendo necesario un ordenador en las inmediaciones de la máquina, reduciéndose así el espacio necesario y pudiendo, entonces, implementarse en el interior de una carcasa de prácticamente cualquier máquina (un módulo Arduino UNO, por ejemplo, tiene unas dimensiones de 8,0 cm × 5,5 cm × 1,5 cm, existiendo módulos Arduino incluso más pequeños).

También es posible un montaje que permita el envío de los datos medidos que describen el estado de la máquina vía Internet (ya sea mediante Wifi, allí donde esté disponible, o 3G o 4G, empleando la red telefónica móvil allí donde no haya una red Wifi disponible) para su análisis posterior. En este orden de cosas, también es posible disponer un montaje que permita controlar la máquina remotamente.

---

<sup>10</sup> Es una marca registrada.

Estas opciones son, sin duda, interesantes tanto a nivel de investigación como a nivel industrial, en máquinas de alta potencia, donde la comunicación con las máquinas tiene que ser fluida y el control de su eficiencia se hace necesario por cuanto repercute notablemente en los costes de funcionamiento, como se ha visto en esta tesis. En máquinas de potencias menores el control sobre la eficiencia pudiera parecer irrelevante a primera vista, pero no lo es si se tiene en cuenta el gran número de máquinas existente.

Si la comunicación con muchas máquinas puede llegar a ser lo suficientemente fluida (y con las propuestas hechas hasta aquí, puede serlo), se puede disponer de un espacio muestral lo suficientemente amplio como para tomar decisiones que permitan influir en la eficiencia de las máquinas en tiempo real.

En una fase ya mucho más avanzada, y en función ya de los resultados obtenidos en fases anteriores, se podrían implementar programaciones adaptadas a cada máquina que consiguiesen que siempre trabajasen en condiciones de máxima eficiencia.

Así, en esta tesis, como en todas las tesis, se dejan caminos abiertos para nuevas investigaciones que puedan mejorar aún más los resultados obtenidos.

# R

EFERENCIAS.



**REFERENCIAS.**

- [1] Real Decreto 2032/2009, de 30 de diciembre, por el que se establecen las unidades legales de medida. *Boletín oficial del estado*. :13. 2010.
- [2] Torrella Alcaraz, E. *La producción de frío*. 396 p. Valencia, Valencia: Editorial UPV, 2000, 2010. 1996. ISBN: 9788477213673.
- [3] Torrella Alcaraz, E. *Frío industrial: métodos de producción*. 390 p. Madrid, A. Madrid Vicente. 2010. Disponible en: [http://ccuc.cbuc.cat/record=b4437167~S23\\*cat](http://ccuc.cbuc.cat/record=b4437167~S23*cat) (Fecha de consulta: March 5, 2016). ISBN: 978-84-96709-33-1.
- [4] Rey Martínez, F.J., Velasco Gómez, E. & Pérez Cano, I. *Bombas de calor y energías renovables en edificios*. 182 p. Madrid, Thomson. 2005. ISBN: 84-9732-395-5.
- [5] Viti, A., Pinazo Ojer, J.M., ATECYR & Viti Pinazo Ojer, José Manuel, A.A. *DTIE 2.01, calidad del ambiente térmico*. Madrid, ATECYR. 1996. ISBN: 8492127066 9788492127061.
- [6] Moran, M.J. & Shapiro, H.N. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 872 p. Barcelona etc., Reverté. 2012. ISBN: 978-84-291-4313-3.
- [7] Lapuerta Amigo, M. & Armas, O. *Frío Industrial y Aire Acondicionado*. 1-64 p. Cuenca, Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha. 2012. ISBN: 9788484279679.
- [8] Rey Martínez, F.J., Velasco Gómez, E., Álvarez Guerra, M. & Molina Leyva, M. *Refrigeración evaporativa*. [Madrid; El Instalador. 2000. Disponible en: [http://ccuc.cbuc.cat/record=b5073884~S23\\*cat](http://ccuc.cbuc.cat/record=b5073884~S23*cat) (Fecha de consulta: March 5, 2016).
- [9] McLinden, M.O., Kazakov, A.F., Steven Brown, J. & Domanski, P.A. *A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants*. :80–92. 2014. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700713002661>. ISSN: 01407007.
- [10] Hwang, Y., Ohadi, M. & Radermacher, R. *Natural refrigerants*. :96–9. 1998. Disponible en: <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0032187036&partnerID=40&md5=aba2e63c1f8fd53cdb8329f751fc633c>. ISSN:

