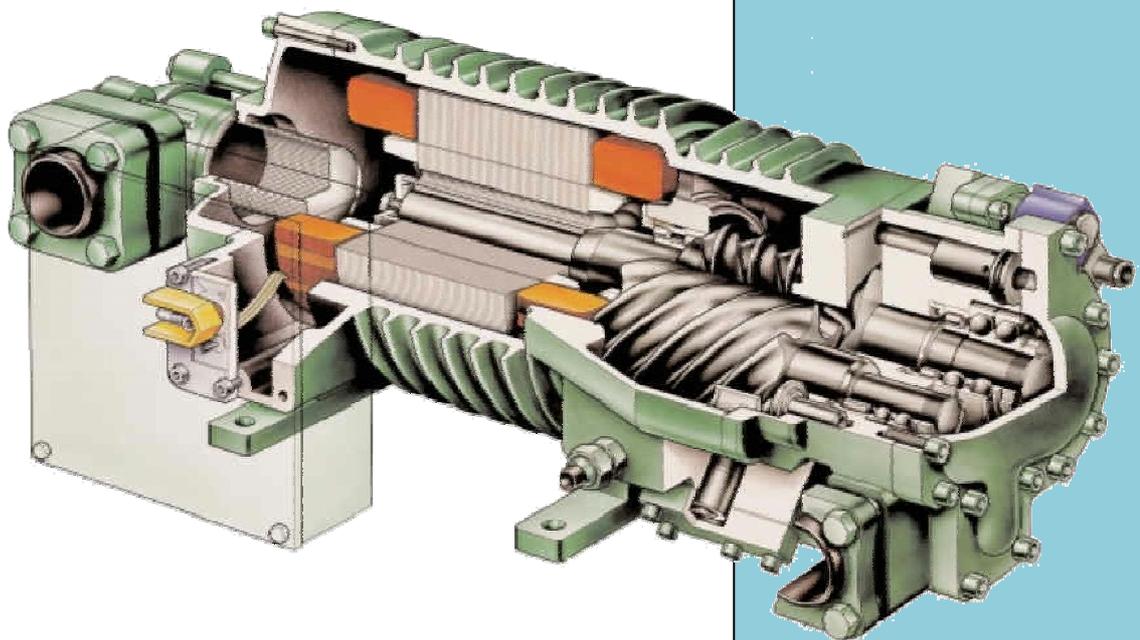




UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

# Termotecnia:

Fundamentos y sistemas de transmisión de calor



Francisco Domingo Molina Aiz  
*Escuela Superior de Ingeniería*  
Departamento de Ingeniería Rural



**Termotecnia: Fundamentos y sistemas de transmisión de calor**

Profesor: Francisco Domingo Molina Aiz

*Almería, 2010*

Publicado en: [www.ual.es/~fmolina](http://www.ual.es/~fmolina)



# Índice

<b>Tema 1. El aire húmedo</b> .....	9
1.1. Conceptos básicos.....	9
1.2. Diagramas del aire húmedo.....	14
1.3. Mezclas de aire húmedo y agua.....	17
1.4. Procesos psicrométricos.....	19
1.5. La humedad en la conservación de productos frescos.....	21
1.6. Instrumentos de medida de la humedad relativa .....	22
<b>Tema 2. Transferencia de calor por conducción</b> .....	25
2.1. Modos de propagación del calor.....	25
2.2. Transmisión del calor por conducción .....	25
2.3. Ecuación general de transmisión por conducción.....	27
2.4. Conducción en régimen estacionario .....	29
2.5. Casos particulares de interés en la industria .....	30
2.6. Coeficiente de conductividad térmica.....	33
<b>Tema 3. Transmisión de calor por convección</b> .....	37
3.1. Introducción.....	37
3.2. Ley de enfriamiento de Newton .....	39
3.3. Ecuaciones básicas de la convección .....	40
3.4. Convección forzada .....	48
3.5. Convección natural .....	52
3.6. Convección con transferencia de masa .....	55
<b>Tema 4. Transmisión del calor por radiación</b> .....	57
4.1. Introducción.....	57
4.2. Energía emitida por un cuerpo negro .....	59
4.3. Características de radiación de superficies no negras .....	60
4.4. Intercambio radiativo entre superficies.....	62
4.5. Factores de forma .....	63
4.6. Radiación en presencia de gases .....	64
<b>Tema 5. Intercambiadores de calor</b> .....	67
5.1. Introducción.....	67
5.2. Clasificación y características generales.....	67
5.3. Coeficiente global de transmisión del calor.....	77
5.4. Diferencia media de temperatura en los intercambiadores de calor .....	80
5.5. Efectividad y número de unidades de transmisión.....	86
<b>Tema 6. Principios de generación de calor</b> .....	91
6.1. Combustión .....	91
6.2. Combustibles.....	92
6.3. Poder calorífico de un combustible .....	95
6.4. Aire necesario en la combustión.....	96
6.5. Coeficiente de exceso de aire .....	98
6.6. Características de los humos .....	99
6.7. Triángulo y rendimiento de la combustión.....	101

<b>Tema 7. Generadores de calor</b> .....	103
7.1. Calderas .....	103
7.2. Características principales.....	105
7.3. Principales tipos de calderas .....	106
7.4. Accesorios de las calderas .....	109
7.5. Procesos de vaciado y llenado de calderas .....	111
7.6. Generadores de aire caliente .....	112
7.7. Generadores de gases calientes .....	113
7.8. Rendimiento de las calderas .....	114
7.9. Selección del quemador adecuado a una caldera .....	115
<b>Tema 8. Balance térmico en la instalación frigorífica</b> .....	117
8.1. Introducción.....	117
8.2. Cálculo del balance térmico.....	118
8.3. Producción de frío .....	132
8.4. Elección del sistema de refrigeración.....	132
<b>Tema 9. Producción de frío</b> .....	135
9.1. Refrigeración .....	135
9.2. Sistemas de producción de frío .....	135
<b>Tema 10. Compresión mecánica</b> .....	147
10.1. Diagramas termodinámicos para el estudio de ciclos frigoríficos.....	147
10.2. Ciclo de una máquina frigorífica perfecta .....	152
10.3. Máquina real teórica .....	156
10.4. Efecto de la temperatura de vaporización y condensación sobre la eficacia del ciclo	161
10.5. Recalentamiento del vapor .....	162
10.6. Subenfriamiento del líquido .....	164
10.7. Pérdidas de presión .....	167
<b>Tema 11. Compresores</b> .....	169
11.1. Tipos de compresores .....	169
11.2. Descripción y principio de funcionamiento .....	171
11.3. Rendimiento volumétrico .....	178
11.4. Potencia necesaria en el compresor .....	182
11.5. Régimen de funcionamiento de un compresor.....	184
11.6. Selección del compresor.....	185
<b>Tema 12. Evaporadores</b> .....	187
12.1. Características y función de los evaporadores .....	187
12.2. Tipos de evaporadores .....	188
12.3. Capacidad frigorífica de los evaporadores.....	192
12.4. Coeficiente global de transmisión de calor.....	193
12.5. Diferencias de temperatura en el evaporador .....	195
12.6. Escarache y desescarache de los evaporadores.....	196
12.7. Selección del evaporador .....	201
<b>Tema 13. Condensadores</b> .....	205
13.1. Clasificación de los condensadores .....	205
13.2. Selección de los condensadores.....	209
13.3. Funcionamiento de los condensadores.....	209

13.4. Torres de enfriamiento o de recuperación .....	211
<b>Tema 14. Regulación y control del sistema frigorífico .....</b>	<b>217</b>
14.1. Control de la capacidad de una instalación.....	217
14.2. Válvulas.....	218
14.3. Presostatos .....	230
14.4. Reguladores de la presión de aspiración .....	230
14.5. Elementos auxiliares.....	231
<b>Tema 15. Aislamiento térmico .....</b>	<b>235</b>
15.1. Propiedades de los aislantes térmicos.....	235
15.2. Materiales aislantes .....	235
15.3. Fabricación de aislantes .....	237
15.4. Cálculo del espesor del material de aislamiento.....	242
15.5. Difusión del vapor de agua. Barrera antivapor.....	246
15.6. Técnicas de aislamiento de almacenes frigoríficos.....	246
15.7. Construcción en los recintos frigoríficos.....	247
<b>Tema 16. Refrigerantes.....</b>	<b>249</b>
16.1. Características de los refrigerantes.....	249
16.2. Clasificación de los refrigerantes.....	249
16.3. Los refrigerantes halogenados .....	252
16.4. Incidencia medioambiental de los refrigerantes.....	255
16.5. Refrigerantes alternativos.....	259
<b>Bibliografía.....</b>	<b>265</b>



## Índice de figuras

Figura 1. Principales líneas representadas en el diagrama psicrométrico.....	15
Figura 2. Principales líneas representadas en el diagrama de Mollier.....	16
Figura 3. Termohigrómetro con mecanismo de reloj.....	23
Figura 4. Transmisión de calor por conducción.....	27
Figura 5. Conducción unidimensional estacionaria a través de una pared plana.....	29
Figura 6. Transmisión de calor en paredes cilíndricas.....	31
Figura 7. Pared plana compuesta.....	32
Figura 8. Interfaces entre dos capas de una pared compuesta. (a) Superficies lisas. (b) Superficies rugosas.....	33
Figura 9. Capa límite térmica en un fluido.....	38
Figura 10. Capa límite en convección natural sobre una pared vertical, mostrando la variación del coeficiente de transferencia de calor local (Mills, 1997).....	46
Figura 11. Superficie isotérmica que se usa para definir el coeficiente de transferencia de calor medio $hc'$ .....	47
Figura 12. Flujo alrededor de un cilindro calentado.....	49
Figura 13. Perfiles de temperatura para los flujos laminar y turbulento dentro de un tubo. (a) Flujo laminar (b) Flujo turbulento (Mills, 1997).....	50
Figura 14. Balance de energía en un elemento de tubo de longitud $x$ .....	51
Figura 15. Flujo por convección entre dos placas horizontales.....	54
Figura 16. Radiación solar que incide sobre la superficie terrestre y transmisividad de los gases en la atmósfera... ..	58
Figura 17. Longitud de onda a la que se produce la máxima emisión de energía radiante.....	59
Figura 18. Radiación emitida por un cuerpo gris.....	60
Figura 19. Intercambio de energía radiante entre dos superficies finitas.....	62
Figura 20. Intercambio de radiación entre dos superficies grises paralelas.....	64
Figura 21. Intercambiador de tubo liso.....	69
Figura 22. Intercambiador de serpentín sumergido.....	69
Figura 23. Intercambiador de tubos con aletas.....	70
Figura 24. Intercambiadores de doble tubo: a) Flujo paralelo; b) Flujo en contracorriente.....	70
Figura 25. Intercambiadores de coraza y tubos (Marca API Heat Transfer Inc., serie Basco Tipo 500).....	71
Figura 26. Intercambiador de coraza y tubos.....	71
Figura 27. Elementos en un intercambiador de coraza y tubos (Marca API Heat Transfer Inc., modelo BW).....	72
Figura 28. Elementos en un intercambiador multitubular con tubos en U (Marca API Heat Transfer Inc., modelo BW).....	72
Figura 29. Esquema del movimiento de los fluidos en un intercambiador de placas (Marca TRANTER).....	73
Figura 30. Placas intercambiadoras con doble separación (Marca TRANTER).....	73
Figura 31. Diferentes intercambiadores de placas y juntas (a) y detalle de las placas (b) (Marca TRANTER).....	74
Figura 32. Placas intercambiadoras con gran separación (Marca TRANTER, Modelo GF).....	74
Figura 33. Intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos sin mezclar.....	75
Figura 34. Intercambiador de placas selladas de uno (a) y dos pasos (b).....	75
Figura 35. Placas intercambiadoras semisoldadas (Marca TRANTER, Modelo GW).....	75
Figura 36. Intercambiador de flujo cruzado.....	76
Figura 37. Intercambiadores compactos.....	77
Figura 38. Coeficiente global de transferencia de calor para un tubo.....	77
Figura 39. Distribución de temperaturas en un intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.....	81
Figura 40. Distribución de temperaturas en un intercambiador de doble tubo en contracorriente.....	81
Figura 41. Factor de corrección para un intercambiador multitubular con un paso de carcasa y un número par de pasos de tubo.....	84
Figura 42. Factor de corrección para un intercambiador multitubular con dos pasos de carcasa y un número par de pasos de tubo.....	84
Figura 43. Factor de corrección para un intercambiador de un solo paso y flujo transversal, con los dos fluidos sin mezclar.....	85
Figura 44. Factor de corrección para un intercambiador de un solo paso y flujo transversal, con un fluido sin mezclar y el otro mezclado.....	85
Figura 45. Variación de la temperatura en un intercambiador de doble tubo en contracorriente.....	86
Figura 46. Efectividad para un intercambiador en flujo paralelo (a) y en contracorriente (b).....	89
Figura 47. Efectividad de un intercambiador multitubular con un paso de carcasa y un número par de pasos de tubo (a) y con dos pasos de carcasa y un número múltiplo de 4 de pasos de tubo.....	89
Figura 48. Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar (a) y con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (b).....	89
Figura 49. Diagrama de Ostwald.....	101
Figura 50. Caldera pirotubular horizontal.....	104
Figura 51. Caldera vertical de un sistema de calefacción de agua caliente.....	104

Figura 52. Caldera de un sistema de calefacción de agua caliente.....	106
Figura 53. Interior de una caldera pirotubular (Marca CERNEY).....	107
Figura 54. Depósitos de gas propano para una instalación de calefacción.....	109
Figura 55. Instalación de calefacción con vasos de expansión de membrana.....	109
Figura 56. Esquema de una instalación de calefacción.....	110
Figura 57. Generador de aire caliente.....	113
Figura 58. Generadores de gases calientes.....	114
Figura 59. Curvas de funcionamiento de los quemadores (Marca Riello, modelo Gulliver RG).....	116
Figura 60. Instalaciones frigoríficas de compresión simple.....	139
Figura 61. Instalaciones frigoríficas de absorción.....	141
Figura 62. Máquina de aire frío.....	142
Figura 63. Efecto Joule-Thompson.....	143
Figura 64. Máquina de aire frío.....	144
Figura 65. Instalación basada en el efecto magnetotérmico.....	145
Figura 66. Instalación basada en el efecto magnetotérmico-eléctrico.....	145
Figura 67. Instalación basada en el efecto torbellino.....	146
Figura 68. Superficie P, V, T para sustancias puras.....	147
Figura 69. Diagrama de Andrews. Líneas características.....	148
Figura 70. Diagrama entrópico. Líneas características.....	149
Figura 71. Diagrama entálpico. Líneas características.....	151
Figura 72. Diagrama entalpía – entropía. Líneas características.....	152
Figura 73. Esquema de una instalación frigorífica teórica.....	154
Figura 74. Diagrama presión-volumen de una instalación frigorífica teórica.....	155
Figura 75. Diagrama temperatura-entropía de una instalación frigorífica teórica.....	155
Figura 76. Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado simple.....	157
Figura 77. Condensación con subenfriamiento en el diagrama T-S.....	157
Figura 78. Ciclo real teórico en el diagrama T-S.....	158
Figura 79. Desviación sufrida en la válvula de laminación.....	159
Figura 80. Desviación en la compresión realizándose en régimen seco.....	160
Figura 81. Efecto de la temperatura de vaporización. Comparación entre dos ciclos saturados simples.....	161
Figura 82. Efecto de la temperatura de condensación. Comparación entre dos ciclos saturados simples.....	162
Figura 83. Diagrama presión-entalpía comparando el ciclo saturado simple con el ciclo con recalentamiento.....	163
Figura 84. Diagrama presión-entalpía comparando el ciclo subenfriado con el ciclo saturado simple.....	165
Figura 85. Diagrama de flujo mostrando un subenfriador y un condensador conectados en serie.....	165
Figura 86. Diagrama de flujo mostrando un subenfriador y un condensador conectados en paralelo.....	166
Figura 87. Instalación de refrigeración con intercambiador subenfriador-recalentador.....	166
Figura 88. Diagrama presión-entalpía comparando un ciclo simple con otro que emplea un intercambiador de calor.....	167
Figura 89. Diagrama presión-entalpía de un ciclo real de refrigeración, indicando los efectos del subenfriamiento, recalentamiento y pérdida de presión frente al ciclo saturado simple.....	168
Figura 90. Compresor de tipo hermético (Marca BITZER Serie ORBIT 8).....	170
Figura 91. Compresor de tipo semihermético (Marca BITZER Modelo S6F-30.2).....	171
Figura 92. Compresor de tipo abierto (Marca BITZER Modelo KP-520-8).....	171
Figura 93. Funcionamiento de un compresor alternativo.....	173
Figura 94. Compresor rotativo del tipo de paletas.....	175
Figura 95. Compresor rotativo helicoidal (Marca BITZER Modelo ESH743B).....	175
Figura 96. Compresor de tornillo (a) y detalle de los rotores ranurados (b) (Marca BITZER Modelo sp-171-1).....	176
Figura 97. Flujo de calor en un compresor de tornillo.....	176
Figura 98. Esquema de un compresor centrífugo.....	177
Figura 99. Ciclo teórico de compresión.....	178
Figura 100. Eficiencia volumétrica real.....	181
Figura 101. Diagrama indicado teórico para un ciclo de compresión real.....	183
Figura 102. Esquema de un evaporador de expansión seca.....	188
Figura 103. Esquema de un evaporador de expansión seca.....	189
Figura 104. Esquema de evaporadores sobrealimentados por bomba.....	189
Figura 105. Evaporador de convección natural (Marca Intersam, serie IES).....	191
Figura 106. Evaporador de convección forzada (Marca SEARLE, serie TEC).....	191
Figura 107. Distribución de temperaturas en un evaporador.....	192
Figura 108. Diferencia de temperaturas del evaporador en función de la humedad relativa del recinto.....	195
Figura 109. Evaporador con desescarche eléctrico (Marca SEARLE, Serie TG).....	199
Figura 110. Planta de refrigeración con desescarche por gas caliente.....	200
Figura 111. Planta de refrigeración con desescarche por gas caliente con reevaporador.....	201

Figura 112. Factores de corrección f1 en función de la temperatura de evaporación y de la diferencia DT1 entre la temperatura del aire que entra y la temperatura del gas saturado de admisión a la salida del evaporador (Marca SEARLE, serie DSR). .....	203
Figura 113. Condensador de doble tubo (Marca TECNEC).....	206
Figura 114. Condensador multitubular horizontal (Marca API Heat Transfer Inc., serie Basco WHITLOCK HUB)....	206
Figura 115. Condensador de aire de circulación natural (Marca McQuay, serie HI-F5). .....	208
Figura 116. Condensador de aire de circulación forzada del aire (Marca McQuay, serie RCS). .....	209
Figura 117. Sistema de refrigeración por compresión con condensador enfriado por agua y una torre de recuperación. ....	212
Figura 118. Esquema de una torre de refrigeración por convección natural (Fabricada por SPX Cooling Technologies GmbH). .....	213
Figura 119. Esquema de una torre de tiro forzado (Hensley, 2009). .....	214
Figura 120. Torre de flujo a contracorriente y tiro inducido (Hensley, 2009).....	215
Figura 121. Torre de tiro inducido y flujo a contracorriente (Fabricada por SPX Cooling Technologies). .....	215
Figura 122. Torre de flujo cruzado con tiro inducido (Hensley, 2009).....	216
Figura 123. Torre de refrigeración de flujo cruzado con tiro inducido (Marca SPX, Modelo MARLEY NX). .....	216
Figura 124. Esquema de colocación de las válvulas de expansión manuales.....	219
Figura 125. Válvula de expansión manual (Marca PARKER). .....	219
Figura 126. Esquema de una válvula de expansión automática.....	220
Figura 127. Válvula de expansión automática (Marca PARKER, Serie A de presión constante). .....	221
Figura 128. Esquema de una válvula de expansión termostática (Marca PARKER, Serie H). .....	222
Figura 129. Esquema de una válvula de expansión termostática (Marca PARKER, serie TEV). .....	223
Figura 130. Esquema de válvula de expansión termostática equilibrada internamente. ....	224
Figura 131. Esquema de válvula de expansión termostática equilibrada externamente. ....	225
Figura 132. Esquema de una válvula limitadora de presión. ....	226
Figura 133. Válvula de solenoide (Marca PARKER, modelo 10E).....	228
Figura 134. Válvulas de expansión electrónicas (Marca Sporlan, modelo SER). .....	229
Figura 135. Válvula reguladora de presión (Marca PARKER, modelo Sport II-B). .....	231
Figura 136. Bomba de circulación de refrigerante (Marca PARKER, serie GP). .....	231
Figura 137. Acumulador en la zona de succión (Marca Sporlan, tipo de tubo en U). .....	232
Figura 138. Filtro de succión (a) y movimiento del refrigerante en su interior (Marca SPORLAN, serie SF). .....	233
Figura 139. Paneles aislantes de poliestireno expandido (Marca AISLENVAS, tipo Greenpol). .....	236
Figura 140. Instalación de láminas de poliestireno expandido en el interior de cerramientos (Marca AISLENVAS, tipo Greenpol). .....	238
Figura 141. Panel aislante con núcleo de poliuretano (Marca PANELAIS, modelo AIS FRIGO).....	239
Figura 142. Plancha de corcho utilizada como aislante. ....	239
Figura 143. Aislamiento de cubiertas con (a) y sin cámara de aire (b) (Marca ISOVER, tipo IBR).....	241
Figura 144. Láminas flexibles de espuma elastomérica (Marca Armacell LLC, tipo AP Armaflex) .....	242
Figura 145. Esquema de la sección de una tubería con aislante.....	245

## Índice de tablas

Tabla 1. Conductancias interfaciales típicas (a presiones moderadas y acabados usuales). (Mills, 1997).....	34
Tabla 2. Órdenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio.....	47
Tabla 3. Resumen de ecuaciones de definición del coeficiente de transferencia de calor convectiva.....	54
Tabla 4. Emitancias del CO <sub>2</sub> y del vapor de agua (ASHRAE, 2001).....	64
Tabla 5. Valores aproximados del coeficiente de transferencia de calor (Mills, 1995).....	77
Tabla 6 Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor (Mills, 1995).....	78
Tabla 7. Fórmulas para la efectividad de intercambiadores de diversas configuraciones (Mills, 1995).....	86
Tabla 8. Fórmulas para el número de unidades de transferencia de intercambiadores de diversas configuraciones (Mills, 1995).....	87
Tabla 9. Densidad, poder calorífico inferior y aire de combustión para varios combustibles.....	94
Tabla 10. Rendimientos medios de las calderas en función de la potencia y del combustible empleado.....	114
Tabla 11. Temperaturas en los distintos paramentos según la situación de la pared o según se trate de techo o suelo.....	118
Tabla 12. Calor específico, composición, temperatura de congelación y de almacenamiento, volumen de almacenamiento, movimiento de aire, humedad relativa y periodo de conservación de diversos productos hortofrutícolas.....	123
Tabla 13. Número de renovaciones de aire diarias por aperturas de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura.....	124
Tabla 14. Calor de respiración y producción de CO <sub>2</sub> de productos hortofrutícolas (a 0°C).....	127
Tabla 15. Potencia calorífica liberada por persona en función de la temperatura del recinto frigorífico.....	129
Tabla 16. Potencias frigoríficas de compresores (Marca BITZER Serie BCH).....	184
Tabla 17. Potencia de catálogo Qe de evaporadores para una temperatura de evaporación de -8°C y de entrada del aire de 0°C (Marca SEARLE, serie DSR).....	201
Tabla 18. Factor de corrección f <sub>2</sub> en función del refrigerante para un evaporador (Marca SEARLE, serie DSR).....	201
Tabla 19. Grupo primero: refrigerantes de alta seguridad.....	250
Tabla 20. Grupo segundo: Refrigerantes de media seguridad.....	251
Tabla 21. Grupo tercero: Refrigerantes de baja seguridad.....	251
Tabla 22. Usos de algunos gases refrigerantes clorofluorocarbonados.....	252
Tabla 23. Carga máxima de refrigerante del grupo primero por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos.....	253
Tabla 24. Carga máxima de cualquier refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos, según equipos y emplazamiento señalados.....	254
Tabla 25. Carga máxima de refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración indirectos cerrados y doble indirectos, en los casos y condiciones indicados.....	254
Tabla 26. Efectos fisiológicos de los refrigerantes.....	256
Tabla 27. Efectos fisiológicos de los refrigerantes. Ampliación del grupo primero de refrigerantes de alta seguridad: (Ampliada por ORDEN de 23 de noviembre de 1994).....	257
Tabla 28. Características de algunos de los refrigerantes alternativos.....	260
Tabla 29. Refrigerantes alternativos a los actualmente existentes.....	260
Tabla 30. Gases refrigerantes alternativos para refrigeración comercial de temperatura media y baja. Reemplazos a largo plazo.....	261
Tabla 31. Gases refrigerantes alternativos para refrigeración comercial de temperatura media y baja. Reemplazos provisionales.....	261
Tabla 32. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos a largos plazo de refrigeración comercial de temperatura media.....	261
Tabla 33. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos provisionales de refrigeración comercial de temperatura media.....	262
Tabla 34. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos a largo plazo de aire condicionado residencial y comercial.....	262
Tabla 35. Relación presión-temperatura de clorofluorocarbonos.....	263

## Tema 1. El aire húmedo

### 1.1. Conceptos básicos

A continuación se expresan una serie de conceptos y variables climáticas que hacen referencia a la humedad del aire.

- **Aire húmedo**

El aire húmedo es una mezcla de vapor de agua y de aire seco. A su vez, el componente aire seco es una mezcla de gases permanentes más o menos fijos de los cuales un 75% es  $N_2$ , un 23% es  $O_2$  y el resto lo constituyen un gran número de gases y partículas sólidas. De entre ellos cabe destacar el  $CO_2$  por su importancia para el desarrollo de los cultivos, que se encuentra a una concentración de 340 ppm entre otros gases. El componente agua, del aire húmedo, puede encontrarse en estado sólido, líquido o gaseoso.

La mezcla aire-vapor de agua constituye un sistema heterogéneo con dos componentes que cumplen las leyes de los gases ideales.

De acuerdo con la ley de Dalton, cada gas se comporta en la mezcla como si él solo ocupara todo el volumen a la temperatura de aquella, o lo que es lo mismo, la suma de las presiones parciales de cada uno de los componentes es igual a la presión total de la mezcla:

$$p = p_a + e \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

donde,

- p** presión del aire húmedo [Pa].
- p<sub>a</sub>** presión parcial del aire seco [Pa].
- e** presión parcial del vapor de agua [Pa].

Según sea el estado en que se encuentra el componente agua, podemos distinguir tres tipos de aire húmedo:

1. Aire húmedo no saturado ( $e < e_s$ ,  $x < x_s$ ): cuando ambos componentes se encuentran en fase gaseosa. El agua se encuentra en forma de vapor recalentado.
2. Aire húmedo saturado con condensado líquido ( $e = e_s$ ,  $t > 0^\circ\text{C}$  y  $x > x_s$ ): contiene vapor de agua saturado y el resto del componente agua se encuentra en forma de condensado líquido.

3. Aire húmedo saturado con condensado sólido ( $e=e_s$ ,  $t<0^\circ\text{C}$  y  $x>x_s$ ): contiene vapor de agua saturado y el resto del componente agua se encuentra en forma de condensado sólido (hielo o escarcha).

- **Humedad absoluta,  $x$**

La humedad absoluta del aire húmedo, también denominada relación de mezcla del aire húmedo,  $r$ , se define como la masa de vapor de agua que existe por unidad de masa de aire seco que la contiene:

$$x = m_v / m_a \quad [\text{kg/kg}] \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} e &= m_v / M_v \cdot R \cdot T / V = n_v \cdot R \cdot T / V \\ p_a &= m_a / M_a \cdot R \cdot T / V = n_a \cdot R \cdot T / V \end{aligned} \right\} e / p_a = n_v / n_a = (m_v / M_v) / (m_a / M_a) \quad (3)$$

$$x = M_v / M_a \cdot e / p_a = M_v / M_a \cdot e / (p - e) \quad \Rightarrow \quad x = 0.622 \cdot e / (p - e) \quad (4)$$

donde,

$M_a$  masa molecular del aire seco (28.960 kg/kmol).

$M_v$  masa molecular del agua (18.016 kg/kmol).

- **Humedad relativa,  $HR$**

La humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo y la presión de saturación a la misma temperatura:

$$HR = e / e_s \leq 1 \quad \Rightarrow \quad x = 0.622 \cdot HR \cdot e_s / (p - HR \cdot e_s) \quad (5)$$

La humedad absoluta para el vapor saturado o punto de rocío, representa la máxima cantidad de masa de vapor de agua que es posible asociar a la unidad de masa de aire seco en el estado en el que se encuentra el aire:

$$x_s = 0.622 \cdot e_s / (p - e_s) \quad [\text{kg/kg}] \quad (6)$$

- **Humedad específica,  $q$**

La humedad específica es la relación entre la masa del vapor de agua y la masa total del aire húmedo que la contiene.

$$q = m_v / (m_a + m_v) \text{ [kg/kg]} \quad (7)$$

La humedad específica se puede expresar en función de la humedad absoluta:

$$q = x / (1 + x) \text{ [kg/kg]} \quad (8)$$

- **Grado de saturación,  $\phi$**

Se define el grado de saturación como la relación entre la humedad absoluta en las condiciones dadas y la humedad absoluta de saturación a la misma temperatura:

$$\phi = x / x_s = HR \cdot (p - e_s) / (p - HR \cdot e_s) \quad (9)$$

- **Volumen específico del aire húmedo,  $\nu$**

Se define el volumen específico como la relación entre el volumen total y la masa de aire seco:

$$\nu_h = V / m_a \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (10)$$

donde,

**V** volumen total de aire húmedo [m<sup>3</sup>].

El denominado volumen específico verdadero,  $\nu$ , viene dado por la expresión:

$$\nu = V / (m_v + m_a) \quad (11)$$

Ambos valores se pueden relacionar mediante la humedad absoluta:

$$V = m_a \cdot \nu + m_v \cdot \nu = m_a \cdot \nu_h \quad \nu_h = \nu \cdot (1 + x) \quad (12)$$

- **Entalpía específica del aire húmedo**

La entalpía es una función de estado que indica el calor total a presión constante disponible en una masa de aire. Puede expresarse como suma de la energía interna y el trabajo de expansión:

$$I=U+p \cdot V \quad (13)$$

La entalpía  $I$  del aire húmedo es la suma de las entalpías de sus dos componentes:

$$I=I_a+I_v=m_a \cdot i_a+m_v \cdot i_v \quad (14)$$

La entalpía específica, referida a la masa de aire seco es:

$$i=I/m_a=i_a+x \cdot i_v \quad (15)$$

La entalpía específica del aire seco,  $i_a$ , se calcula mediante la expresión:

$$i_a=c_{pa} \cdot t \quad (16)$$

Siendo  $c_{pa}$  el calor específico del aire a presión constante (1004 J/kg·K), que se corresponde con la cantidad de calor necesaria para elevar 1°C (o 1K) la temperatura de la unidad de masa de un cuerpo.

Como norma general se toma el origen de entalpías, el valor correspondiente al estado natural de cada componente a  $t=0^\circ\text{C}$  y  $e=1$  atm.

Para determinar la entalpía del agua hay que distinguir los tres tipos de aire húmedo:

a) **Aire húmedo no saturado** ( $x \leq x_s$ ).

$$i_v=r_o+c_{pv} \cdot t \quad (17)$$

donde,

$r_o$  entalpía de vaporización a  $0^\circ\text{C}$ , (2490000 J/kg)

$c_{pv}$  calor específico del vapor recalentado (1987 J/kg·K)

La entalpía del aire húmedo no saturado es:

$$i=c_{pa} \cdot t+x \cdot (r_o+c_{pv} \cdot t) \quad (18)$$

$$i=1.004 \cdot t+x \cdot (2490+1.987 \cdot t)[\text{KJ/kg}] \quad (19)$$

b) **Aire húmedo saturado con condensado líquido** ( $x > x_s$  y  $t > 0^\circ\text{C}$ ).

El contenido de vapor es  $x_s$  y el contenido de agua condensada líquida es  $(x - x_s)$ .

$$i = i_a + x_s \cdot i_v + (x - x_s) \cdot i_A \quad (20)$$

Siendo:

Entalpía del vapor:  $i_v = r_o + c_{pv} \cdot t$

Entalpía del agua líquida:  $i_A = c_{pA} \cdot t_A$

Calor específico del agua líquida: a  $20^\circ\text{C}$  es  $c_{pA} = 4217 \text{ [J/kg}\cdot^\circ\text{C]}$

La entalpía del aire húmedo saturado con condensado líquido es:

$$i = c_{pa} \cdot t + x_s \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t) + (x - x_s) \cdot c_{pA} \cdot t \quad (21)$$

c) **Aire húmedo saturado con condensado sólido** ( $x > x_s$  y  $t < 0^\circ\text{C}$ ).

El contenido de vapor es  $x_s$  y el contenido de hielo es  $(x - x_s)$ .

$$i = i_a + x_s \cdot i_v + (x - x_s) \cdot i_e \quad (22)$$

Siendo:

Entalpía del vapor:  $i_v = r_o + c_{pv} \cdot t$

Entalpía del hielo a  $t < 0^\circ\text{C}$ :  $i_e = -r_e + c_e \cdot t$

Entalpía de solidificación a  $0^\circ\text{C}$ :  $r_e = 333 \text{ kJ/kg}$

Calor específico del hielo:  $c_e = 2.05 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$

La entalpía específica del aire húmedo saturado con condensado sólido es:

$$i = c_{pa} \cdot t + x_s \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t) + (x - x_s) \cdot (-r_e + c_e \cdot t) \quad (23)$$

• **Temperatura del aire**

La temperatura es una variable necesaria para caracterizar el estado del aire húmedo. Pueden definirse tres temperaturas diferentes:

a) **Temperatura seca,  $t_s$** : es la temperatura normal o de "bulbo seco" y sería la que marca el termómetro ordinario situado en el aire.

b) **Temperatura húmeda,  $t_w$** : es la temperatura que toma el agua cuando con ella se satura adiabáticamente ( $dQ=0$ ) el aire. Su determinación se realiza exponiendo

un termómetro de “bulbo húmedo” a la corriente de aire húmedo. Este termómetro tiene su bulbo recubierto por una muselina cuyo extremo se introduce en un recipiente con agua, de modo que ésta suba por capilaridad hasta el bulbo. El aparato constituido por un termómetro de bulbo húmedo junto a otro de bulbo seco recibe el nombre de psicrómetro.

- c) **Temperatura de rocío,  $t_r$ :** es la temperatura a la que se satura el aire cuando sufre un enfriamiento isobárico ( $dP=0$ ) a humedad absoluta constante. Define el punto a partir del cual empieza la condensación del agua contenida en el aire.

$$t_r = [237.3 \cdot \ln(e \text{ [hPa]} / 6.108) / 17.27] / [1 - \ln(e / 6.108) / 17.27] \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (24)$$

- **Presión de vapor saturante,  $e_s$**

Es la presión de vapor que habría si la masa de aire estuviera completamente saturada de vapor de agua. Su cálculo se puede realizar mediante la expresión de Magnus o Tetens:

$$e_s = 6.1078 \cdot e^{\left[ \frac{17.269 \cdot t \text{ (}^\circ\text{C)}}{t + 237.3} \right]} \text{ [hPa]} \quad (25)$$

- **Presión de vapor a la temperatura del termómetro húmedo,  $e_w$**

Es la presión parcial que ejerce el vapor de agua en una muestra de aire húmedo cuando se encuentra a la temperatura del termómetro húmedo (Rosenberg *et al.*, 1983).

$$e_w = e + 0.00066 \cdot (1 + 0.00115 \cdot x) \cdot (t - t_w) \cdot p \text{ [hPa]} \quad (26)$$

- **Déficit de presión de vapor,  $DPV$**

El déficit de presión de vapor es una variable climatológica de gran importancia en agronomía ya que se relaciona directamente con el calor latente consumido en el proceso de evapotranspiración de las plantas. Representa la diferencia entre la presión de vapor saturante a la temperatura a la que se encuentra una masa de aire húmedo y la presión de vapor de dicha masa de aire.

$$DPV = e_s - e \text{ [hPa]} \quad (27)$$

## 1.2. Diagramas del aire húmedo

Los diagramas psicrométricos o del aire húmedo se han desarrollado con la intención de facilitar los cálculos relacionados con el aire húmedo de forma gráfica evitando el manejo de numerosas expresiones matemáticas. Por lo general los diagramas se

confeccionan para una presión de 1 bar (760 mm Hg), aunque en algunos casos permiten transformar ciertos valores en función de la presión. Existen varios tipos de gráficos, siendo los más importantes el diagrama de Carrier, llamado por lo general diagrama psicrométrico, y el diagrama de Mollier.

### 1.2.1. Diagrama psicrométrico

En este diagrama, también conocido como diagrama de Carrier, se representan las propiedades del aire húmedo tomando como ordenada la humedad absoluta y como abscisa la temperatura seca, que se representa en la parte derecha del diagrama. El diagrama psicrométrico es una herramienta de gran utilidad desde el punto de vista de las aplicaciones técnicas, ya que permite obtener directamente sobre el gráfico la diferencia de entalpías entre dos estados.

Las principales líneas que se representan en el diagrama son las siguientes:

- La **temperatura** de termómetro seco se representa mediante líneas verticales que llegan hasta la línea de saturación. A partir de la intersección con dicha línea, las isotermas cambian de dirección.
- Las líneas de **humedad absoluta** se representan como líneas horizontales.
- Las isoentálpicas, valor constante de la **entalpía específica**, aparecen como líneas rectas con pendiente negativa, aunque realmente son curvas con un radio de curvatura muy grande. El valor de las líneas se encuentra indicado en una escala de lectura que se sitúa a la izquierda del gráfico.

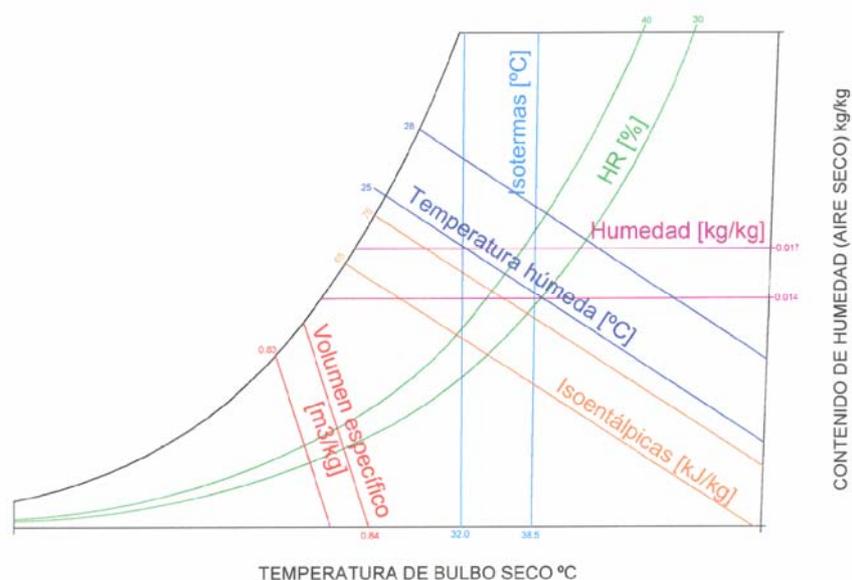


Figura 1. Principales líneas representadas en el diagrama psicrométrico.

- a) La **humedad relativa** se representa mediante una familia de curvas de pendiente positiva que parten de la zona de temperaturas negativas y van creciendo en el sentido de las temperaturas positivas. La última curva representa la línea de saturación (HR=100%) que divide el gráfico en dos regiones, siendo la inferior la que corresponde a la zona del aire húmedo no saturado, que es la que se utiliza.
- b) Las líneas de **volumen específico** constante presentan una pendiente negativa mayor que la de las isoentálpicas.

### 1.2.2. Diagrama de Mollier

Mollier propuso un diagrama oblicuángulo obtenido al girar el eje de abscisas, en el sentido de las agujas del reloj, hasta que la isoterma  $t=0^{\circ}\text{C}$  coincida con la horizontal.

Este diagrama es muy utilizado en algunos países europeos y en él se representa en abscisas la humedad absoluta y en ordenadas la entalpía, aunque realmente en el eje vertical se refleja la temperatura ordinaria. En este diagrama se suelen representar temperaturas más altas que en el de Carrier, llegando hasta  $250^{\circ}\text{C}$ .

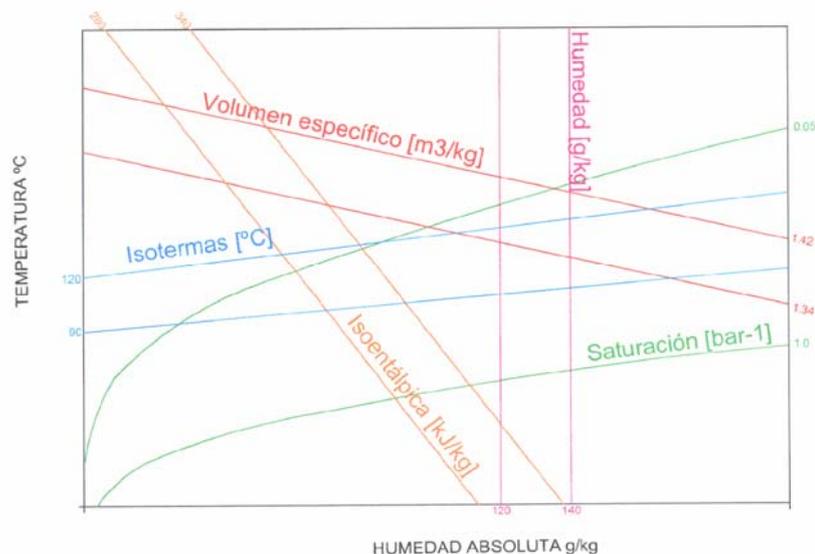


Figura 2. Principales líneas representadas en el diagrama de Mollier.

Las principales líneas representadas son las mismas que en el diagrama psicrométrico:

- a) Líneas de **humedad absoluta** constante que se dibujan verticalmente y paralelas al eje de ordenadas.

- b) Las **isoentálpicas** se representan mediante rectas de pendiente negativa, paralelas entre sí, que parten del eje de ordenadas.
- c) Las **isotermas** son líneas de pendiente positiva ligeramente ascendentes que parten del eje vertical. Para temperaturas próximas a 0°C las isotermas son prácticamente horizontales, y la pendiente va creciendo con la temperatura.
- d) Las líneas de **humedad relativa** constante constituyen una familia de curvas que parten del eje horizontal, muy próximas al eje de ordenadas, para valores de humedad absoluta muy pequeños. Las curvas van creciendo y separándose hasta ocupar la parte central del diagrama. La parte del diagrama que corresponde al aire húmedo no saturado se encuentra limitado por la derecha por la línea de saturación,  $\phi=1$ . A la derecha de ésta se encuentra la región denominada “zona de niebla”, donde puede existir condensado líquido, sólido o ambos.
- e) Las líneas de **volumen específico** constante se representan mediante rectas que parten del eje de ordenadas y terminan en la línea de saturación. Estas rectas tienen una pendiente negativa mucho menor que las isoentálpicas.