- 00256501 (ISSN).
- [11] Zhao, L., Zeng, W. & Yuan, Z. *Reduction of potential greenhouse gas emissions of room air-conditioner refrigerants: a life cycle carbon footprint analysis*. :262–8. 2015. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0959652615002942>. ISSN: 09596526.
- [12] IPCC. *Informe de síntesis. Contribución de los Grupos de trabajo I, II y III al Cuarto Informe de evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático*. 104 p. R. K. Pachauri & A. Reisinger, eds. IPCC. 2007. Disponible en: <http://www.sidalc.net/cgi-bin/wxis.exe/?IisScript=cidca.xis&method=post&formato=2&cantidad=1&expresion=mfn=009353>. ISBN: 9291693227. ISSN: 14764687.
- [13] REE. *Demanda de energía eléctrica en tiempo real*. n.d. Disponible en: <https://demanda.ree.es/movil/peninsula/demanda/total> (Fecha de consulta: February 1, 2016).
- [14] Eurostat. *Manual for statistics on energy consumption in households*. 170 p. 2013. ISBN: 9789279330070.
- [15] UE. *Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo y del Consejo de 25 de octubre de 2012*. :1–56. 2012.
- [16] IDAE. *Ahorra energía*. 2012.
- [17] Marszal, A.J., Heiselberg, P., Bourrelle, J.S., Musall, E., Voss, K., Sartori, I., et al. *Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies*. :971–9. 2011. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778810004639> (Fecha de consulta: July 9, 2014). ISSN: 03787788.
- [18] Li, D.H.W., Yang, L. & Lam, J.C. *Zero energy buildings and sustainable development implications – A review*. :1–10. 2013. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213001035> (Fecha de consulta: April 8, 2015). ISSN: 03605442.

- [19] Whitman, W.C. & Johnson, W.M. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volume 3*. 342 p. Editorial Paraninfo. 2000. Disponible en: <https://books.google.com/books?id=9NZdB6eROl0C&pgis=1> (Fecha de consulta: March 8, 2016). ISBN: 8428326592.
- [20] Pinazo Ojer, J.M. & Torrella Alcaraz, E. *Transferencia de calor*. 310 p. Valencia, Servicio de Publicaciones, Universidad Politécnica de Valencia. 1988. ISBN: 8477210365.
- [21] Torrella Alcaraz, E. *Un Recorrido por la historia de la transferencia de calor, la refrigeración y la climatización*. AMV Ediciones. 2013. Disponible en: <https://books.google.es/books?id=wNwvrgEACAAJ>. ISBN: 9788496709676.
- [22] Viloria, J.R. *NECESIDADES ENERGETICAS Y PROPUESTAS DE INSTALACIONES SOLARE*. 272 p. Editorial Paraninfo. 2012. Disponible en: <https://books.google.com/books?id=2hHlFRaTl5cC&pgis=1> (Fecha de consulta: March 8, 2016). ISBN: 8428332975.
- [23] Il, M.M.A.G. & Helmántica, C.A. *ESTUDIOS*. 2006.
- [24] Zamaro, L.T. *Técnica de las instalaciones frigoríficas industriales*. Melior. 1973. Disponible en: <https://books.google.es/books?id=Og5jAAAAMAAJ>.
- [25] Maytal, B.-Z. & Pfothenauer, J.M. *Miniature Joule-Thomson Cryocooling*. 2013. Disponible en: <http://link.springer.com/10.1007/978-1-4419-8285-8>. ISBN: 978-1-4419-8284-1.
- [26] Cortés, F.B. *Apuntes para una historia del frío en España*. 228 p. Editorial CSIC - CSIC Press. 1983. Disponible en: <https://books.google.com/books?id=CsvDclS6RAAC&pgis=1> (Fecha de consulta: March 8, 2016). ISBN: 8400052889.
- [27] Cavallo, T. *Thermometrical Experiments And Observations. By Tiberius Cavallo, F. R. S. Who Was Nominated by the President and Council to Prosecute Discoveries in Natural History, Pursuant to the Will of the Late Henry Baker, Esq. F. R. S. : Cavallo, Tiberius: Free D.* n.d. Disponible en: <https://archive.org/details/jstor-106398> (Fecha de consulta: March 8, 2016).