### 1.3. Mezclas de aire húmedo y agua

Las ecuaciones que sirven para determinar el estado final de una masa de aire húmedo, resultante de la mezcla de varias corrientes de aire ( $i$ ) con diversos caudales de agua ( $j$ ) en régimen permanente, son las de conservación de masa y energía:

#### a) Conservación de la masa de cada componente:

$$\text{Conservación de la masa de aire seco:} \quad \sum m_{ai} = m_{am} \quad (28)$$

$$\text{Conservación de la masa de agua:} \quad \sum m_{ai} \cdot x_i + \sum m_j = m_{am} \cdot x_m \quad (29)$$

#### b) Conservación de la energía:

El primer principio de la termodinámica para un sistema abierto en régimen permanente, despreciando la energía mecánica (cinética y potencial), establece:

$$Q - W = m_{am} \cdot i_m - \sum m_{ai} \cdot i_i + \sum m_j \cdot i_j \quad (30)$$

### 1º. Mezcla adiabática de dos corrientes de aire húmedo

En este caso las ecuaciones de conservación de masa y energía se pueden expresar de la siguiente forma:

Conservación de la masa de aire seco:  $m_{a1}+m_{a2}=m_{am}$  (31)

Conservación de la masa de agua:  $m_{a1}\cdot x_1+m_{a2}\cdot x_2=m_{am}\cdot x_m$  (32)

Conservación de la energía:  $m_{a1}\cdot i_1+m_{a2}\cdot i_2=m_{am}\cdot i_m$  (33)

De las ecuaciones anteriores se deducen la humedad absoluta y entalpía de la mezcla,

$$x_m=(m_{a1}\cdot x_1+m_{a2}\cdot x_2)/(m_{a1}+m_{a2}) \quad i_m=(m_{a1}\cdot i_1+m_{a2}\cdot i_2)/(m_{a1}+m_{a2}) \quad (34)$$

De ellas también se obtiene la relación siguiente:

$$m_{a1}/m_{a2}=(x_m - x_2)/(x_1 - x_m)=(i_m - i_2)/(i_1 - i_m) \quad (35)$$

Esta relación indica que el punto que representa el estado de la mezcla en el diagrama psicrométrico, se encuentra en la recta que une los puntos correspondientes a los estados iniciales de las masas de aire húmedo y además que la relación entre los dos segmentos corresponde a la relación de masas de aire seco iniciales, lo que permite resolver gráficamente algunos problemas sobre el propio diagrama.

## 2º. Mezcla de dos corrientes de aire húmedo con intercambio de calor

Las ecuaciones que expresan la conservación de las masas de aire seco y de agua coinciden con el caso anterior.

Conservación de la energía:  $Q+m_{a1}\cdot i_1+m_{a2}\cdot i_2=m_{am}\cdot i_m$  (36)

De forma análoga a la anterior se obtiene la relación entre las masas de aire seco y los valores de humedad absoluta:

$$m_{a2}/m_{a1}=(x_1 - x_m)/(x_m - x_2)=[i_1 - (i_m - Q/m_m)]/[(i_m - Q/m_m) - i_2] \quad (37)$$

La solución gráfica se puede realizar haciendo  $i_m=i_m - Q/m_m$  de manera que se obtiene una formulación similar a las de las mezclas adiabáticas.

## 3º. Mezcla adiabática de aire húmedo y agua

En este caso las ecuaciones de conservación de masa y energía se pueden expresar de la siguiente forma:

$$m_{a1}\cdot x_1+m_A=m_{a1}\cdot x_m \quad (38)$$

$$m_{a1} \cdot i_1 + m_A \cdot i_A = m_{a1} \cdot i_m \quad (39)$$

donde  $m_A$  es la masa de agua aportada por el sistema de nebulización.

La humedad absoluta y entalpía de la mezcla son:

$$x_m = x_1 + m_A / m_{a1} \quad i_m = i_1 + (m_A / m_{a1}) \cdot i_A \quad (40)$$

teniendo en cuenta que la entalpía específica del agua es  $i_A = c_{pA} \cdot t_A$ .

$$\left. \begin{aligned} m_A / m_{a1} &= x_m - x_1 \\ m_A / m_{a1} &= (i_m - i_1) / (t_A \cdot c_{pA}) \end{aligned} \right\} \quad i_m = i_1 + t_A \cdot c_{pA} \cdot (x_m - x_1) \quad (41)$$

Dado que el valor del incremento de humedad  $m_A / m_{a1}$  es del orden de 0.005 kg/kg, el incremento de entalpía específica, para una temperatura del agua que se nebuliza de 30°C, sería de 627 J/kg, por lo que en general el proceso se suele equiparar a una isoentálpica.

#### 1.4. Procesos psicrométricos

En la industria agroalimentaria se utilizan diversos procesos en los que intervienen las mezclas de aire húmedo.

##### 1.4.1. Calentamiento y enfriamiento del aire húmedo

Si a presión constante, se calienta o enfría una masa de aire húmedo sin adicionar o condensar agua, la humedad absoluta  $x$  permanece constante ( $x_1 = x_2$ ). En el diagrama psicrométrico los estados inicial y final se hallan sobre la misma horizontal. Al calentar el aire, la humedad relativa disminuye, y al enfriar aumenta.

La variación de temperatura que se produce debido al calentamiento vendrá dada por la variación de la entalpía específica:

$$Q = m_a \cdot (i_2 - i_1) \quad [\text{J}] \quad (42)$$

donde,

- Q** calor aportado por el sistema de calefacción [J].
- $i_2$**  entalpía específica del aire húmedo tras el calentamiento [J/kg].
- $i_1$**  entalpía específica del aire húmedo en el estado inicial [J/kg].
- $m_a$**  masa del aire seco [kg].

Desarrollando el valor de la entalpía específica para una masa de aire húmedo no saturado:

$$Q = m_a \cdot [(c_{pa} \cdot t_2 + x_2 \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t_2)) - (c_{pa} \cdot t_1 + x_1 \cdot (r_o + c_{pv} \cdot t_1))] \quad (43)$$

como  $x_2 = x_1$ , obtenemos la expresión final:

$$Q = m_a \cdot (t_1 - t_2) \cdot (c_{pa} + x_1 \cdot c_{pv}) \quad (44)$$

de donde se puede obtener el valor de la temperatura final:

$$t_2 = t_1 - Q / [m_a \cdot (c_{pa} + x_1 \cdot c_{pv})] \quad (45)$$

Si durante el enfriamiento se alcanza la línea de saturación ( $\phi = 1$ ), en el punto de rocío, se formará niebla. En este caso el aire húmedo se compone de aire húmedo saturado, y de agua líquida.

#### **1.4.2. Desección por enfriamiento**

Consiste en hacer pasar un flujo de aire por el evaporador de un sistema de refrigeración de manera que la temperatura descienda por debajo del punto de rocío y se condense parte del vapor de agua. A continuación se calienta la masa de aire con la humedad restante hasta que alcance la temperatura deseada.

#### **1.4.3. Refrigeración por evaporación de agua**

Este proceso consiste en la humidificación del aire al hacerlo pasar a través de una cortina de agua con que origina un aumento de la humedad absoluta. Al producirse la evaporación del agua en el aire aumenta la humedad relativa, hasta la saturación como máximo, con el correspondiente consumo de energía, que origina un descenso de la temperatura,  $t_{i2}$ .

Es un proceso adiabático en el cual se produce un intercambio de calor sensible, descenso de la temperatura, por calor latente, aumento del contenido de vapor de agua en la mezcla de aire húmedo.

#### **1.4.4. Desección de productos**

Una masa de aire que se encuentra con una humedad relativa baja (se encuentra muy seco) puede utilizarse para eliminar parte del agua contenida en otro sistema en el que se encuentra fijada por absorción, por osmosis o en capilares y poros, es decir, no unida físicamente (agua higroscópica).

La desecación del producto se lleva a cabo al ponerlo en contacto con el aire seco (con un nivel bajo de humedad relativa), que sigue una evolución isoentálpica.

## **1.5. La humedad en la conservación de productos frescos**

### **1.5.1. Pérdida de agua de los productos frescos**

La mayoría de los productos frescos que se utilizan en la alimentación presentan un contenido elevado de agua en sus tejidos. Los vegetales que se consumen en fresco, como las frutas y hortalizas, siguen realizando los procesos fisiológicos de transpiración y respiración, por los que intercambian vapor de agua y otros gases ( $\text{CO}_2$  y  $\text{O}_2$ ) con el aire que los rodea, aún después de haber sido recolectados.

La intensidad con la que se desarrollan dichos procesos está ligada a las condiciones ambientales en la que se encuentre y principalmente con la temperatura y humedad del aire. La pérdida de agua de los productos frescos se ve acelerada por la disminución de la humedad relativa y el aumento de la temperatura, ya que el proceso de la transpiración se realiza como mecanismo de termorregulación en los seres vivos. Al evaporarse parte del agua de las plantas o los frutos el agua que pasa a la atmósfera extrae de ellos una energía en forma de calor que corresponde a la entalpía de vaporización del agua ( $r_o=2490$  kJ/kg).

### **1.5.2. Conservación de los productos frescos**

Las pérdidas de peso de los frutos a temperatura ambiente son muy elevadas (0.10-0.15 kg/kg-día) por lo que para su correcta conservación es preciso mantener unas condiciones ambientales adecuadas, con bajas temperaturas y valores elevados de humedad relativa. Los frutos almacenados en cámaras frigoríficas a baja temperatura, de 1 a 5°C, y valores altos de humedad, del 80-90%, reducen la pérdida de peso por respiración y transpiración a valores de 0.01-0.02 kg/kg-día. El principal inconveniente que presenta la conservación mediante aplicación de frío, es que condiciones prolongadas de bajas temperaturas y elevados niveles de humedad relativa favorecen la aparición de fisiopatías y el desarrollo de enfermedades criptogámicas en los frutos.

En las hortalizas pérdidas del contenido de humedad entre el 5 y el 10% producen la aparición de fenómenos de marchitez. Las pérdidas de humedad y peso en los frutos son factores de extrema importancia que actúan directamente deteriorando su calidad y como consecuencia su valor. Por ello es necesario tener muy en cuenta las condiciones ambientales en los procesos de recolección, manipulación postcosecha, conservación y distribución comercial.

### 1.5.3. Deseccación de los productos frescos y granos

En otros productos como es el caso de los granos y semillas de cereales y leguminosas, o las pepitas de plantas oleageinosas, la conservación se realiza mediante procesos de desecación y almacenamiento en condiciones de baja humedad. En el caso de los cereales la normativa comunitaria establece contenidos máximos de humedad del 13 al 15%. En el caso de algunos tipos de frutas (ciruelas, albaricoques o plátanos) también se realizan procesos de desecado para su conservación, aunque el producto final que se obtiene es diferente al de partida.

La pérdida de humedad de los frutos en los procesos de desecación mediante corrientes de aire a alta temperatura (75-80°C) depende de la concentración de agua de los tejidos y del aire, y de las características de la piel, que ejerce de capa protectora que evita la pérdida de agua.

La concentración de vapor de agua en la atmósfera,  $c_v$ , se puede relacionar con su humedad absoluta mediante la siguiente expresión:

$$c_v = x \cdot \rho_a / M_v \text{ [kmol/m}^3\text{]} \quad (46)$$

donde,

- $x$  humedad absoluta del aire húmedo [kg/kg].
- $\rho_a$  densidad del aire seco, 1.293 [kg·m<sup>-3</sup>].
- $M_v$  masa molecular del agua, 18.016 [kg/kmol].

## 1.6. Instrumentos de medida de la humedad relativa

La humedad relativa exterior se debe medir al igual que la temperatura, a 2 m de altura en el exterior y a 0.5 m dentro del invernadero.

### 1.6.1. Higrómetro

Este instrumento mide directamente el grado de humedad relativa del aire. El tipo más antiguo denominado higrómetro de cabello, lo hace por medio de materias higroscópicas que, al absorber la humedad ambiente, se alargan proporcionalmente a la humedad relativa del aire. En la mayoría de los casos se emplean haces de cabellos, fijados por un extremo en el soporte del instrumento y con un contrapeso que cuelga de ellos. El movimiento vertical de dicho contrapeso, proporcional a la humedad ambiente, es transmitido a una aguja indicadora mediante un sistema multiplicador.

La aguja indicadora puede consistir en una pluma que traza una curva sobre un gráfico de papel enrollado a un tambor que gira accionado por un mecanismo de relojería. En muchos casos se une una pluma para indicar la temperatura, que funciona de igual forma movida por la dilatación que sufre un hilo metálico. Los higrómetros de cabello son frágiles y su comportamiento no es bueno para humedades inferiores al 30%.



Figura 3. Termohigrómetro con mecanismo de reloj.

### 1.6.2. Psicrómetro

Este sensor mide simultáneamente la temperatura del aire seco y la temperatura de termómetro húmedo, obtenida mediante una mecha de algodón que permanece siempre mojada por medio de un pequeño depósito de agua. Al evaporarse el agua de la mecha, enfría el termómetro proporcionalmente a la humedad del aire ambiente. El termómetro seco indica, por el contrario, la temperatura del aire independientemente de su estado higrométrico. La diferencia existente entre la temperatura de ambos instrumentos permite deducir la humedad relativa del aire conocida la presión atmosférica. Para ello se puede utilizar la siguiente expresión (Rosenberg, 1974):

$$HR=100-0.066\cdot(1+1.15\cdot 10^{-3}\cdot T_{hum})\cdot p\cdot(T-T_{hum})/e_s \quad [\%] \quad (47)$$

donde,

$T_{hum}$  temperatura del termómetro húmedo [°C].

$T$  temperatura del termómetro seco [°C].

$p$  presión atmosférica del aire [Pa].

$e_s$  presión de vapor saturante del aire [Pa].

Este tipo de sensores presentan un comportamiento mejor para todas los valores de humedad, sin embargo necesitan alimentación de corriente y un mayor mantenimiento

para asegurar que la mecha permanece húmeda, además de tener un precio elevado. Su precisión es del 2 o 3% de humedad.

### **1.6.3. Sensores capacitivos**

Actualmente existen en el mercado sondas de humedad relativa de tipo capacitivo que utilizan materiales higroscópicos cuya resistencia eléctrica disminuye de forma proporcional a la cantidad de vapor de agua absorbida. Presentan la ventaja con respecto a los psicrómetros de no necesitar mantenimiento riguroso aunque es muy importante el que se realice de forma regular una correcta calibración de la sonda.

## Tema 2. Transferencia de calor por conducción

### 2.1. Modos de propagación del calor

El calor se transmite de un cuerpo a otro de menor temperatura por cualquiera de estas tres formas:

- conducción
- convección
- radiación

### 2.2. Transmisión del calor por conducción

Es el paso de calor a través de una superficie entre dos cuerpos a distinta temperatura, cuando hay entre ellos, bien contacto directo, bien cuerpos intermedios estableciendo una unión material, o entre dos porciones del mismo cuerpo a diferentes temperaturas. Es la forma de transmisión de calor propia de los sólidos.

A escala microscópica los mecanismos físicos de la conducción son complicados; abarcan fenómenos tan variados como las colisiones moleculares en los gases, las vibraciones de la red en los cristales y el flujo de electrones libres en los metales. Sin embargo, en ingeniería se intenta evitar, en la medida de lo posible, la consideración de procesos a escala microscópica utilizando preferentemente leyes fenomenológicas a nivel macroscópico.

La ley fenomenológica que rige la conducción del calor fue propuesta por el físico y matemático francés J.B. Fourier en 1822. La hipótesis de Fourier, confirmada por la experiencia, establece que el flujo de calor  $Q$  (J/s) es proporcional a la superficie  $A$  (m<sup>2</sup>) y al gradiente de temperatura  $dT/dx$  (°C/m):

$$Q \propto -A \frac{dT}{dx} \quad (48)$$

Esta ecuación de Fourier no es sino una simplificación de la ecuación general de transmisión por conducción en la que se supone flujo unidireccional (en el sentido de  $x$ ) y que el régimen es estacionario (las temperaturas se mantienen constantes). El signo negativo indica que el calor se transmite en el sentido de las temperaturas decrecientes.

La ley de Fourier de conducción de calor establece por tanto que, en una sustancia homogénea, la densidad de flujo de calor local es proporcional a menos el gradiente de temperatura local:

$$q = \frac{Q}{A} \quad q \propto -\frac{dT}{dx} \quad (49)$$

donde

- q** densidad de flujo de calor por unidad de área perpendicular a la dirección del flujo [W·m<sup>-2</sup>]  
**T** temperatura local [K o °C]  
**X** coordenada en la dirección del flujo [m]

Cuando  $dT/dx$  es negativo, el signo menos en la ecuación (2) da un valor positivo de **q** en la dirección de las **x** positivas. Introduciendo una constante de proporcionalidad **K**,

$$q = -K \cdot \frac{dT}{dx} \quad (50)$$

donde

- K** conductividad térmica de la sustancia [W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>].

La ley de Fourier se puede enunciar de manera general como: El flujo de calor por conducción por unidad de área en una dirección conocida es igual a menos el producto de la conductividad térmica del medio por la derivada de la temperatura en esa dirección.

Se puede observar que en la ecuación (3) la temperatura se puede expresar en Kelvins o en grados Celsius: el gradiente de temperatura no depende de las unidades que se escojan, puesto que un Kelvin es igual a un grado Celsius. Así, las unidades de la conductividad térmica también podrían escribirse como [W·m<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>], pero esto no es recomendable cuando se usa el Sistema Internacional de Unidades (SI).

El mecanismo de la conducción térmica en los gases puede explicarse cualitativamente por la teoría cinética. Las moléculas del gas se encuentran en movimiento caótico e intercambian energía y cantidad de movimiento cuando chocan entre sí. La energía cinética de las moléculas es directamente proporcional a la temperatura, por tanto cuando una molécula procedente de una región de alta temperatura se desplaza a una región de temperatura inferior, transporta energía cinética de una región a otra. En el impacto con moléculas de menor energía cinética tiene lugar una transferencia de energía que, desde el punto de vista macroscópico puede considerarse como una transferencia de calor. En los líquidos el mecanismo físico de la conducción es cualitativamente similar aunque intervienen las fuerzas intermoleculares ofreciendo una explicación más compleja.

En los sólidos la transmisión de calor se debe a dos procesos: difusión de los electrones libres, mayor energía cinética en las zonas calientes, hacia las de menor temperatura y la propagación de las vibraciones de la estructura reticular.

En general, los materiales buenos conductores eléctricos (con gran número de electrones libres) son también buenos conductores térmicos.

### 2.3. Ecuación general de transmisión por conducción

Consideremos un elemento paralelepédico de dimensiones  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ . La temperatura en cualquier punto depende de sus coordenadas y del instante considerado (tiempo). Así en la cara izquierda del paralelepípedo la temperatura es  $T$  y en la cara derecha será  $T + \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx$ .

Según la dirección del eje  $x$ , la cantidad de calor recibido es:

$$Q_{1x} = -K_x \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (51)$$

y el calor cedido:

$$Q_{2x} = -K_x \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left( T + \frac{\partial T}{\partial x} \cdot dx \right) \quad (52)$$

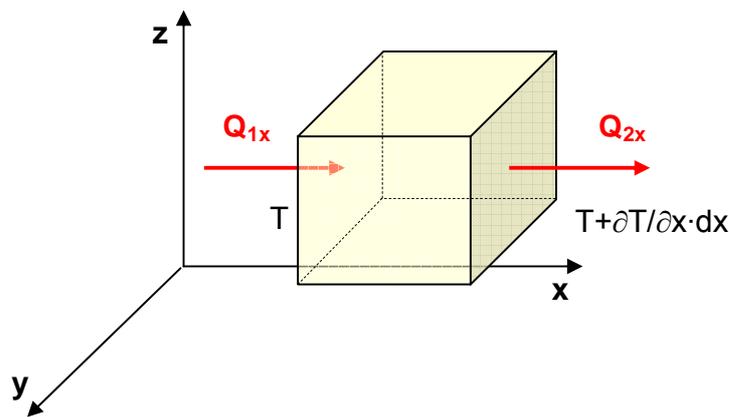


Figura 4. Transmisión de calor por conducción.

El calor que atraviesa la cara 1 menos el que pasa por la cara 2 es el calor absorbido por el elemento paralelepédico:

$$Q_{1x} - Q_{2x} = K_x \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (53)$$

Análogamente, en las direcciones  $y$ ,  $z$ ,

$$Q_{1y} - Q_{2y} = K_y \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (54)$$

$$Q_{1z} - Q_{2z} = K_z \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (55)$$

Por tanto, el calor total absorbido por el elemento de volumen  $dx \cdot dy \cdot dz$  a través de sus caras en la unidad de tiempo es:

$$dx \cdot dy \cdot dz \left( K_x \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K_y \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + K_z \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (56)$$

Si no hay generación o consumo de energía en el interior del elemento, el calor absorbido será:

$$\rho \cdot c_p \cdot dv \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (57)$$

igualándolo a la expresión anterior:

$$\rho \cdot c_p \cdot dv \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = dv \cdot \left( K_x \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K_y \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + K_z \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (58)$$

Si el material es isótropo,  $K_x=K_y=K_z=K$

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = K \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = K \cdot \Delta^2 T \quad (59)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{K}{\rho \cdot c_p} \cdot \Delta^2 T \quad (60)$$

Esta ecuación expresada en coordenadas cilíndricas ( $r, \theta, z$ ) queda:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{K}{\rho \cdot c_p} \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (61)$$

Si la transmisión es unidimensional:

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (62)$$

y si además es en régimen estacionario,  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$  (63)

quedando entonces,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (64)$$

En caso de simetría axial: 
$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (65)$$

y si el régimen es estacionario, 
$$\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (66)$$

quedando,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (67)$$

## 2.4. Conducción en régimen estacionario

La figura 2 muestra una pared plana de área  $A$  y espesor  $e$ , cuya cara en  $x=0$  se mantiene a la temperatura  $T_1$ , mientras que el lado en  $x=L$  se mantiene a  $T_2$ . El flujo de calor  $Q$  a través de la pared se efectúa en la dirección de la disminución de la temperatura: si  $T_1 > T_2$ ,  $Q$  va en la dirección de  $x$  positiva.