- [28] History. *The Man Who Shipped New England Ice Around the World - History in the Headlines*. n.d. Disponible en: <http://www.history.com/news/the-man-who-shipped-new-england-ice-around-the-world> (Fecha de consulta: March 8, 2016).
- [29] Nolas, G. *Thermoelectrics: basic principles and new materials developments*. Berlin ;;New York, Springer. 2001. ISBN: 9783540412458.
- [30] Rowe, D. *CRC handbook of thermoelectrics*. Boca Raton FL, CRC Press. 1995. ISBN: 9780849301469.
- [31] Muñoz Rico, J.R. *Climatización y calefacción en el vehículo eléctrico mediante sisistemas termoelectricos*. 2012. Disponible en: <http://uvadoc.uva.es:80/handle/10324/4219> (Fecha de consulta: March 8, 2016).
- [32] Dossat, R. *Principles of refrigeration*. Upper Saddle River N.J., Prentice Hall. 2002. ISBN: 9780130272706.
- [33] Coronas, A. & Bruno, J.C. *Avances en Ciencias y Técnicas del Frío VII*. n.d.
- [34] EE IIT, K. *Refrigeration & Airconditioning*. 2008.
- [35] Nagengast, B. *Air Conditioning and Refrigeration Chronology*. 2006.
- [36] Goodman, R. *This day in Ohio history*. Cincinnati OH, Emmis Books. 2005. ISBN: 9781578601912.
- [37] Giampaolo, T. *Compressor handbook: principles and practice*. Lilburn, GA; Boca Raton, FL.; Fairmont Press; Distributed by Taylor & Francis,. 2010. ISBN: 9780881736168.
- [38] Anon. *Espacenet - Bibliographic data*. n.d. Disponible en: [http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=US&NR=801182&KC=&FT=E&locale=en\\_EP](http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=US&NR=801182&KC=&FT=E&locale=en_EP) (Fecha de consulta: March 10, 2016a).
- [39] Chua, K.J., Chou, S.K. & Yang, W.M. *Advances in heat pump systems: A review*. :3611-24. Elsevier Ltd. 2010. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014>. ISBN: 0306-2619. ISSN: 03062619.
- [40] Molina, M.J. & Rowland, F.S. *Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine*



- atomc-atalsed destruction of ozone.* :810–2. 1974. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1038/249810a0> (Fecha de consulta: March 7, 2016). ISSN: 0028-0836.
- [41] Chubachi, S. *On the cooling of stratospheric temperature at Syowa, Antarctica.* :1221–3. 1986. ISSN: 0094-8276.
- [42] Owen, E. *History [origin of the inverter].* 1996. ISSN: 1077-2618.
- [43] Anon. *Geotermia ¿Qué estas dudando? | Arquitectura.* n.d. Disponible en: <http://www.arquitecturayempresa.es/noticia/geotermia-que-estas-dudando> (Fecha de consulta: March 10, 2016b).
- [44] Circle, T. & Atlanta, N.E. *ASHRAE Position Document on Indoor Air Quality.* 2014.
- [45] Anon. *Safety standard for refrigeration systems.* Atlanta GA, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2010a.
- [46] Anon. *Designation and safety classification of refrigerants.* Atlanta GA, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2010b.
- [47] Wilson, D.P., Kujak, S., Leary, J.M.O., Kennoy, D.H., Kusmierz, A., Patnaik, V., et al. *Designation and Safety Classification of Refrigerants.* 2015.
- [48] Lovelock, J. *Halogenated Hydrocarbons in and over the Atlantic.* :194–6. 1973. ISSN: 0028-0836.
- [49] Ippc. *Cambio climático 2007: Informe de síntesis.* 114 p. 2007. ISBN: 9291693227. ISSN: 14764687.
- [50] Europeo, E.L.P., Consejo, E.L., Uni, D.E.L. a, Adoptado, H. a N., Presente, E.L., Oficial, D., et al. *107/2008 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 15 de enero de 2008 por el que se modifica el Reglamento (CE) n. :2007–9.* 2008.
- [51] Diario Oficial de la Unión Europea. *Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo.* :27–35. 2016.
- [52] Diario Oficial de la Unión Europea. *REGLAMENTO (UE) No 147/2013 DE LA COMISIÓN.* :1–58. 2013.