La magnitud de la conductividad térmica  $K$  de una sustancia dada depende de manera crucial de su estructura microscópica, y también tiende a variar ligeramente con la temperatura.

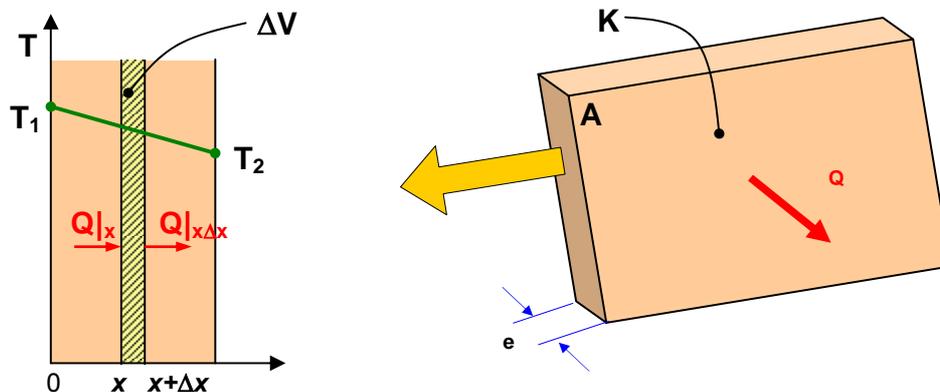


Figura 5. Conducción unidimensional estacionaria a través de una pared plana.

La figura 5 muestra un volumen elemental  $\Delta V$  situado entre  $x$  y  $x+\Delta x$ ;  $\Delta V$  es un sistema cerrado y el principio de conservación de la energía es válido. Si se supone régimen o estado estacionario, entonces las temperaturas no varían con el tiempo y  $dT/dt=0$ ; si además no se genera calor dentro del volumen,  $Q=0$ . Entonces, la conservación de energía establece que el flujo calorífico neto hacia el interior del

sistema es cero. Puesto que hay flujo de calor hacia  $\Delta V$  a través de la cara en  $x$ , y hacia el exterior de  $\Delta V$  a través de la caída en  $x+\Delta x$ ,

$$Q|_x=Q|_{x+\Delta x} \quad (68)$$

es decir, que el flujo de calor  $Q$  es constante.

Sin embargo, de la ley de Fourier [Ec. (3)],

$$Q = q \cdot A = -K \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (69)$$

Las variables son separables: reordenando e integrando sobre el espesor de la pared:

$$\frac{Q}{A} \cdot \int_0^e dx = - \int_{T_1}^{T_2} K \cdot dT \quad (70)$$

donde  $Q$  y  $A$  se pueden sacar de la integral al ser constantes.

Si se ignora la pequeña variación de  $K$  con la temperatura, se obtiene:

$$Q = -K \cdot A \cdot \frac{T_2 - T_1}{e} \quad (71)$$

## 2.5. Casos particulares de interés en la industria

Las ecuaciones diferenciales junto con las condiciones de contorno permiten conocer la distribución de temperaturas.

### a) Pared plana:

En este caso, 
$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (72)$$

que integrada, da:

$$T = B \cdot x + C \quad (73)$$

con lo que la distribución de temperaturas en el interior de la pared varía linealmente, y con las condiciones de contorno:

$$\begin{array}{lll} T = T_1 & \text{para} & x = x_1 \\ T = T_2 & \text{para} & x = x_2 \end{array}$$

obteniendo las constantes de integración, queda:

$$T = \frac{T_1 - T_2}{x_1 - x_2} \cdot x + \frac{T_2 \cdot x_1 - T_1 \cdot x_2}{x_1 - x_2} \quad (74)$$

La cantidad de calor transmitido a través de la superficie **A** será:

$$Q = -K \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} = -K \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{x_1 - x_2} \quad (75)$$

### b) Pared tubular simple

En este caso, 
$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (76)$$

la solución general es

$$T = B \cdot \ln r + C \quad (77)$$

con lo que la temperatura varía de forma logarítmica con la distancia al centro.

Las constantes de integración se obtienen de las condiciones de contorno:

$$\begin{array}{lll} T = T_1 & \text{para} & r = r_1 \\ T = T_2 & \text{para} & r = r_2 \end{array}$$

resultando finalmente,

$$T = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln r + \frac{T_2 \cdot \ln r_1 - T_1 \cdot \ln r_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \quad (78)$$

El calor transmitido será:

$$Q = - \frac{K \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_1 - T_2)}{\ln \left( \frac{r_1}{r_2} \right)} \quad (79)$$

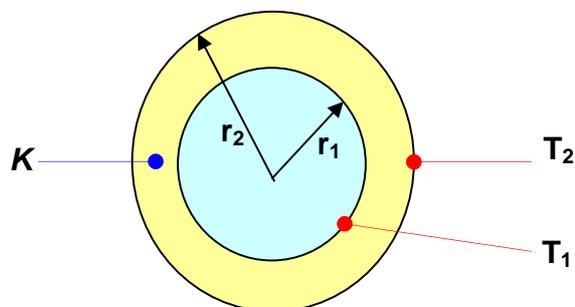


Figura 6. Transmisión de calor en paredes cilíndricas

### c) Pared plana compuesta

Un caso bastante frecuente en la práctica es el de paredes planas compuestas.

En régimen estacionario, la cantidad de calor que atraviesa la unidad de superficie en cualquier pared es la misma y aplicando la fórmula de Fourier para cada una:

$$Q = K_1 \cdot A \cdot \frac{T_i - T_1}{e_1} = K_2 \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{e_2} = \dots = K_n \cdot A \cdot \frac{T_{n-1} - T_e}{e_n} \quad (80)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_1}{e_1/K_1} = \frac{T_1 - T_2}{e_2/K_2} = \dots = \frac{T_{n-1} - T_e}{e_n/K_n} \quad (81)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_1 + T_1 - T_2 + \dots + T_{n-1} - T_e}{e_1/K_1 + e_2/K_2 + \dots + e_n/K_n} = \frac{T_i - T_e}{\sum e_i/K_i} \quad (82)$$

Por tanto,

$$Q = A \cdot (T_i - T_e) \cdot \frac{1}{\sum e_i/K_i} = U \cdot A \cdot (T_i - T_e) \quad (83)$$

siendo,

$$\frac{1}{U} = \sum \frac{e_i}{K_i} \quad (84)$$

**U** coeficiente global de transmisión de calor [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}$ ].

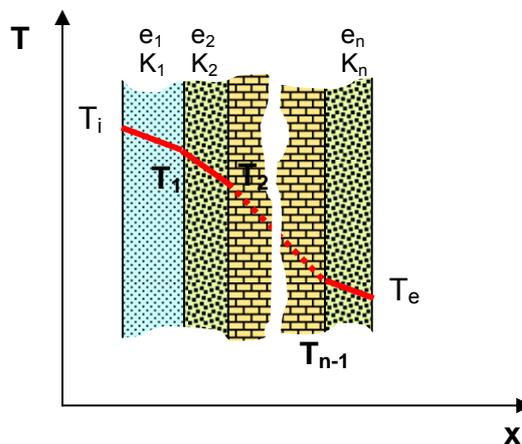


Figura 7. Pared plana compuesta

## 2.6. Coeficiente de conductividad térmica

La constante de proporcionalidad  $K$  es el coeficiente de conductividad que depende de la composición química, de la fase en que se encuentra el cuerpo y de la temperatura.  $K$  decrece según se trate de metales, cuerpos cristalizados, cuerpos amorfos, líquidos metálicos, líquidos y gases.

Para una misma sustancia, el sólido es más conductor que el líquido y éste más que el gas; así el valor de  $K$  para el mercurio sólido es de 167.5 [kJ/h·m·°C], de 6.7 en el estado líquido y de 0.12 en el estado gaseoso.

La dependencia de la temperatura se puede expresar como:

$$K_t = K_0 \cdot (1 + b \cdot T) \quad (85)$$

siendo,

$K_0$  conductividad a 0°C

$b$  constante que depende del cuerpo; así,  $b > 0$  para metales aleados, amorfos y gases, y  $b < 0$  para metales puros y líquidos.

En muchas situaciones prácticas se obtienen resultados satisfactorios considerando un valor constante basado en la temperatura media del intervalo.

En el caso de los productos comerciales, como los aislantes, los datos pueden ser proporcionados por el fabricante.

El ingeniero requiere datos sobre la conductividad para resolver los problemas de conducción del calor y generalmente no se interesa demasiado por los mecanismos físicos de este fenómeno. Sin embargo, para algunas sustancias los datos pueden ser escasos o inexistentes, en cuyo caso resulta útil conocer la física de la conducción a fin de interpolar o extrapolar a partir de los datos disponibles. Por desgracia, los mecanismos de la conducción son muchos y resultan complicados, y sólo es posible desarrollar modelos teóricos simples para los gases y para los metales puros.

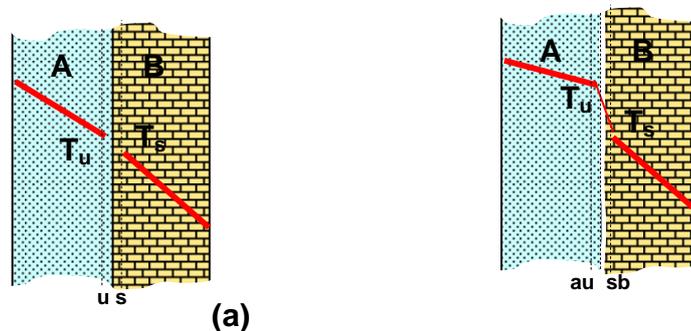


Figura 8. Interfaces entre dos capas de una pared compuesta. (a) Superficies lisas. (b) Superficies rugosas.

### Resistencia por contacto

La figura 5 la muestra la interfaz entre dos capas de una pared compuesta, donde se ha supuesto que las superficies son perfectamente lisas. Como se muestra en la figura, dos superficies matemáticas,  $u$  y  $s$ , se encuentran a cada lado e infinitamente próximas a la interfaz real. La primera ley de la termodinámica, aplicada al sistema cerrado entre las superficies  $u$  y  $s$ , exige que

$$Q|_u = Q|_s \quad (86)$$

puesto que no se puede almacenar energía en cantidad infinitesimal de material dentro del sistema. Si consideramos un área unitaria y usamos la ley de Fourier, obtenemos:

$$-K_A \cdot \frac{dT}{dx} \Big|_u = -K_B \cdot \frac{dT}{dx} \Big|_s \quad (87)$$

Además, como la distancia entre las superficies  $u$  y  $s$  es mínima, el equilibrio termodinámico exige que:

$$T_u = T_s \quad (88)$$

como se muestra sobre el perfil de temperaturas (para  $K_A > K_B$ ). Para superficies perfectamente lisas no hay resistencia térmica en la interfaz.

La figura 6 muestra una situación más realista, en la que las superficies son un poco rugosas. Los materiales sólidos están en contacto en relativamente pocos puntos, y los espacios pueden contener algún fluido o, en ciertas aplicaciones, el vacío. El flujo de calor en la región de la interfaz es complicado: la conducción es tridimensional ya que el calor intenta "colarse" por las áreas de contacto, y hay caminos paralelos de conducción y de radiación a través de los huecos.

Las superficies  $u$  y  $s$  se encuentran a ambos lados de una interfaz definida de manera algo arbitraria. Por añadidura, las superficies  $a$  y  $b$  se encuentran a la distancia necesaria para que la conducción sea unidimensional. No se muestra ningún perfil de temperaturas entre las superficies  $a$  y  $b$  porque no existe un perfil único  $T(\mathbf{x})$ ; por el contrario, se han extrapolado a la interfaz los perfiles de temperatura para la materia sólida, como se muestra, definiendo de esta manera las temperaturas y los gradientes de temperatura en las superficies  $u$  y  $s$ . Como en el caso de las superficies perfectamente lisas, la primera ley exige que se cumpla la Ec. (32).

Pero en este caso la temperatura no es continua en la interfaz; esto es,  $T_u \neq T_s$ . La resistencia térmica al flujo de calor en la interfaz se llama resistencia por contacto y se suele expresar en términos de una conductancia interfacial  $H_i$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ], que se define de manera análoga a la ley de enfriamiento de Newton, es decir:

$$Q = H_i \cdot A \cdot (T_u - T_s) \quad (89)$$

Tabla 1. Conductancias interfaciales típicas (a presiones moderadas y acabados usuales). (Mills, 1997)

<i>Interfaz</i>	<i>H<sub>i</sub></i> [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Cerámica-cerámica	500-3000
Cerámica-metal	1500-8500
Grafito-metal	3000-6000
Acero inoxidable-acero inoxidable	1700-3700
Aluminio-aluminio	2200-12 000
Acero inoxidable-aluminio	3000-4500
Cobre-cobre	10 000-25 000
Aluminio rugoso-aluminio (condiciones de vacío)	≈150
Hierro-aluminio	4000-40000



## Tema 3. Transmisión de calor por convección

### 3.1. Introducción

El mecanismo de convección se basa principalmente en la creación de corrientes en el seno de un fluido, por lo que se distingue nítidamente de la conducción, que se puede dar en los fluidos y en los cuerpos rígidos, y de la radiación, que no requiere medio conductor.

Las corrientes producidas en el seno del fluido pueden tener dos orígenes:

a) natural, por efecto de la gravedad sobre zonas del fluido que tienen distintas densidades causadas por diferencias de temperatura entre las mismas. En este caso las corrientes son causadas por diferencias de energía potencial (flujo por gravedad o termosifón).

b) artificial o forzada, cuando las corrientes se originan por diferencias de energía cinética (elemento impulsor: bomba, ventilador).

#### 3.1.1. Régimen del flujo

Se conoce como régimen del flujo a la forma en la que se produce el movimiento del fluido, desde el punto de vista del mayor o menor desorden del flujo. Se llama régimen de flujo laminar a un flujo ordenado en el que el fluido se mueve en una sección uniforme, con un gradiente continuo de velocidades desde el centro de la sección (donde la velocidad es máxima) hasta la periferia, donde el fluido en reposo que rodea la sección tiene velocidad cero.

Se dice que una zona está en régimen de flujo turbulento cuando el flujo es desordenado y la corriente se desplaza formando torbellinos irregulares.

#### 3.1.2. Convección sin transferencia de masa

Los intercambios de calor por convección ponen en juego desplazamiento de materia. Principalmente se producen por el movimiento de los fluidos (aire de una cámara frigorífica, gas refrigerante o agua de calefacción).

Cuando el movimiento es provocado por algún medio mecánico (ventiladores de aire, compresores o bomba de circulación de agua), se denomina convección forzada.

Los intercambios de calor entre fluidos y paredes a diferentes temperaturas producen variaciones de densidad en los fluidos. Se denomina convección natural cuando el movimiento del fluido está producido por las variaciones de densidad.

Cualquiera que sea el régimen de flujo de un fluido, se mantiene una sub-capa laminar (en la capa límite dinámica) cuyo espesor varía en función de la naturaleza del fluido, de su grado de agitación, de la rugosidad de la pared y de la temperatura.

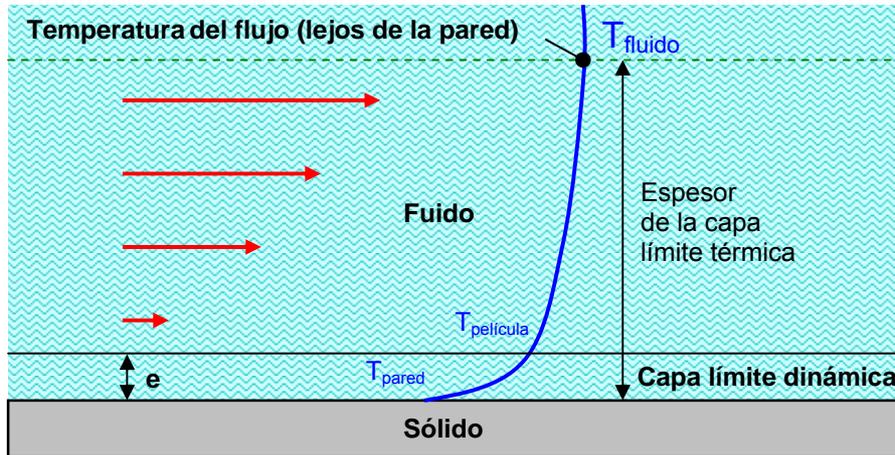


Figura 9. Capa límite térmica en un fluido

El gradiente térmico es particularmente elevado en la proximidad de la pared, es decir en la sub-capa laminar. El elevado gradiente es consecuencia de la baja conductividad térmica de contacto de la película de fluido que prácticamente se adhiere a la pared.

La resistencia térmica al intercambio de calor se encuentra localizada en la película laminar situada en la base de la capa límite térmica que actúa como aislante.

El flujo de calor intercambiado por convección por unidad de superficie es:

$$q_{convección} = k/e_p \cdot (T_{pared} - T_{película}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (90)$$

**k** conductividad térmica del fluido [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$ ]

**e<sub>p</sub>** espesor de la película laminar [m]

**T<sub>pared</sub>** temperaturas de la pared [°C]

**T<sub>película</sub>** temperaturas del fluido en el límite de la película laminar [°C]

- **Convección libre**

Si inicialmente el fluido en contacto con la pared está en reposo, la energía transmitida por conducción a través de la película laminar tiende a aumentar la agitación de los átomos.

La densidad del fluido disminuye lo que origina corrientes de convección que aumentan el transporte de energía y ocultan el proceso de conducción.

- **Convección forzada**

Si inicialmente el fluido tiene una cierta velocidad la transferencia de calor por convección se encuentra activada desde el principio.

En el caso de un régimen térmico bien establecido se puede utilizar la temperatura media del fluido, que resulta de la mezcla provocada por las corrientes de convección:

$$q_{convección} = k/e_p \cdot (T_{pared} - T_{fluido}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (91)$$

La conductividad térmica del fluido y el espesor de la película laminar, que difícilmente son conocidos se suelen sustituir por un coeficiente de convección:

$$Q_{convección} = h_c \cdot A \cdot (T_{pared} - T_{fluido}) \text{ [W]} \quad (92)$$

El coeficiente de convección  $h_c$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$ ] depende de las características del fluido y del flujo, de las temperaturas y de la geometría de las superficies de intercambio de calor. Los coeficientes de convección se suelen expresar en función de números adimensionales.

### 3.2. Ley de enfriamiento de Newton

El proceso de calentamiento de un fluido generalmente ocurre desde un medio sólido (que a su vez puede recibir calor de una llama, o de otro fluido caliente, como vapor) hacia el fluido a calentar.

En primer lugar hay una pared sólida, normalmente limpia, con un cierto grado de rugosidad que depende del material, grado de uso, etc. Luego está la sub-capa laminar más gruesa o más delgada, y enseguida la zona de turbulencia totalmente desarrollada, que domina en toda la masa del fluido (Fig. 1).

La mayor resistencia al paso del calor está en la sub-capa laminar, porque el sólido suele ser un buen conductor del calor, y en régimen turbulento los torbellinos se encargan de transmitir eficazmente el calor mezclando totalmente el fluido cálido de las cercanías de la pared con el resto. Analizando la cuestión desde el punto de vista de la conducción a través de la sub-capa laminar, y aplicando la ecuación de Fourier a la capa de fluido se obtiene una expresión equivalente a la de la Ec.(50):

$$\frac{Q}{A} = k \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{k}{e_p} \cdot dT = h_c \cdot dT \quad \Rightarrow \quad Q = h_c \cdot A \cdot dT \quad (93)$$

El primero en usar la ecuación (4) fue Newton en 1701. La ecuación (4) se suele denominar ley de enfriamiento de Newton, aunque más bien se trata de una definición de  $h_c$  y no de una verdadera ley física.

El coeficiente de película del fluido debe evaluarse individualmente para cada situación particular por las siguientes razones:

1) El valor del coeficiente de conducción  $k$  depende del fluido y de la temperatura media de la capa laminar, que a su vez depende de su espesor.

2) El espesor de la capa laminar es extremadamente difícil de estimar.

El espesor de la capa laminar depende de muchos factores:

- de la viscosidad del fluido
- de su velocidad, puesto que a altas velocidades el espesor es menor que a bajas velocidades.
- de la rugosidad de la superficie
- de su disposición geométrica, es decir, si está horizontal o vertical, y si está vertical de si el fluido corre de arriba hacia abajo, de abajo hacia arriba o cruzado
- de si el fluido se calienta o se enfría, o hierve, o se condensa

### **3.3. Ecuaciones básicas de la convección**

El problema de la convección es muy complejo y escapa al análisis teórico por lo que la principal herramienta para su estudio es el Análisis Dimensional. Provee una base que permite analizar el problema y predecir la forma que tendrá el modelo matemático que lo describe. Posteriormente, apoyándose en ese modelo, es más fácil proyectar los experimentos y procesar la información que permita conseguir una correlación precisa.

#### **3.3.1. Análisis Dimensional**

El Análisis Dimensional es una herramienta teórica cuya principal utilidad reside en que permite encontrar la forma del modelo matemático que describe una situación física por medio de la homogeneidad dimensional que se atribuye al modelo en una cierta base dimensional predefinida. Se denomina base a un conjunto de unidades fundamentales que bastan para describir totalmente las variables que intervienen en el modelo.

En el caso de la convección, la base está integrada por las unidades fundamentales: Fuerza, Longitud, Energía (o Calor), Temperatura y Tiempo. Si se elige como sistema el SI, la base está integrada por las unidades fundamentales: Masa, Longitud, Temperatura y Tiempo. Toda magnitud que interviene en un problema de transmisión de calor se puede describir en términos de las unidades de la base. El Análisis Dimensional a partir de los trabajos de Bridgman usa mucho los números

adimensionales, que son agrupaciones de variables que se combinan entre sí por medio de productos y cocientes de modo que las unidades de las mismas se cancelen mutuamente entre sí, resultando un valor numérico sin unidades.

Los números más usados son:

- **Número de Nusselt:**

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{k} \quad (94)$$

- **Número de Prandtl:**

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = \frac{\nu}{k / \rho \cdot c_p} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (95)$$

- **Número de Reynolds:**

$$Re = \frac{L \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{L \cdot v}{\nu} \quad (96)$$

- **Número de Grashof:**

$$Gr = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L^3}{\nu^2} \quad (97)$$

- **Número de Péclet:**

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{v \cdot L}{\alpha} \quad (98)$$

- **Número de Stanton:**

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h_c}{v \cdot \rho \cdot c_p} \quad (99)$$

- **Número de Graetz:**

$$G_z = \frac{\pi \cdot Pe}{4 \cdot L/D} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v \cdot \rho \cdot c_p}{4 \cdot k \cdot L} \quad (100)$$

- **Número de Rayleigh:**

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} = \frac{D^3 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot c_p}{\mu \cdot k} \quad (101)$$

- **Número de Condensación:**

$$Co = \frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \lambda}{D \cdot \mu \cdot \Delta T} \quad (102)$$

- Número de transferencia de calor:

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (103)$$

donde:

- $v$  velocidad de flujo [ $m \cdot s^{-1}$ ]
- $c_p$  calor específico [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
- $D$  diámetro o diámetro equivalente [m]
- $g$  aceleración de la gravedad, 9.81 [ $m \cdot s^{-2}$ ]
- $h_c$  coeficiente de película o de transferencia de calor por convección [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
- $k$  coeficiente de conducción [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
- $L$  magnitud longitudinal característica [m]
- $\alpha$  difusividad térmica [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $\beta$  coeficiente de dilatación térmica [ $1/K$ ]
- $\lambda$  calor latente de ebullición o condensación [kJ/kg]
- $\mu$  viscosidad dinámica [ $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$ ]
- $\mu_w$  viscosidad dinámica medida a la temperatura de la pared o en la capa laminar [ $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$ ]
- $\nu$  viscosidad cinemática [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $\rho$  densidad [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

### 3.3.2. Aplicaciones de algunos números adimensionales

Algunos de los números adimensionales tienen una importancia extraordinaria en las aplicaciones prácticas del intercambio de calor.

- Número de Nusselt

De acuerdo con la definición del número de Nusselt [Ec. (5)], su valor es:

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{\lambda} \quad (104)$$

Por otra parte, el coeficiente de película se definió en la ecuación (4) como:

$$h_c = \frac{k}{dx} \quad (105)$$

Introduciendo esta igualdad en el número de Nusselt se obtiene:

$$Nu = \frac{h_c \cdot D}{k} = \frac{k}{dx} \cdot \frac{D}{k} = \frac{D}{dx} \quad (106)$$

De esto se deduce que el número de Nusselt representa un cociente de una dimensión lineal característica de la geometría del sistema (diámetro  $D$  o longitud  $L$ ) sobre el espesor equivalente de la película de fluido en la que se encuentra la mayor resistencia al transporte de energía.

### - Número de Grashof

El número de Grashof se puede comparar con el número de Reynolds que constituye una expresión del cociente entre las fuerzas dinámicas y las fuerzas de resistencia que tienen su origen en la viscosidad. El número de Reynolds representa un valor que caracteriza el comportamiento dinámico de un fluido con respecto a la transferencia de cantidad de movimiento. Por su parte, el número de Grashof caracteriza el comportamiento dinámico de los fluidos con respecto a la transferencia de energía como calor en convección natural.

Tal como se define en la ecuación (8) el número de Grashof es:

$$Gr = \frac{D^3 \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\mu^2} \quad (107)$$

Cuando una masa de fluido se calienta experimentando un incremento de su temperatura  $\Delta T$  se produce una variación en su densidad que se puede calcular como el producto ( $\beta \cdot \Delta T$ ). En consecuencia, la aceleración que sufre el fluido debida a este cambio de su densidad es ( $g \cdot \beta \cdot \Delta T$ ). Al recorrer el fluido una distancia vertical  $D$  o longitud  $L$  se ve acelerado hasta una velocidad tal que su cuadrado es:

$$v^2 = \beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot D \quad (108)$$

Sustituyendo esta expresión en la anterior, se obtiene:

$$Gr = \left( \frac{D \cdot \rho \cdot v}{\mu} \right)^2 \quad (109)$$

Si se examina el término entre paréntesis se puede observar que es el número de Reynolds. Esto indica que el número de Grashof cumple el mismo papel con respecto a la transferencia de calor por convección natural que el que cumple el número de Reynolds con respecto a la transferencia de cantidad de movimiento. Desde el punto de vista práctico, se puede observar que valores pequeños del número de Grashof significan capacidades reducidas de transporte de calor por convección natural, puesto que están asociados con viscosidades elevadas o con gradientes térmicos demasiado pequeños para poder transferir cantidades importantes de calor.

### - Número de Prandtl

El número de Prandtl fue definido en la ecuación (6) como:

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (110)$$

Dividiendo el numerador y denominador por la densidad se obtiene:

$$\text{Pr} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho \cdot C_p}} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (111)$$

El cociente  $\mu/\rho=\nu$  (viscosidad cinemática) representa la difusividad de cantidad de movimiento, que se puede describir como la capacidad de transporte de cantidad de movimiento. En el numerador se encuentra la difusividad térmica,  $k/\rho \cdot C_p=\alpha$ , que análogamente representa la capacidad de transporte de calor.

El número de Prandtl representa por tanto la relación entre la capacidad del fluido para la transferencia simultánea de energía en forma de cantidad de movimiento y de calor. En términos cuantitativos, cuanto mas grande sea el número de Prandtl tanto menor cantidad de energía se puede transferir en forma de calor, a menos que se utilicen grandes cantidades de energía en incrementar su velocidad porque los valores altos del número de Prandtl se producen cuando el fluido es muy viscoso o cuando su conductividad térmica es muy pequeña.

### 3.3.2. Coeficiente de transferencia de calor por convección

En general, la velocidad de transferencia de calor por convección es una función complicada de la geometría y la temperatura de las superficies, de la temperatura y la velocidad del fluido y de las propiedades termofísicas de éste. En el caso de un flujo forzado externo, la velocidad de transferencia de calor es aproximadamente proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie  $T_s$  y la temperatura de la corriente libre del fluido  $T_f$ . La constante de proporcionalidad se conoce como coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_c$ :

$$q_s = h_c \cdot \Delta T \quad (112)$$

donde,

$$\Delta T = T_s - T_f \quad (113)$$

$q_s$  flujo de calor de la superficie al fluido [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ]

La situación es más complicada en el caso de convección natural. Si el flujo es laminar,  $q_s$  varía como  $\Delta T^{5/4}$ , si el flujo es turbulento, varía como  $\Delta T^{4/3}$ . De cualquier

manera, resulta conveniente definir un coeficiente de transferencia de calor por medio de la ecuación (23); entonces  $h_c$  varía como  $\Delta T^{1/4}$  en los flujos laminares y como  $\Delta T^{1/3}$  en flujos turbulentos.

Un problema de importancia práctica es el de la transferencia de calor por convección a un fluido que circula por dentro de una tubería, como suele ocurrir en los intercambiadores de calor, en los condensadores y en varios tipos de calderas. Cuando se usa la ecuación (23) para flujos internos,  $\Delta T = T_b - T_f$ , donde  $T_f$  es la temperatura media del fluido, la cual se conoce como temperatura de masa o temperatura media de mezcla.

Si la temperatura de la pared de la tubería  $T_b$  es uniforme sobre toda su longitud y el flujo es laminar ( $Re_D \leq 2300$ ), entonces el coeficiente de transferencia de calor lejos de la entrada de la tubería, viene dado por la relación exacta:

$$h_c = 3.66 \cdot \frac{k}{D} \quad (114)$$

El coeficiente de transferencia de calor es directamente proporcional a la conductividad térmica, inversamente proporcional al diámetro de la tubería e independiente de la velocidad de flujo.

Por otra parte, en el caso de un flujo totalmente turbulento ( $Re_D \geq 10000$ ),  $h_c$  se expresa de manera aproximada con la siguiente correlación de datos experimentales:

$$h_c = 0.023 \cdot \frac{v^{0.8} \cdot k^{0.6} \cdot (\rho \cdot c_p)^{0.4}}{D^{0.2} \cdot \nu^{0.4}} \quad (115)$$

En contraste con el caso del flujo laminar, ahora  $h_c$  depende fuertemente de la velocidad,  $v$ , pero débilmente del diámetro. Otras propiedades del fluido que intervienen en la relación, además de la conductividad térmica, son: la viscosidad cinemática,  $\nu$ , la densidad,  $\rho$ , y el calor específico,  $c_p$ .

Las ecuaciones (114) y (115) sólo son válidas a cierta distancia de la entrada del tubo e indican que, en dicha región, el coeficiente de transferencia de calor no depende de la posición a lo largo del tubo. Cerca de la entrada los coeficientes de transferencia de calor tienden a ser más elevados debido a la producción de vórtices a gran escala por desviaciones y esquinas pronunciadas, y a los efectos del calentamiento repentino del fluido.

La figura 10 muestra un flujo por convección natural sobre una superficie vertical calentada, así como un esquema de la variación asociada de  $h_c$  a lo largo de la superficie.

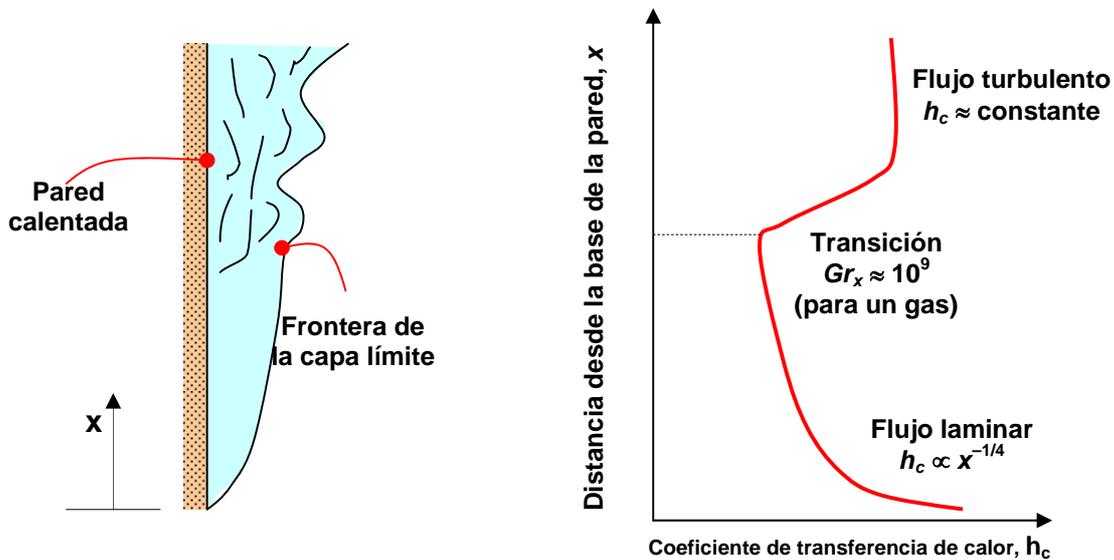


Figura 10. Capa límite en convección natural sobre una pared vertical, mostrando la variación del coeficiente de transferencia de calor local (Mills, 1997).

Se muestra la transición de una capa límite laminar a una turbulenta. En los gases la posición de la transición está determinada por el valor del número de Grashof, definido como:

$$Gr_x \approx (\beta \cdot \Delta T) \cdot g \cdot x^3 / \nu^2 \quad (116)$$

donde,

$x$  distancia desde la base de la superficie, donde empieza la capa límite [m]

En una pared vertical, la transición ocurre cuando  $Gr_x \approx 10^9$ . Los experimentos muestran que en el caso del aire a temperaturas normales, el coeficiente de transferencia de calor para la convección natural sobre una pared vertical puede aproximarse por medio de las siguientes fórmulas:

- **Flujo laminar:**  $h_c = 1.07 \cdot (\Delta T/x)^{1/4} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 10^4 < Gr_x < 10^9 \quad (117)$

- **Flujo turbulento:**  $h_c = 1.3 \cdot (\Delta T)^{1/3} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 10^9 < Gr_x < 10^{12} \quad (118)$

Puesto que estas ecuaciones tienen dimensiones, es necesario especificar las unidades de  $h_c$ ,  $\Delta T$  y  $x$ , o sea  $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ ,  $[\text{K}]$  y  $[\text{m}]$ , respectivamente. Obsérvese que  $h_c$  varía como  $x^{-1/4}$  en la región laminar, pero es independiente de  $x$  en la región turbulenta.

Cuando solo interesa conocer la transferencia de calor total desde una superficie es conveniente definir un coeficiente de transferencia de calor medio  $h_c'$  para una superficie isotérmica de área  $A$  por medio de la relación:

$$Q = h_c' \cdot A \cdot (T_s - T_f) \quad (119)$$

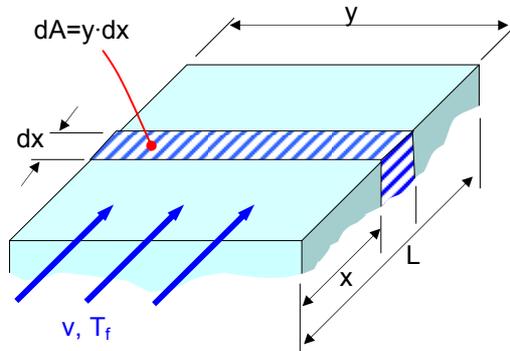


Figura 11. Superficie isotérmica que se usa para definir el coeficiente de transferencia de calor medio  $h_c'$ .

La transmisión de calor de la superficie de ancho  $y$  y longitud  $dx$  es:

$$dQ = h_c' \cdot (T_s - T_f) \cdot y \cdot dx \quad (120)$$

De forma que el calor total vendrá dado por la integración entre los límites de la superficie total (0 y  $L$ ):

$$Q = \int_0^L h_c \cdot (T_s - T_f) \cdot y \cdot dx \quad (121)$$

es decir,

$$Q = \left( \frac{1}{A} \cdot \int_0^A h_c \cdot dA \right) \cdot A \cdot (T_s - T_f) \quad (122)$$

si  $(T_s - T_f)$  es independiente de  $x$ .

Puesto que  $T_s$  es en general constante, esta condición requiere que la pared sea isotérmica. Así pues, comparando las ecuaciones (119) y (122) se obtiene el valor del coeficiente de transmisión de calor por convección medio:

$$h_c' = \frac{1}{A} \cdot \int_0^L h_c \cdot dA \quad (123)$$

La tabla 2 proporciona los valores de los órdenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio para diversas circunstancias. En general, un coeficiente de transferencia de calor elevado está asociado con altas

conductividades térmicas de los fluidos, altas velocidades de flujo y superficies pequeñas. Sin embargo, los altos coeficientes de transferencia de calor para el agua en ebullición y el vapor en condensación tienen como causa la elevada entalpía de cambio de fase (calor latente) que es un factor determinante.

Tabla 2. Órdenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio.

<b>Flujo y fluido</b>	<b><math>h'_c</math> [<math>W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}</math>]</b>
Convección libre, aire	3-25
Convección libre, agua	15-100
Convección forzada, aire	10-200
Convección forzada, agua	50-10000
Convección forzada, sodio líquido	10000-100000
Condensación de vapor	5000-50000
Ebullición de agua	3000-100000

La complejidad de la mayoría de los casos en los que interviene la transferencia de calor por convección hace necesario utilizar correlaciones de datos experimentales. Para una situación particular pueden existir diversas correlaciones, que generalmente van perfeccionando su exactitud conforme se avanza en las investigaciones.

El movimiento de un fluido a lo largo de una superficie hace que aumente la velocidad de transferencia de calor entre dicha superficie y el fluido. Un fluido que se desplaza transporta energía térmica en virtud de su movimiento, y lo hace con gran eficacia: los coeficientes de transferencia de calor convectiva que resultan de dicho movimiento pueden llegar a ser muy elevados. Para definir el coeficiente de transferencia de calor, es necesario considerar tres tipos de flujo:

1. Flujo forzado externo
2. Flujo forzado interno
3. Flujo de convección natural

### 3.4. Convección forzada

Existen multitud de casos de convección forzada por lo que solo se estudiarán un par de ellos de interés en la agroindustria.

#### 3.4.1. Flujo forzado alrededor de un cilindro

Las isothermas que se forman alrededor de un cilindro que se sitúa transversalmente a una corriente forzada de aire se acercan unas a otras en el lado frontal a medida que aumenta la velocidad del aire. Cuando la velocidad es suficientemente grande, el fluido calentado queda confinado a una capa límite térmica muy delgada, cuyo espesor es similar al de la capa límite hidrodinámica. El flujo por la parte posterior es más

complicado y, cuando ocurre el fenómeno de separación de flujos, se forman vórtices que se desprenden del cilindro (Fig. 12).

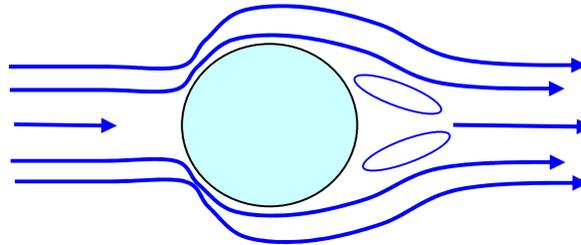


Figura 12. Flujo alrededor de un cilindro calentado.

La ley de Fourier no sólo es válida para un sólido estacionario, sino que también se aplica a un fluido en movimiento. Así, a medida que las isotermas se van aproximando entre sí y que el gradiente de temperatura normal a la superficie del cilindro aumenta, también aumenta la conducción del calor. De hecho, el fluido que está en contacto con el cilindro se encuentra estacionario debido a la acción de la viscosidad, por lo que el calor sólo se puede transferir de la superficie del cilindro al fluido por conducción. Por lo tanto, la velocidad local de transferencia de calor por convección viene dada por la expresión:

$$q_s = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (124)$$

donde,

$y$  coordenada en la dirección normal a la superficie [m].

Por otro lado, la ley de enfriamiento de Newton [Ec. (93)], definía el coeficiente de transferencia de calor convectiva por medio de la relación:

$$q_s = h_c \cdot (T_s - T_f) \quad (125)$$

Combinando las ecuaciones (124) y (125) se obtiene:

$$h_c = \frac{-k \cdot (\partial T / \partial y)_{y=0}}{T_s - T_f} \quad (126)$$

El aumento de la velocidad del fluido hace crecer el gradiente de temperatura en la superficie, lo que a su vez eleva el coeficiente de transferencia de calor.

### 3.4.2. Flujo a través de un tubo

La figura 5a muestra un perfil de temperatura para el flujo laminar dentro de un tubo, a cierta distancia de la entrada. En este caso la capa límite térmica se extiende al eje del tubo y su espesor es independiente de la velocidad. Como resultado de esto, el gradiente de la temperatura en la pared no depende de la velocidad, así como tampoco lo hace el coeficiente de transferencia de calor [Ec. (24)].

La figura 5b muestra el caso del flujo turbulento, en el que el aumento de la velocidad produce un incremento de la mezcla por turbulencia en el centro del flujo, lo cual provoca un adelgazamiento de la subcapa viscosa contigua a la pared, con un aumento del coeficiente de transferencia de calor [Ec. (25)].

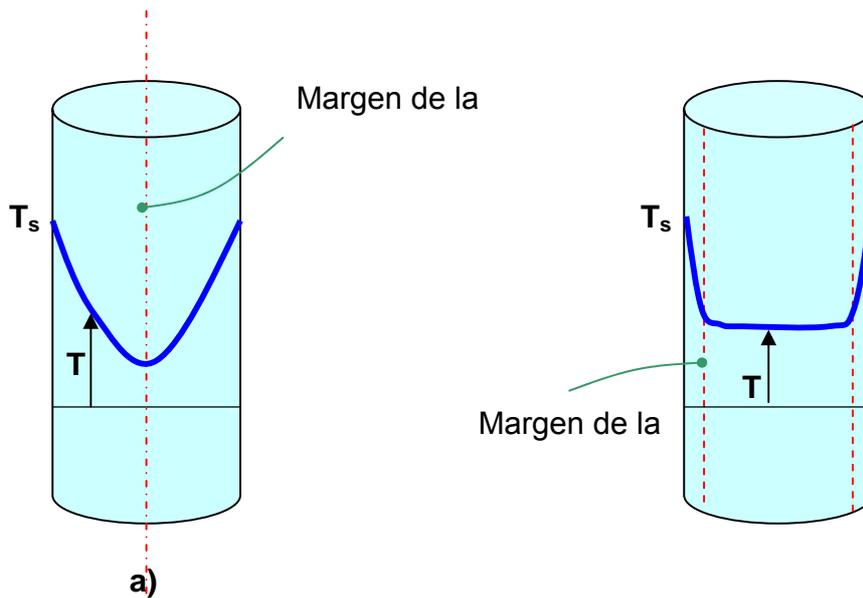


Figura 13. Perfiles de temperatura para los flujos laminar y turbulento dentro de un tubo. (a) Flujo laminar (b) Flujo turbulento (Mills, 1997).