- [53] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). *Prestaciones Medias Estacionales De Las Bombas De Calor Para Producción De Calor En Edificios*. 2014.
- [54] Carnot, S. *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. 1824.
- [55] Wark, K. *Termodinámica*. Madrid [España], McGraw-Hill. 2001. ISBN: 9788448128296.
- [56] Sonntag, R. *Fundamentals of thermodynamics*. New York, Wiley. 2003. ISBN: 9780471152323.
- [57] Jones, J. *Ingeniería termodinámica*. Mexico [etc.], Prentice-Hall Hispanoamericana. 1997. ISBN: 9789688808450.
- [58] Muñoz Rico, J.R. *thermodynamics / Ecuación de continuidad y balances de masa, energía, entropía y exergía en volúmenes de control*. n.d. Disponible en: <http://dim.usal.es/eps/mmt/?p=2832> (Fecha de consulta: March 20, 2016).
- [59] Chapman, A.J., Zabara Czorna, O. & Muñoz Tomás, E. *Transmisión del calor*. 731 p. Madrid, Bellisco. 1990. ISBN: 8485198425.
- [60] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Cruz, R., Muñoz Díaz, E. & Delgado Núñez, L. *Fundamentos de transferencia de calor*. 886 p. México etc., Prentice-Hall. 1999. ISBN: 9701701704.
- [61] Çengel, Y.A., Ghajar, A.J. & Dávalos Gutiérrez, R. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. 920 p. México; Madrid, McGraw-Hill. 2011. ISBN: 978-607-15-0540-8.
- [62] Asinari, P. *FINITE-VOLUME AND FINITE-ELEMENT HYBRID TECHNIQUE FOR THE CALCULATION OF COMPLEX HEAT EXCHANGERS BY SEMIEXPLICIT METHOD FOR WALL TEMPERATURE LINKED EQUATIONS (SEWTLE)*. :221–47. 2004. Disponible en: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10407790490268995> (Fecha de consulta: March 11, 2016). ISSN: 1040-7790.
- [63] Corberan, J. *SEMIEXPLICIT METHOD FOR WALL TEMPERATURE LINKED EQUATIONS (SEWTLE): A GENERAL FINITE-VOLUME TECHNIQUE FOR THE CALCULATION OF COMPLEX HEAT EXCHANGERS*. :37–59. 2001. Disponible en:

- <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/104077901300233596> (Fecha de consulta: March 11, 2016). ISSN: 1040-7790.
- [64] Corberán, J.M. & Royo, R. *Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps :proceedings of the Eurotherm Seminar 72, March 31-April 2, 2003, Valencia, Spain*. 457 p. Valencia, Universidad Politécnica de Valencia. 2003. ISBN: 84-931209-8-7.
- [65] Fernández Temprano, A. *Desarrollo de aplicación docente para la resolución de problemas básicos de ciclos de refrigeración*. 2014.
- [66] Grupo de Didáctica de la Termodinámica de la Universidad de Zaragoza. *TermoGraf: Simulador ejercicios termodinámica*. n.d. Disponible en: <http://termograf.unizar.es/www/index.htm> (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [67] Jakobsen, A. *CoolPack – Simulation tools for refrigeration systems*. 1999.
- [68] Danmarks Tekniske Universitet. *CoolPack en køleteknisk simuleringspakke : Kompendium - Version 1.46*. DTU, 2001.
- [69] Anon. *SOLKANE Refrigerants by Solvay*. 2016a. Disponible en: <http://solkane-refrigerants.software.informer.com/download/> (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [70] Grupo de Ingeniería Térmica de Procesos Industriales, U.F. *Cálculos En Instalaciones Frigoríficas / bpFRIO*. 2015. Disponible en: [http://vpclima2.ter.upv.es/?page\\_id=40&lang=es](http://vpclima2.ter.upv.es/?page_id=40&lang=es) (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [71] Tadema, P. *Mollier Diagram - easy to use simulation software*. 2015. Disponible en: <http://mollierdigram.com/> (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [72] Grupo de Ingeniería Térmica de Procesos Industriales, U.F. *Psicro Atecyr / VpCLIMA*. 2016. Disponible en: [http://vpclima2.ter.upv.es/?page\\_id=454&lang=es](http://vpclima2.ter.upv.es/?page_id=454&lang=es) (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [73] Adobe Systems Software Ireland Ltd. *Adobe Director*. n.d. Disponible en: <http://www.adobe.com/es/products/director.html> (Fecha de consulta: March 13, 2016a).