Para un flujo interno, como el flujo dentro de un tubo o en un espacio anular, se define el coeficiente de transferencia de calor en función de la temperatura de masa, que es la temperatura que alcanzaría el fluido que se encuentra en una posición dada a lo largo del eje si se mezclara dentro de una cámara adiabática. El perfil de la velocidad  $v(r)$  es parabólico si el flujo es laminar, o más plano si el flujo es turbulento. La velocidad de flujo de masa  $m$  [kg/s] se obtiene integrando sobre la sección transversal:

$$m = \int_0^R \rho \cdot v \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (127)$$

y, por el principio de conservación de la masa, es la misma al entrar que al salir de la cámara. La aplicación de la ecuación de la energía para flujo estacionario exige que la

velocidad a la que la entalpía  $i$ , entra a la cámara sea igual a la velocidad con la que sale:

$$\int_0^R \rho \cdot v \cdot i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \int_0^R \rho \cdot v \cdot i_f \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (128)$$

donde,

$i_f$  entalpía de masa [J/kg]

Suponiendo que las propiedades son constantes ( $\rho$  y  $c_p$ ) y tomando una entalpía de referencia de  $i=0$  en  $T=0$ , se puede escribir  $i=c_p \cdot T$  y se obtiene la siguiente igualdad, a partir de la ecuación (37), puesto que  $T_f$  no es función de  $r$ :

$$\int_0^R \rho \cdot v \cdot c_p \cdot T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \int_0^R \rho \cdot v \cdot c_p \cdot T_f \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = c_p \cdot T_f \cdot m \quad (129)$$

Eliminando  $c_p$  se obtiene:

$$T_f = \frac{\int_0^R \rho \cdot v \cdot T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr}{m} \quad (130)$$

lo que permite calcular la temperatura de masa si se conocen los perfiles de velocidad y de temperatura del flujo.

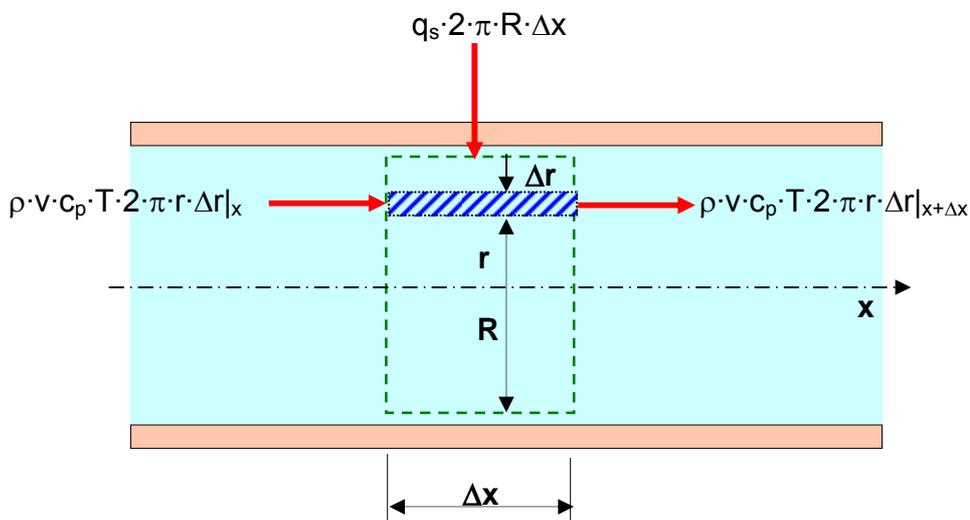


Figura 14. Balance de energía en un elemento de tubo de longitud  $\Delta x$ .

Considerando ahora un elemento de tubo de longitud  $\Delta x$  (Fig. 14), y aplicando de nuevo la ecuación de la energía para flujo estacionario:

$$q_s \cdot 2 \pi R \Delta x = \int_0^R \rho \cdot v \cdot c_p \cdot T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \Big|_{x=\Delta x} - \int_0^R \rho \cdot v \cdot c_p \cdot T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \Big|_x \quad (131)$$

donde,

$q_s$  flujo de calor por unidad de área a través de la pared [ $W \cdot m^{-2}$ ].

Combinando las ecuaciones (130) y (131), se tiene la igualdad:

$$q_s \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \Delta x = m \cdot c_p \cdot T_f|_{x=\Delta x} - m \cdot c_p \cdot T_f|_x \quad (132)$$

Dividiendo entre  $\Delta x$  y haciendo  $\Delta x \rightarrow 0$ , se obtiene:

$$q_s \cdot 2 \cdot \pi \cdot R = m \cdot c_p \cdot \frac{dT_f}{dx} \quad (133)$$

Si se define el coeficiente de transferencia de calor en términos de la temperatura de masa, o sea:

$$h_c = \frac{q_s}{T_s - T_f} \quad (134)$$

la ecuación (133) se convierte en:

$$h_c \cdot (T_s - T_f) \cdot 2 \cdot \pi \cdot R = m \cdot c_p \cdot \frac{dT_f}{dx} \quad (135)$$

Si la temperatura de la pared es constante sobre la longitud del tubo, sólo hay una variable dependiente  $T_f(x)$  y la ecuación puede integrarse directamente.

Para un tubo de longitud  $L$  y con  $T_s$  constante, la ecuación (135) se puede integrar tomando  $T_f = T_{f,ent}$  en  $x=0$  y  $T_f = T_{f,sal}$  en  $x=L$ , con lo que se obtiene:

$$T_{f,sal} = T_s - (T_s - T_{f,ent}) \cdot e^{-h'_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot L / m \cdot c_p} \quad (136)$$

donde  $h'_c$  es un coeficiente medio de transferencia de calor definido por la expresión:

$$h'_c = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L h_c \cdot dx \quad (137)$$

### 3.5. Convección natural

En el caso de la convección natural deben considerarse una gran cantidad de factores que influyen fundamentalmente en la forma que adopta el movimiento del fluido. Para este caso la mayoría de los coeficientes de película (pero no todos) se pueden predecir por medio de una ecuación de la forma:

$$Nu = \varphi \cdot (Gr)^a \cdot (Pr)^b \quad (138)$$

Donde  $\varphi$  es una función que depende de la forma, tamaño y disposición de la superficie y  $a$  y  $b$  son valores que también dependen de esos factores. Basándose en experiencias de laboratorio se han obtenido correlaciones como la Ec. (48), y en algunos casos en los que no se cumplía la anterior igualdad, Ec. (48), se obtuvieron fórmulas empíricas.

### 3.5.1. Convección natural dentro de tubos horizontales

Sieder y Tate (1936) desarrollaron una ecuación empírica que permite analizar la convección en tubos horizontales para  $Re < 2100$ :

$$Nu = 1.86 \cdot \left( Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \Rightarrow \frac{h_c \cdot D}{k} = 1.86 \cdot \left( \frac{4 \cdot m \cdot c_p}{\pi \cdot k \cdot L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (139)$$

Posteriormente la ecuación de Sieder y Tate fue corregida para flujo laminar (Kern, 1965), puesto que a bajas velocidades la convección no es natural sino forzada, por lo que introdujo un factor de multiplicación:

$$\Psi = \frac{2.25 \cdot \left( 1 + 0.01 \cdot (Gr)^{1/3} \right)}{\log_{10}(Re)} \quad (140)$$

Donde  $Gr$ , se evalúa a la temperatura media:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (141)$$

Siendo  $t_1$  la temperatura de entrada y  $t_2$ , la temperatura de salida del fluido frío dentro de tubos horizontales. Esta fórmula es válida para:  $Re < 2100$ ,  $L/D > 2$  y  $\mu > 1$  centipoise.

### 3.5.2. Criterio para determinar cuando hay convección natural

Se ha detectado experimentalmente la existencia de régimen de convección forzada para números de Reynolds inferiores a 50. Es decir, la existencia de régimen viscoso o laminar no garantiza que la convección sea natural. Aun en régimen laminar pleno ( $Re$  entre 100 y 1000) puede existir convección forzada cuando el flujo es horizontal y el fluido es poco viscoso.

La viscosidad de la mayoría de los líquidos disminuye con la temperatura, por lo que se favorece el flujo si se calientan. La temperatura media de un fluido calentado es:

$$t_f = \frac{t_{f1} + t_{f2}}{2} \quad (142)$$

donde,

$t_{f1}$  temperatura de entrada [°C]  
 $t_{f2}$  temperatura de salida [°C],  $t_{f2} > t_{f1}$ .

Se denomina temperatura media a la relación:

$$t_m = \frac{t_f + t_b}{2} \quad (143)$$

donde,

$t_b$  temperatura de la pared de tubo constante [°C].

A partir de estos valores de temperatura se puede determinar si el fluido se calienta en régimen de convección natural. Si el número de Rayleigh calculado a partir de la temperatura media,  $t_m$ , es superior a  $8 \times 10^5$  la influencia de la convección libre es fundamental y la convección libre predomina en el intercambio de calor:

$$(Gr \cdot Pr)_m > 8 \times 10^5 \quad (144)$$

### 3.5.3. Convección natural entre dos placas horizontales

Una capa de fluido de espesor  $L$  confinada entre dos placas isotérmicas que recibe calor por la parte inferior produce un flujo interno de convección natural (Figura 15). Para valores pequeños de la diferencia entre las temperaturas de las placas ( $T_2 - T_1$ ) el fluido permanece en reposo y la transferencia de calor a través de la capa se da únicamente por conducción.

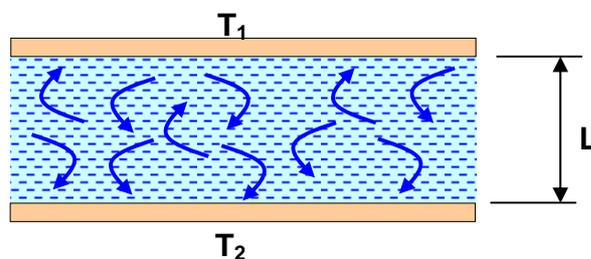


Figura 15. Flujo por convección entre dos placas horizontales.

Si la diferencia de temperatura entre las placas aumenta hasta cierto valor crítico el fluido se vuelve inestable y aparece un patrón de flujo celular. Dentro de cada celda el fluido caliente se mueve hacia arriba y el frío se desplaza hacia abajo; las isotermas adyacentes a cada placa se acercan unas a otras para acomodar la velocidad de transferencia de calor más alta a través de la capa de fluido.

Si el incremento es aún mayor, ocurren transiciones a flujos cada vez más complejos hasta que el flujo celular es reemplazado por un movimiento turbulento caótico. La región central de la capa de fluido es entonces casi isotérmica y la temperatura sólo varía dentro de unas subcapas viscosas muy delgadas adyacentes a cada una de las placas, donde la viscosidad amortigua los movimientos de turbulencia.

En general, es más importante conocer la transferencia de calor de una placa a la otra, que de una de las placas al fluido. Para tales configuraciones se suele definir el coeficiente medio de transferencia de calor en función de la diferencia de temperatura de las placas como:

$$h_c' = \frac{Q/A}{T_2 - T_1} \quad (145)$$

Resulta adecuado usar un coeficiente medio de transferencia de calor puesto que  $h_c$  no es constante sobre cada placa para el flujo celular. El flujo de calor se puede expresar en función de la conducción en el fluido cercano a las dos superficies (de coordenadas  $y=0$  y  $y=L$ ) como:

$$Q = \int_A q_s \cdot dA = \int_A -k \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \cdot dA = \int_A -k \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=L} \cdot dA \quad (146)$$

La tabla 3 resume las tres definiciones del coeficiente de transferencia de calor convectiva.

**Tabla 3. Resumen de ecuaciones de definición del coeficiente de transferencia de calor convectiva.**

<b>Configuración del flujo</b>	<b>Ecuación</b>	<b>Observaciones</b>
Flujo externo sobre una superficie	$q_s = h_c \cdot (T_s - T_f)$	$T_f$ es la temperatura de corriente libre
Flujo natural en un recinto	$Q/A = h_c' \cdot (T_2 - T_1)$	$T_2$ y $T_1$ son las temperaturas superficiales caliente y fría, respectivamente
Flujo interno dentro de un conducto	$q_s = h_c \cdot (T_s - T_f)$	$T_f$ es la temperatura de masa definida por la ecuación (40)

### 3.6. Convección con transferencia de masa

Se denomina transmisión de calor sensible a cualquier proceso en el que el fluido usado para calentar o enfriar no experimenta cambio de fase. Cuando se produce un cambio de fase por evaporación o condensación se suele denominar transmisión de calor latente.

### 3.6.1. Evaporación

La evaporación por la que un fluido pasa de estado líquido a gaseoso es un fenómeno físico que consume energía. La presión parcial de vapor de agua del aire y su energía (entalpía) aumentan. Este proceso solo es posible si la presión parcial del vapor de agua es inferior a la presión de vapor saturante.

El proceso de evaporación de un líquido se puede producir desde una superficie cuya temperatura es superior a la de saturación del vapor a la presión reinante. Se produce entonces una absorción de energía térmica, en forma de calor latente de vaporización, por parte del fluido líquido para pasar a vapor. De esta forma hay una transferencia de calor convectiva con cambio de fase desde la superficie al fluido.

Se puede definir el coeficiente de transmisión de calor de ebullición en base a la diferencia de la temperatura superficial y la de saturación de modo que el flujo de calor es:

$$Q/A=h_e \cdot (T_s - T_{sat}) \quad (147)$$

La transpiración de los productos vegetales es un sistema de refrigeración que le permite evitar una excesiva subida de temperatura como consecuencia de la absorción de energía radiante. La transpiración es proporcional al déficit de presión de vapor  $DPV$  e inversamente proporcional a la resistencia a la difusión de vapor entre el exterior y las paredes de las células del mesófilo.

### 3.6.2. Condensación

La condensación es un proceso por el que un fluido pasa de estado gaseoso a líquido. En el caso del agua, la condensación produce una disminución de la presión parcial de vapor de agua del aire y de su energía (entalpía). Este proceso solo es posible si la presión parcial del vapor de agua es superior a la presión de vapor saturante, es decir, la temperatura está por debajo del punto de rocío.

El proceso de condensación del vapor se produce, generalmente, haciendo que éste entre en contacto con una superficie cuya temperatura es inferior a la de saturación de dicho vapor a la presión reinante. La liberación de energía térmica del vapor hace que éste ceda su calor latente de vaporización, por tanto, se condense sobre la superficie. De esta forma hay una transferencia de calor convectiva con cambio de fase desde el fluido a la superficie.

La aparición de la fase líquida sobre la superficie de enfriamiento, en forma de gotas individuales o en la de una película continua, ofrece una mayor resistencia térmica al desprendimiento de calor del vapor restante, disminuyendo la transferencia de calor desde el fluido a la superficie.

## Tema 4. Transmisión del calor por radiación

### 4.1. Introducción

Toda materia emite constantemente radiación electromagnética que viaja por el vacío a la velocidad de la luz,  $c_0=3 \times 10^8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . La radiación puede presentar propiedades ondulatorias (efectos de interferencia) o propiedades corpusculares (efecto fotoeléctrico). La longitud de onda  $\lambda$  de la radiación se relaciona con la frecuencia  $\nu_f$  y la velocidad de propagación a través de la expresión:

$$c = \nu_f \cdot \lambda \quad (148)$$

La longitud de onda  $\lambda$  se mide en micrómetros, o micrones ( $1 \mu\text{m}=10^{-6} \text{ m}$ ), o en angstroms ( $1 \text{ \AA}=10^{-10} \text{ m}$ ).

El número de onda se relaciona con la longitud de onda y la frecuencia a través de la expresión:

$$\nu = \frac{1}{\lambda} = \frac{\nu_f}{c} \quad (149)$$

La radiación térmica implica la transferencia de calor de un cuerpo a otro de más baja temperatura mediante ondas electromagnéticas a través del medio que las separa. Las ondas en la radiación térmica tienen propiedades similares a otros tipos de ondas electromagnéticas, difiriendo únicamente en su longitud de onda.

Los efectos térmicos se asocian con la radiación en la banda de longitudes de onda de alrededor de  $0.1$  a  $100 \mu\text{m}$ , mientras que la radiación visible se encuentra en una banda muy estrecha que va de alrededor de  $0.4$  a  $0.7 \mu\text{m}$ .

Según la mecánica cuántica, la radiación interactúa con la materia por medio del intercambio de cuantos discretos llamados fotones, cada fotón tiene una energía  $E_f$  dada por la expresión:

$$E_f = h \cdot \nu_f \quad (150)$$

donde,

**h** constante de Planck,  $6.626 \times 10^{-34} \text{ [J]}$ .

Cada fotón también tiene una cantidad de movimiento  $p$  dada por la ecuación:

$$p = \frac{h \cdot \nu_f}{c} \quad (151)$$

La emisión y absorción de radiación en la mayor parte de sólidos y líquidos puede considerarse como un fenómeno superficial. En las mezclas gaseosas de especies

como el vapor de agua y el dióxido de carbono, o en un sólido semitransparente, la absorción general es débil, aunque puede aumentar para ciertas longitudes de onda (Fig. 16), y la radiación es un fenómeno volumétrico.

Parte de la radiación que incide sobre un cuerpo  $I_\lambda$ , para una longitud de onda  $\lambda$ , es reflejada,  $I_{r\lambda}$ , parte es absorbida,  $I_{a\lambda}$ , y parte es transmitida,  $I_{t\lambda}$ . Se define la reflectividad por  $\delta_\lambda = I_{r\lambda}/I_\lambda$ , la absorptividad por  $\alpha_\lambda = I_{a\lambda}/I_\lambda$  y la transmisividad por  $\tau_\lambda = I_{t\lambda}/I_\lambda$ , siendo la radiación incidente igual a:

$$I_\lambda = \alpha_\lambda \cdot I_\lambda + \delta_\lambda \cdot I_\lambda + \tau_\lambda \cdot I_\lambda \quad (152)$$

Por tanto para toda longitud de onda se cumplirá:

$$\alpha_\lambda + \delta_\lambda + \tau_\lambda = 1 \quad (153)$$

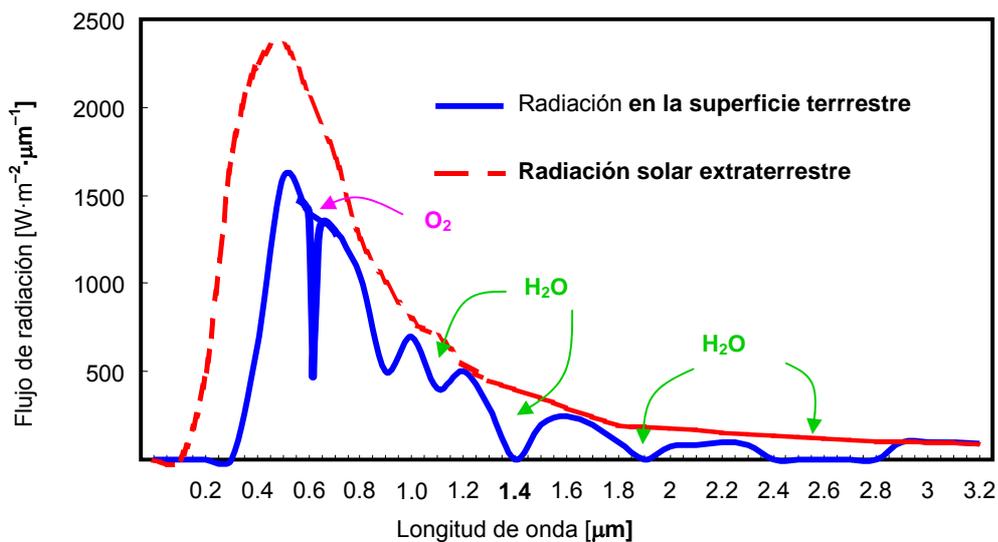


Figura 16. Radiación solar que incide sobre la superficie terrestre y transmisividad de los gases en la atmósfera.

Así, una parte de la energía solar que llega a un cuerpo situado en la superficie terrestre es reflejada, otra parte es absorbida por el material, aumentando así su temperatura, y el resto es transmitida hacia otros cuerpos. De esta última parte una cierta cantidad será absorbida y el resto se perderá por reflexión o transmisión hacia el exterior de la superficie terrestre.

## 4.2. Energía emitida por un cuerpo negro

Se define como superficie negra (o cuerpo negro) a la superficie ideal que absorbe la totalidad de la radiación que incide sobre ella, sin importar la longitud de onda o el ángulo de incidencia: no hay radiación reflejada.

Además la radiación emitida por una superficie negra no tiene una dirección preferencial; es decir, la emisión es difusa.

Un cuerpo negro perfecto no existe en la realidad, sino que es un ente ideal que se utiliza como referencia respecto a otros cuerpos radiantes. No obstante, existen numerosas superficies que son cuerpos negros casi perfectos, sobre todo para radiaciones de onda larga, por lo que para casos prácticos son consideradas como tales con suficiente exactitud. El cuerpo negro es entonces, un cuerpo imaginario que se supone con capacidad para absorber toda la radiación térmica incidente; es decir, aquel en el que  $\alpha=1$  y  $\rho=\tau=0$ .

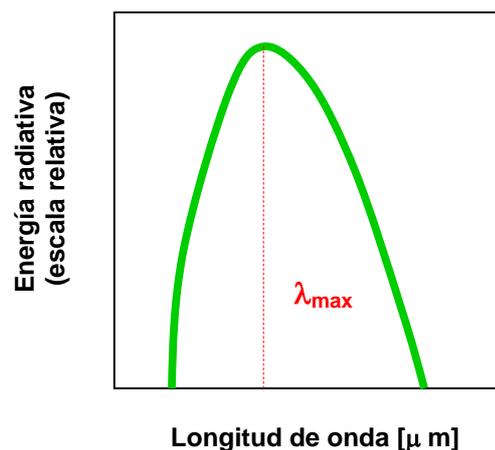


Figura 17. Longitud de onda a la que se produce la máxima emisión de energía radiante.

Una superficie negra emite cierto espectro de energía radiante. Se define la potencia emisiva monocromática,  $E_{0\lambda}$ , de una superficie negra como la energía radiante emitida por unidad de área de la superficie y por unidad de longitud de onda.

La distribución espectral de  $E_{0\lambda}$ , en función de la longitud de onda  $\lambda$ , está dada por la **ley de Planck**:

$$E_{0\lambda} = \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \mu\text{m}^{-1}] \quad (154)$$

donde, si  $\lambda$  está en  $[\mu\text{m}]$ ,  $C_1=3.742 \times 10^8$   $[\text{W} \cdot \mu\text{m}^4 \cdot \text{m}^{-2}]$ , y  $C_2=1.4389 \times 10^4$   $[\mu\text{m} \cdot \text{K}^{-1}]$ .

La **ley del desplazamiento de Wien** establece que la longitud de onda a la que tiene lugar el máximo de emisión viene dada por la expresión:

$$\lambda_{\max} = \frac{2897}{T} \text{ [\mu m]} \quad (155)$$

De acuerdo con esta ecuación para una temperatura ambiente de 0 a 30°C,  $\lambda_{\max}$  toma valores entre 9.6 y 10.6  $\mu\text{m}$  (9600 -10600 nm), es decir, en el infrarrojo lejano conocida como radiación térmica o calorífica.

La energía radiante que emite una superficie a todas la longitudes de onda es su potencia emisiva total. La **ley de Stefan-Boltzman** establece que para un cuerpo negro, la energía emitida,  $E_0$ , es igual a:

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (156)$$

donde,

**T** temperatura absoluta del cuerpo emisor [K].

**$\sigma$**  constante de Stefan-Boltzman ( $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ ).

### 4.3. Características de radiación de superficies no negras

La mayor parte de las superficies que se utilizan en la construcción de edificios y máquinas son opaca (no transparentes), a excepción del vidrio y de las láminas plásticas. Cuando la radiación incide sobre una superficie opaca real, parte de la energía será absorbida y el resto será reflejada. La fracción de radiación incidente que se absorbe o se refleja depende del material y de las condiciones de su superficie, de la longitud de onda de la radiación incidente y del ángulo de incidencia.

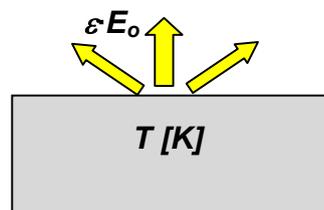


Figura 18. Radiación emitida por un cuerpo gris.

En general el poder transmisivo y el poder absorbente, dependen del espesor del cuerpo. Sin embargo, la mayoría de los sólidos son opacos a la radiación térmica, es decir que su poder transmisivo es igual a cero, por lo que entonces se tiene que:

$$\tau=0 \Rightarrow \rho+\alpha=1 \quad (157)$$

Por su parte los gases suelen presentar valores muy elevados de transmisión  $\tau$ , en consecuencia tienen valores muy bajos de absorción y reflexión  $\alpha$  y  $\rho$ . En el caso del aire, los diferentes gases que lo componen tienen unos valores de  $\alpha$  y  $\rho$  prácticamente nulos para la radiación térmica. Otros gases, especialmente el anhídrido carbónico, pueden ser muy absorbentes para ciertas longitudes de onda de la radiación térmica, comprendidas en la banda del infrarrojo, aunque muy reflectantes o transparentes con respecto a otras longitudes de onda comprendidas en esta misma banda.

Cuando una superficie conserva constantes sus propiedades cromáticas en todo el espectro se denomina superficie gris. Este es un concepto teórico, pero que se puede aplicar con resultados suficientemente exactos para superficies con propiedades relativamente uniformes.

Se denomina «cuerpo gris» o «emisor gris» a un tipo especial de superficie no negra en el que el poder emisor monocromático es independiente de la longitud de onda de la radiación emitida. La emisión de un cuerpo gris en función de la longitud de onda  $E_\lambda$  y la emisión del cuerpo negro  $E_{0\lambda}$  dan el mismo cociente para todas las longitudes de onda de las radiaciones emitidas a la misma temperatura.

Esta definición de cuerpo gris no elimina la posibilidad de que el poder emisor dependa de la temperatura de la superficie emisora. Existen ciertos materiales, como la pizarra, cuyas características radiativas se aproximan mucho a las de una superficie gris.

Se define la emisividad de un cuerpo ( $\varepsilon_\lambda$ ) como el cociente entre la energía total emitida y la energía total que emitiría un cuerpo negro a la misma temperatura. Es decir:

$$\varepsilon_\lambda = \frac{E_\lambda(T)}{E_{0\lambda}(T)} \quad (158)$$

siendo  $E_{0\lambda}(T)$  la energía emitida por el cuerpo negro para una longitud de onda  $\lambda$ .

La **ley de Kirchhoff** establece que la emisividad,  $\varepsilon_\lambda$ , de una superficie es igual a su absorptividad para una misma longitud de onda  $\lambda$ :

$$\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda \quad (159)$$

Por otra parte, la ley de Kirchhoff muestra que la energía emitida por cualquier cuerpo debe ser inferior a la de un cuerpo negro a la misma temperatura. Es decir, la emisividad de una superficie real debe ser inferior a la unidad ( $\varepsilon_\lambda < 1$ ).

#### 4.4. Intercambio radiativo entre superficies

El intercambio de calor por radiación entre varias superficies depende de sus diferentes características radiantes, geometrías y de sus orientaciones. El análisis exhaustivo del fenómeno no es operativo por ser demasiado largo y complejo, por lo que en la práctica se deben asumir algunas simplificaciones para poder abordar el estudio:

- Todas las superficies son grises o negras.
- Los procesos de emisión y reflexión son difusos.
- Las superficies tienen temperaturas y propiedades uniformes en toda su extensión.
- La absorptancia es igual a la emitancia e independiente del tipo de radiación incidente.
- La sustancia que exista entre las superficies radiantes no emite ni absorbe radiación.

La transferencia de calor por radiación entre superficies puede producirse según diferentes esquemas de entre los cuales a continuación se presentan los más importantes.

##### • Dos únicas superficies

Una simplificación muy útil es el caso de solo dos superficies grises,  $A_1$  y  $A_2$ , cuando  $A_1$  no se ve a sí misma:

$$Q_{12} = A_1 \cdot F_{12} \cdot (E_1 - E_2) = A_1 \cdot F_{12} \cdot (\sigma \cdot T_1^4 - \sigma \cdot T_2^4) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (160)$$

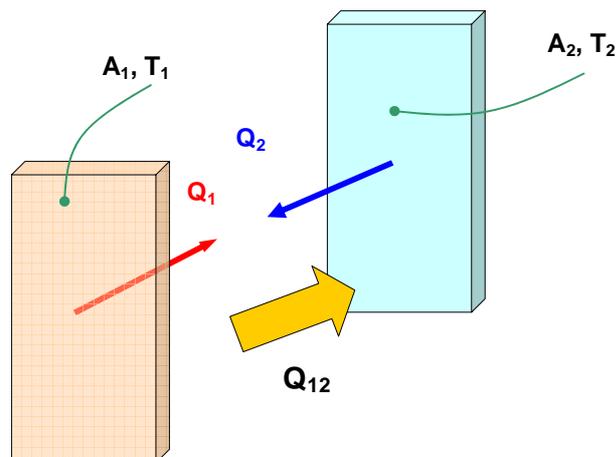


Figura 19. Intercambio de energía radiante entre dos superficies finitas.

- **Superficies planas paralelas**

Un caso singular son las superficies planas paralelas e infinitas,  $A_1/A_2 = 1$ , como las cámaras de aire:

$$Q_{12} = A \cdot (\sigma \cdot T_1^4 - \sigma \cdot T_2^4) \quad [\text{W/m}^2] \quad (161)$$

- **Superficie muy pequeña**

Otro caso singular son las pequeñas superficies rodeadas de un gran recinto, que prácticamente no reciben sus propias radiaciones reflejadas,  $A_1/A_2 \approx 0$ , como la superficie exterior de los cerramientos:

$$Q_1 \approx \varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W/m}^2] \quad (162)$$

#### 4.5. Factores de forma

Para determinar el intercambio de calor por radiación entre superficies hay que determinar la distribución de la radiación emitida por cada superficie y que llega a las otras, que se denomina factor de forma, también llamado factor de visión, de configuración o de ángulo. El factor de forma desde una superficie  $i$  a una superficie  $j$ ,  $F_{ij}$ , se define como la fracción de la radiación emitida por la superficie  $i$  que incide sobre la superficie  $j$ , es decir, la radiación interceptada por  $j$ .

Si un recinto cerrado está formado por  $n$  superficies, la suma de los diferentes factores de forma de la superficie  $i$  con respecto a las  $n$  superficies será la unidad, propiedad que se denomina relación de recinto, haciéndose notar que si la superficie es plana o convexa no se verá a sí misma, por lo que en dicho caso  $F_{ii} = 0$ :

Los factores de forma sólo dependen de la geometría de las superficies, pero la determinación analítica de sus valores resulta complicada, aunque existen tablas y gráficos para los casos más frecuentes, pudiéndose solucionar cuestiones más complejas mediante la combinación de casos simples y en virtud de las relaciones de reciprocidad o de recinto.

La regla recíproca para los factores de forma establece que:

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \quad (163)$$

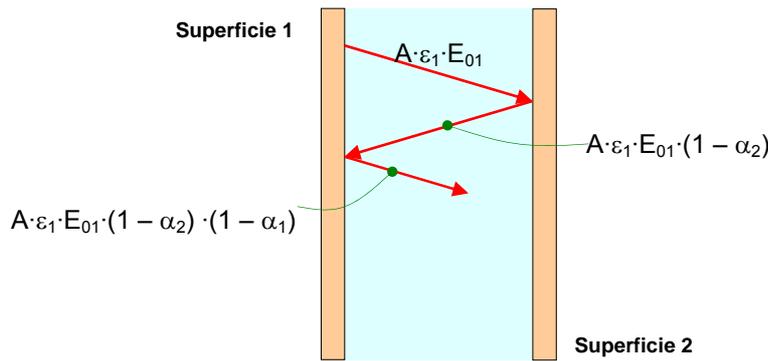


Figura 20. Intercambio de radiación entre dos superficies grises paralelas.

El intercambio de radiación entre dos superficies no negras supone que la radiación puede reflejarse de un lado hacia el otro varias veces. En el caso de superficies grises opacas isotérmicas se pueden caracterizar las propiedades radiativas de cada superficie por medio del valor de sus emitancias,  $\varepsilon$ .

El intercambio neto de energía radiante se puede calcular como:

$$Q_{12} = Q_1 = \frac{A(E_{01} - E_{02})}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (164)$$

#### 4.6. Radiación en presencia de gases

Los gases elementales como el oxígeno o el nitrógeno, cuyas moléculas son simétricas, son prácticamente transparentes a la radiación térmica, pero no ocurre igual con los gases combinados como el anhídrido carbónico y el vapor de agua, cuyas moléculas son asimétricas, y que tienen una absorptancia significativa para la radiación infrarroja.

En el estudio del intercambio de radiación entre superficies opacas se considera que la radiación no penetra más allá de la superficie, por lo que el espesor del material no es relevante. En el caso de los gases, por su relativa transparencia, los fenómenos de absorción y emisión se realizan en su seno, siendo muy significativo el volumen considerado.

La radiación de un gas es muy importante para la transferencia de calor en el interior de un horno o en una cámara de combustión de carbono, hidrógeno o combustibles a partir de hidrocarburos. La absorción y la emisión por parte del dióxido de carbono y el vapor de agua son de esencial interés debido a que estos compuestos se encuentran en concentraciones relativamente altas en los productos de combustión y debido también a que absorben gran cantidad de radiación.

Un cálculo exacto del intercambio de radiación requiere en general que se tenga en cuenta de manera adecuada el comportamiento no gris, aunque aproximada, mediante de modelos de bandas.

En el caso de los gases se utiliza la absorción por unidad de longitud,  $I_{\lambda} \cdot \kappa_{\lambda}$ , donde  $\kappa_{\lambda}$  [ $m^{-1}$ ] es el coeficiente espectral de absorción del medio que en general depende de la longitud de onda.

Considerando las propiedades totales promediadas sobre todas las longitudes de onda, la intensidad de radiación que atraviesa un gas es:

$$I(L) = I_s \cdot e^{-\kappa \cdot L} + I_b \cdot (1 - e^{-\kappa \cdot L}) \quad (165)$$

donde,

- $L$  distancia a la superficie radiante [m]
- $I_s$  intensidad de radiación que abandona una superficie [W]
- $I_b$  intensidad de radiación absorbida por el gas [W]

Para el análisis de la absorción y emisión de radiación de gases, en condiciones de acondicionamiento ambiental, se utilizan los coeficientes de concentración del gas y de recorrido medio, ya que los intercambios de radiación con gases son una función exponencial de dicha longitud y de la concentración. Los valores típicos de la emitancia del infrarrojo lejano del CO<sub>2</sub> y el vapor de agua en aire a 24°C y presión normal se muestran en la tabla 4.

**Tabla 4. Emitancias del CO<sub>2</sub> y del vapor de agua (ASHRAE, 2001).**

$L$ [m]	<b>Concentración CO<sub>2</sub> [% volumen]</b>			<b>Humedad Relativa [%]</b>		
	0.1	0.3	1.0	10	50	100
3	0.03	0.06	0.09	0.06	0.17	0.22
30	0.09	0.12	0.16	0.22	0.39	0.47
300	0.16	0.19	0.23	0.47	0.64	0.70

En el caso de intercambio de radiación en el interior de locales no suele ser relevante la consideración de la absorción y emisión de radiación por el ambiente, dado que los recorridos medios  $L$  suelen ser reducidos y porque normalmente se asume que las restantes superficies del recinto están a la misma temperatura que el aire del ambiente interior y se comportan de forma semejante.



## Tema 5. Intercambiadores de calor

### 5.1. Introducción

El desarrollo de los intercambiadores de calor es muy variado y existe una amplia gama de tamaños y tecnologías como plantas de potencia de vapor, plantas de procesamiento químico, calefacción y acondicionamiento de aire de edificios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóviles, radiadores de vehículos especiales, etc.

En los tipos comunes, tales como intercambiadores de coraza y tubos o multitubulares, la transferencia de calor se realiza fundamentalmente por conducción y convección desde un fluido caliente a otro frío que está separado por una pared metálica. En las calderas y los condensadores, es de fundamental importancia la transferencia de calor por ebullición y condensación.

En consecuencia el diseño térmico de los intercambiadores es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de transferencia de calor. El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la transferencia de calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

A la hora de seleccionar un intercambiador de calor existen varios factores que influyen, para realizar una selección adecuada:

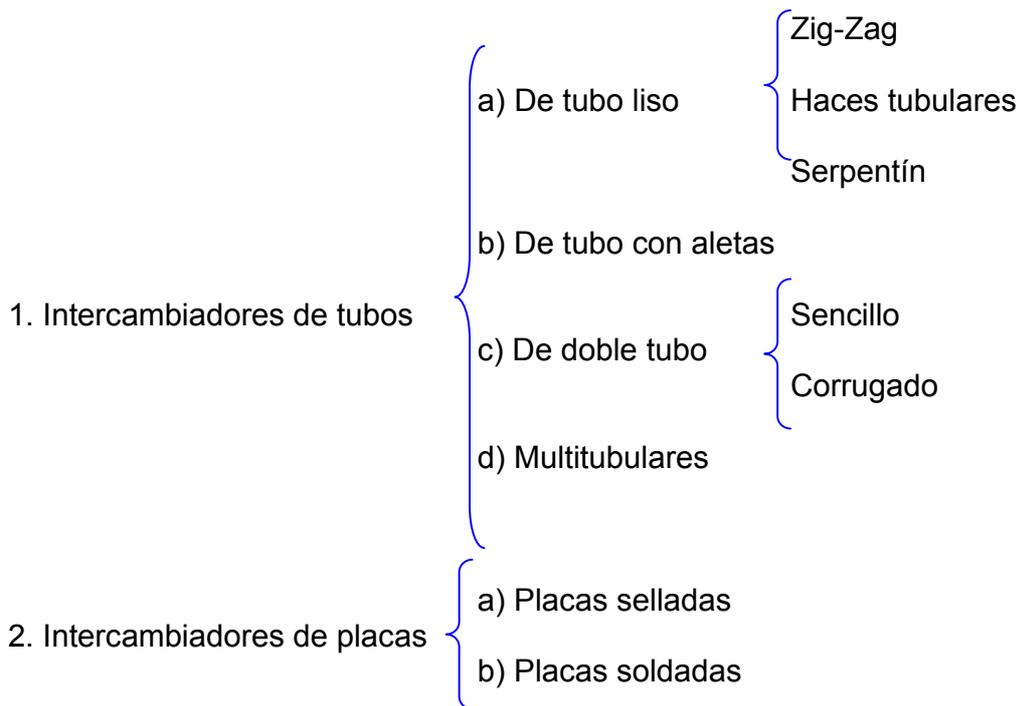
- Flujo de calor
- Tamaño y peso
- Caída de presión
- Economía

Para el análisis y selección de intercambiadores de calor, desde el punto de vista térmico se pueden utilizar principalmente dos técnicas:

- A partir del factor de corrección y la diferencia de temperatura logarítmica media (**LMTD**)
- Según la efectividad ( $\epsilon$ ) y el número de unidades de transferencia (**NTU**).

### 5.2. Clasificación y características generales

Se puede establecer una clasificación de intercambiadores basada en el elemento que permite separar los fluidos que circulan por el intercambiador, según sea una pared cilíndrica o plana. De esta forma hay dos grandes grupos de intercambiadores:



### - Regeneradores

Los regeneradores son intercambiadores en los que un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alterna, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

La superficie, que alternativamente recibe y luego libera la energía térmica, es muy importante en este dispositivo.

Las propiedades del material superficial, junto con las propiedades de flujo y de los fluidos, y con la geometría del sistema, son las principales características que determinan el diseño y el funcionamiento de los regeneradores.

### - Intercambiadores de tubo liso

Este tipo de intercambiadores son los más sencillos ya que constan únicamente de una pared tubular que sirve para separar los dos fluidos, de forma que uno de ellos circula por el interior del tubo y el otro entra en contacto con la superficie exterior del mismo.

Con objeto de lograr una superficie de intercambio suficiente, la longitud de tubo que se requiere suele ser bastante grande, razón por la cual es necesario disponerlos de forma que sea manejable y ocupe el menor espacio posible. Dentro de este tipo de intercambiadores se incluyen los de tipo sencillo dispuestos en zig-zag (Fig. 21) o en

varias capas, en las que se repite dicha disposición en el espacio. Este tipo de intercambiadores se siguen utilizando en pequeños congeladores domésticos.

Una variante de intercambiador de tubo liso son los intercambiadores de haces tubulares en los que los tubos paralelos van soldados en sus extremos a unos colectores de diámetro mayor.

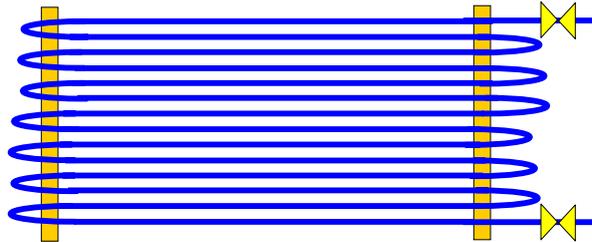


Figura 21. Intercambiador de tubo liso.

#### - Intercambiadores de serpentín

Estos intercambiadores están constituidos por tubos lisos dispuestos arrollados en espiral, evitando así el empleo de codos y colectores. Son muy utilizados para calentar o enfriar líquidos que se almacenan en depósitos cilíndricos dentro de los que se introduce el intercambiador (Fig. 22).

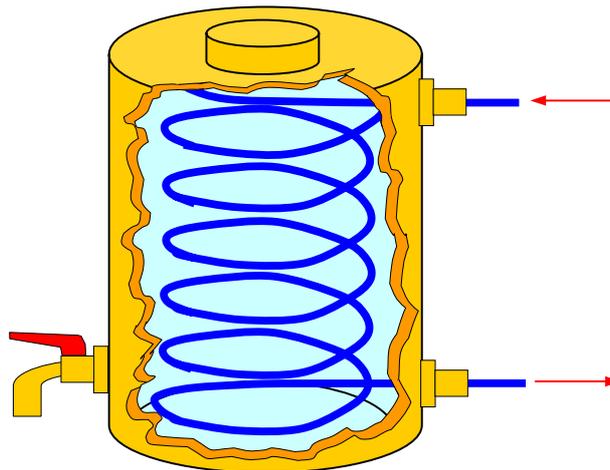


Figura 22. Intercambiador de serpentín sumergido.