- [74] Adobe Systems Software Ireland Ltd. *Adobe Photoshop CC*. n.d. Disponible en: <http://www.adobe.com/es/products/photoshop.html> (Fecha de consulta: March 13, 2016b).
- [75] Adobe Systems Software Ireland Ltd. *Adobe Illustrator CC*. 2016. Disponible en: <http://www.adobe.com/es/products/illustrator.html> (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [76] Instituto de Ingeniería Energética. *IMST-ART*. 2015. Disponible en: <http://www.imst-art.com/> (Fecha de consulta: March 13, 2016).
- [77] Ingenieure, V.D. ed. *VDI heat atlas*. Düsseldorf, Düsseldorf: VDI-Verlag, cop. 1993. n.d.
- [78] Efimov, N. *Curso breve de geometría analítica*. Moscú, Mir. 1969.
- [79] Zwillinger, D. *CRC standard mathematical tables and formulae*. 1996. ISBN: 9780849324796.
- [80] Weisstein, E. *CRC concise encyclopedia of mathematics*. Boca Raton Fla., CRC Press. 1999. ISBN: 9780849396403.
- [81] Vargas Ceballos, Ó.A. *Estudio de materiales basados en grafeno para su uso como ánodos en baterías de li-ón*. Universidad de Córdoba, Servicio de Publicaciones. 2014. Disponible en: <http://helvia.uco.es/xmlui/handle/10396/11576> (Fecha de consulta: March 8, 2016).
- [82] Báez, C.G. *Historia del aire acondicionado*. n.d. Disponible en: <http://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia-del-aire-acondicionado> (Fecha de consulta: March 8, 2016).
- [83] Sánchez, R. *El pozo de la nieve de Alba de Tormes - Alba de Tormes -Noticias de La Gaceta de Salamanca*. n.d. Disponible en: <http://www.lagacetadesalamanca.es/viva-mi-pueblo/alba-de-tormes/2016/02/28/pozo-nieve-alba-tormes/168288.html> (Fecha de consulta: March 4, 2016).
- [84] Enciclopedia Britannica. *Sir William Siemens / British inventor / Britannica.com*. n.d. Disponible en: <http://global.britannica.com/biography/William-Siemens> (Fecha de consulta: March 8, 2016).

- 
- [85] Anon. *An Experimental Inquiry Into the Nature and Propagation of Heat : John Leslie : Free Download & Streaming: Internet Archive*. n.d. Disponible en: <https://archive.org/details/anexperimentali02leslgoog> (Fecha de consulta: March 9, 2016c).
- [86] daffietools. *Daffietools / Exair / Tubos vortex*. n.d. Disponible en: [http://www.daffietools.com/daffie\\_exair\\_tubos\\_vortex3.html](http://www.daffietools.com/daffie_exair_tubos_vortex3.html) (Fecha de consulta: March 8, 2016).
- [87] Barthelemy, C. *La conservation des aliments et les échanges internationaux: II-Méthode-Froid*. 2014. Disponible en: <http://lcdazelei.blogspot.com.es/p/blog-page.html> (Fecha de consulta: March 9, 2016).
- [88] Anon. *www.pinterest.com*. 2016b.
- [89] Katz, S.H. *Encyclopedia of food and culture*. New York, Scribner. 2003. Disponible en: <http://www.worldcat.org/oclc/50590735> (Fecha de consulta: March 9, 2016).
- [90] Reeves, J. *1933 Ad Frigidaire General Motors Refrigerator Electric - Original Print Ad Reviews and Ratings - Checking Out The Best 1933 Ad Frigidaire General Motors Refrigerator Electric - Original Print Ad For You*. n.d. Disponible en: <http://frigidairerefrigeratorsn1.blogspot.com.es/2011/12/1933-ad-frigidaire-general-motors.html> (Fecha de consulta: March 9, 2016).
- [91] Lindsey, R. *World of Change: Antarctic Ozone Hole: Feature Articles*. NASA Earth Observatory. 2009. Disponible en: <http://earthobservatory.nasa.gov/Features/WorldOfChange/ozone.php> (Fecha de consulta: March 10, 2016).