### - Intercambiadores de tubo con aletas

Estos intercambiadores están contruidos mediante tubos de cobre o acero dispuestos en serpentín plano, acodados, de una o varias capas, sobre las que se montan, perpendicularmente al eje, láminas muy finas de aluminio que se fijan a la superficie de los tubos. La separación entre láminas depende de las aplicaciones y de los fabricantes y puede oscilar entre 3 mm, para la más próximas, hasta 18 mm.

La instalación de las aletas aumenta enormemente la superficie propia del tubo, lo que mejora mucho el intercambio térmico (Fig. 23).

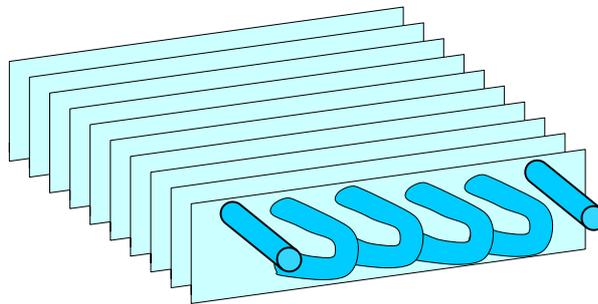


Figura 23. Intercambiador de tubos con aletas.

### - Intercambiadores de doble tubo

Es el intercambiador más sencillo, constituido por dos tubos de diferente diámetro montados coaxialmente, de forma que por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular.

El movimiento de los fluidos tiene lugar, pues, en direcciones paralelas, que pueden ser del mismo sentido o de sentido contrario. En el primer caso se denomina flujo paralelo o equicorriente (Fig. 24a) y en el segundo se habla de flujo contracorriente (Fig. 24b).

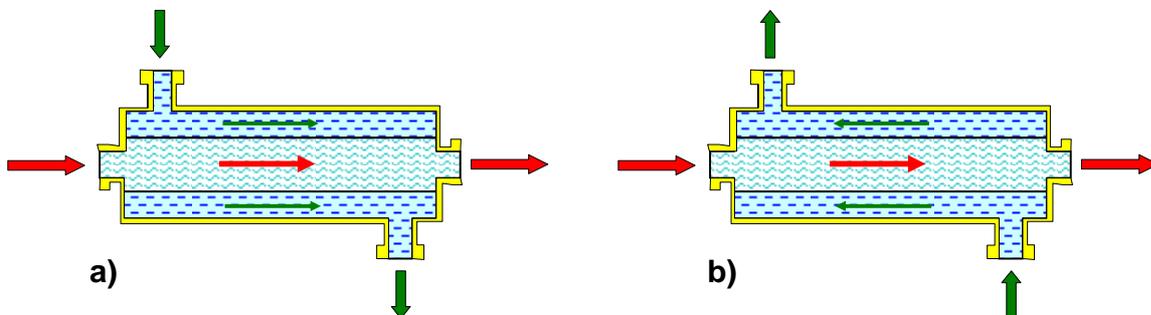


Figura 24. Intercambiadores de doble tubo: a) Flujo paralelo; b) Flujo en contracorriente.

### - Intercambiadores multitubulares

Los intercambiadores multitubulares están constituidos por un conjunto de tubos que van alojados en el interior de otro más grueso (Fig. 25). El tubo exterior recibe los nombres de casco o carcasa. Es el intercambiador más ampliamente usado en la industria.

Se denominan pasos de un intercambiador al número de sentidos en los que los fluidos recorren el intercambiador de forma sucesiva. Es corriente encontrar intercambiadores de calor de 2, 4, 8, etc. pasos de tubos. De la misma manera existe la posibilidad de que tengan varios pasos de carcasa.



Figura 25. Intercambiadores de coraza y tubos (Marca API Heat Transfer Inc., serie Basco Tipo 500).

Los tubos interiores se colocan según disposiciones geométricas fijas y, para mantenerlas, van soldados por sus extremos a las placas tubulares.

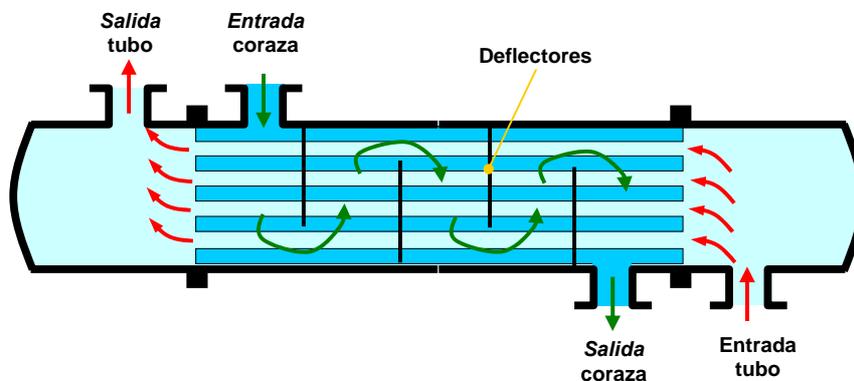


Figura 26. Intercambiador de coraza y tubos.

Para construir un equipo estanco y obligar a los fluidos a circular en la dirección y sentido convenientes, la parte anterior y posterior de la carcasa van cerradas, quedando limitadas por dos piezas llamadas cabezales. Los dos cabezales tienen funciones diferentes y reciben nombres también distintos (Figs. 7 y 8). Uno de ellos es el distribuidor o cabezal anterior, por el que el fluido accede al cambiador, obligándolo a circular por el interior de los tubos más delgados, al otro cabezal trasero, se le denomina fondo.

Los fluidos circulan, sin mezclarse, a lo largo del cambiador, uno por el interior de los tubos y el otro por el espacio libre que queda entre la carcasa y la superficie de dichos tubos (Fig. 26).

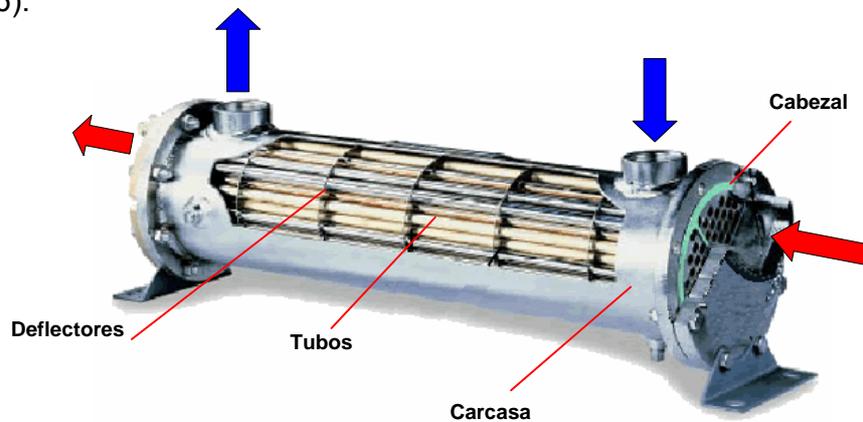


Figura 27. Elementos en un intercambiador de coraza y tubos (Marca API Heat Transfer Inc., modelo BW).

En el interior de la carcasa, a intervalos regulares, se sitúan deflectores, tabiques o pantallas, que ayudan a mantener los tubos en su posición y, además, obligan al fluido que circula por ese espacio a describir un movimiento ondulante a lo largo del recorrido (Figs. 26, 27 y 28).

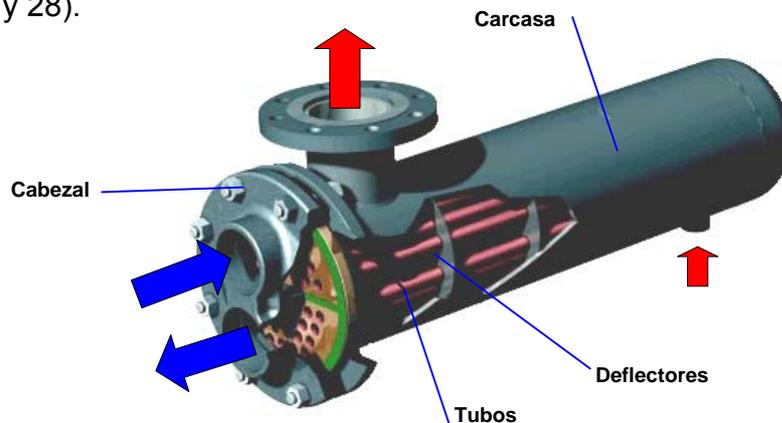


Figura 28. Elementos en un intercambiador multitubular con tubos en U (Marca API Heat Transfer Inc., modelo BW).

## - Intercambiadores de placas con juntas

Este tipo de intercambiadores están constituidos por un conjunto de placas estampadas corrugadas, motadas sobre un bastidor común, y comprimidas entre sí, formando un bloque. Normalmente las placas constituyen una única pared maciza mojada por los dos fluidos por cada una de sus caras (Fig. 29).

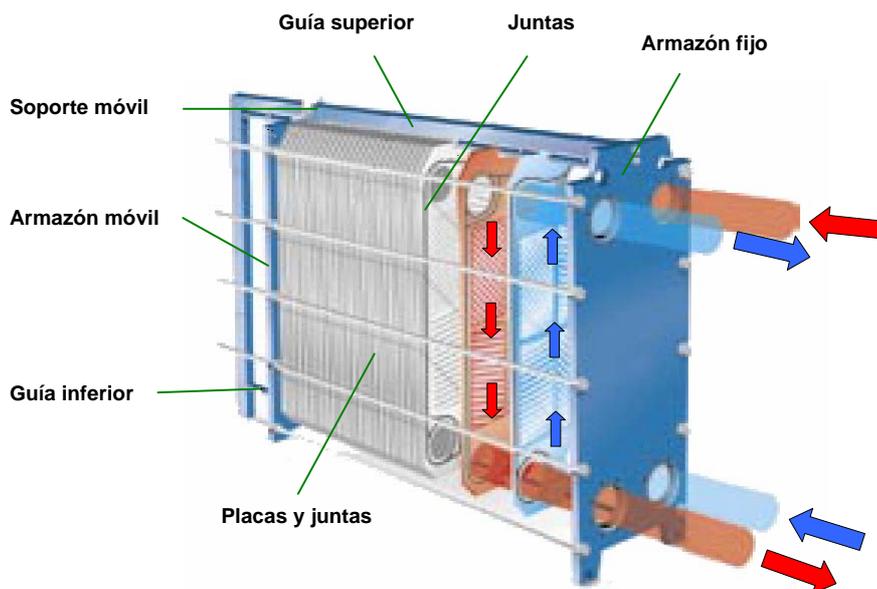


Figura 29. Esquema del movimiento de los fluidos en un intercambiador de placas (Marca TRANTER).

En algunos casos se pueden situar dos placas soldadas al nivel de los orificios. Así cada circuito en el intercambiador es separado mediante dos placas, de forma que en caso de perforación de una placa existe una segunda como elemento de seguridad. Si se produce una fuga de uno de los fluidos será expulsada hacia el exterior del intercambiador de forma que se puede detectar la pérdida sin peligro de contaminación del circuito del otro fluido (Fig. 30).

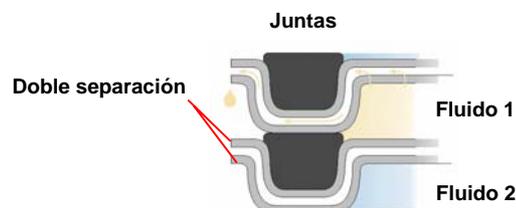


Figura 30. Placas intercambiadoras con doble separación (Marca TRANTER).

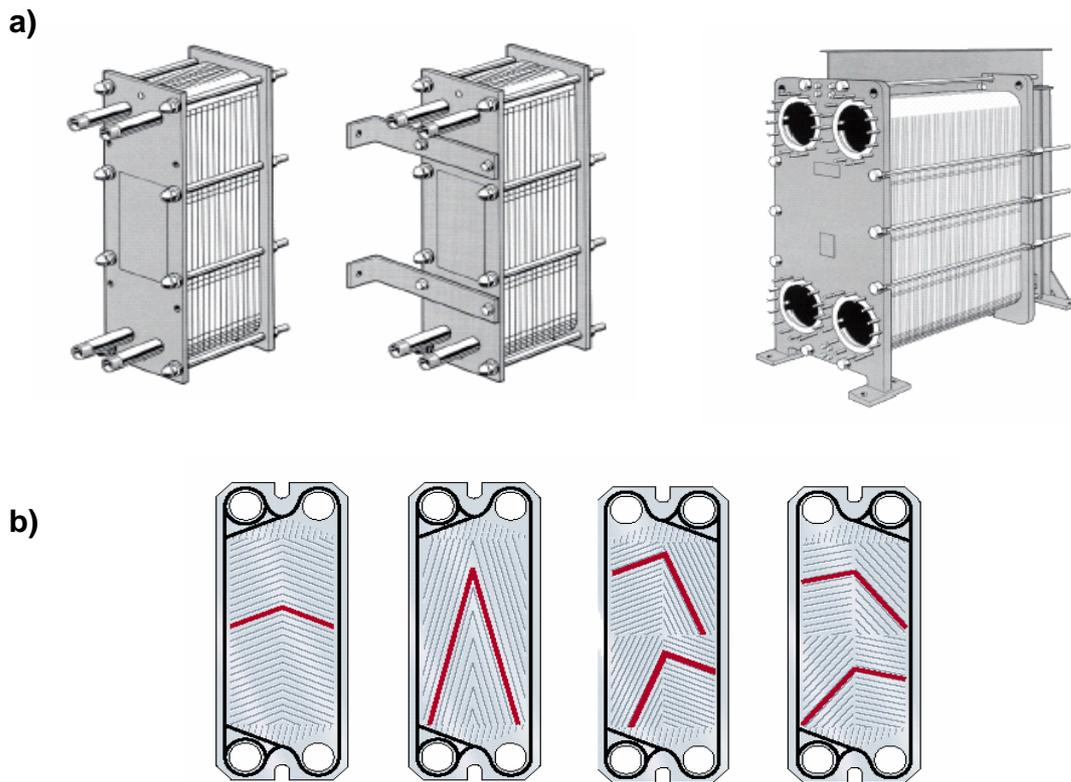


Figura 31. Diferentes intercambiadores de placas y juntas (a) y detalle de las placas (b) (Marca TRANTER).

Otro tipo de intercambiadores de placas con juntas son los de gran separación (Fig. 32), concebidos especialmente para dejar pasar fluidos cargados en partículas o en fibras. La separación entre dos placas puede llegar a ser de hasta 12 mm.

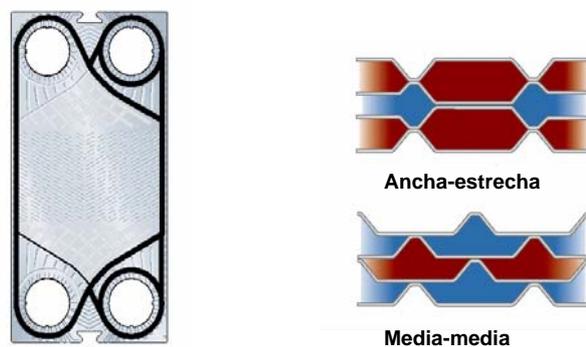
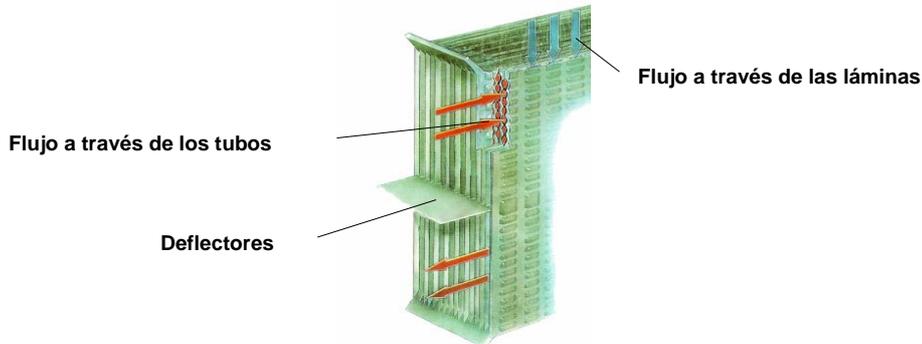


Figura 32. Placas intercambiadoras con gran separación (Marca TRANTER, Modelo GF).

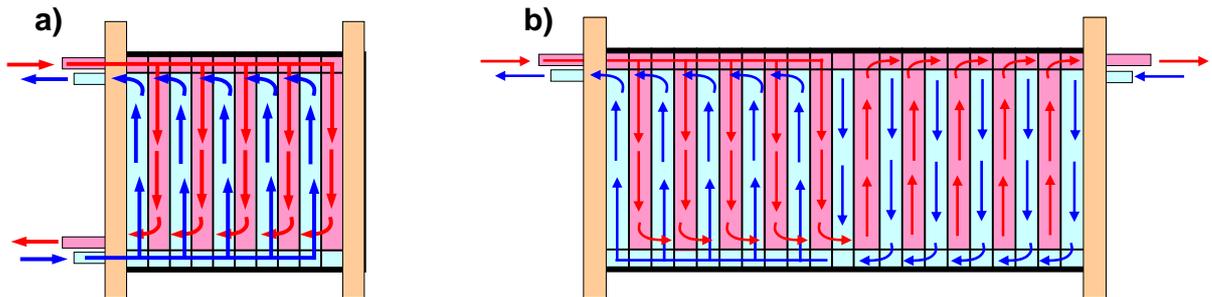
**- Intercambiadores de placas soldadas**

Este tipo de placas están adaptadas a altas temperaturas y elevadas presiones ya que carecen de juntas (Fig. 33).



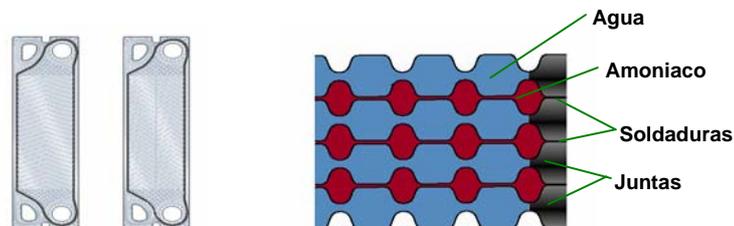
**Figura 33. Intercambiador de flujo cruzado con los dos fluidos sin mezclar.**

En este caso cada circuito está completamente aislado por lo que se reduce el riesgo de mezcla (Fig. 34).



**Figura 34. Intercambiador de placas selladas de uno (a) y dos pasos (b).**

Un tipo de intercambiadores mixto lo constituyen los de placas semi-soldadas que permiten utilizar en uno de los circuitos un fluido incompatible con las juntas. Estos intercambiadores, una vez cerrados tienen un circuito totalmente aislado y otro unido mediante juntas. El relieve de las placas puede ser simétrico o asimétrico en función de las necesidades (Fig. 35).



**Figura 35. Placas intercambiadoras semi-soldadas (Marca TRANTER, Modelo GW).**

### - Intercambiadores de flujo cruzado

En este tipo de intercambiadores los fluidos pueden moverse alternativamente en flujo cruzado, perpendicular uno al otro. Los intercambiadores en flujo cruzado se utilizan comúnmente en procesos de enfriamiento o calentamiento de aire o gas. Existen dos configuraciones que se diferencian en función de si el fluido que se mueve sobre los tubos está mezclado o sin mezclar (Fig. 36). Un fluido se dice que está sin mezclar debido a que las aletas previenen el movimiento en la dirección ( $y$ ) que es la dirección transversal a la dirección del flujo principal ( $x$ ). En este caso la temperatura del fluido varía con  $x$  y con  $y$ .

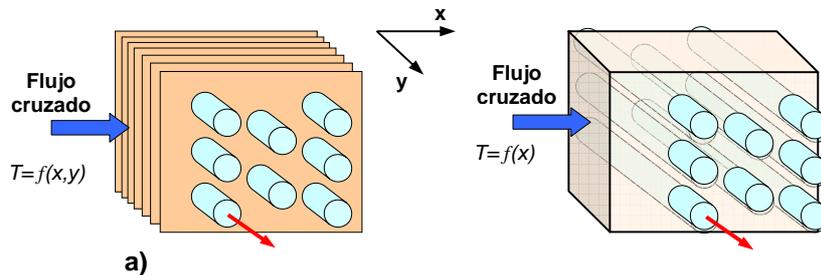


Figura 36. Intercambiador de flujo cruzado.

En el intercambiador con aletas, dado que el flujo dentro de los tubos está sin mezclar, se dice que ambos fluidos están sin mezclar (Fig. 36a). En el intercambiador de haces de tubos sin aletas (Fig. 36b), el movimiento del fluido, se dice que está mezclado ya que la temperatura no cambia en la dirección transversal, siendo función exclusiva de la dirección del flujo principal. En este intercambiador sin aletas un fluido está mezclado y el otro sin mezclar. Es importante destacar que la condición de mezclado y sin mezclar del intercambiador influye significativamente el funcionamiento del intercambiador de calor.

### - Intercambiadores compactos.

Son intercambiadores de calor con una relación superficie a volumen,  $\beta=AV$  superior a  $700 \text{ [m}^2 \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$ , y se denominan intercambiadores de calor compactos, debido a su pequeño tamaño y peso (Fig. 37). Estos intercambiadores son ampliamente utilizados en la industria automotriz, industria aéreo-espacial y en sistemas marinos.

Un intercambiador multitubular típico con tubos de 25.4 mm de diámetro, el cual es comúnmente utilizado en los condensadores de las plantas de generación de potencia, posee un valor de  $\beta=130 \text{ [m}^2 \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$ . Por otra parte, los radiadores de los automóviles con 5.5 aletas/cm (14 aletas/pulgada) se califican como intercambiadores de calor compactos dado que poseen  $\beta=1100 \text{ [m}^2 \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$ .

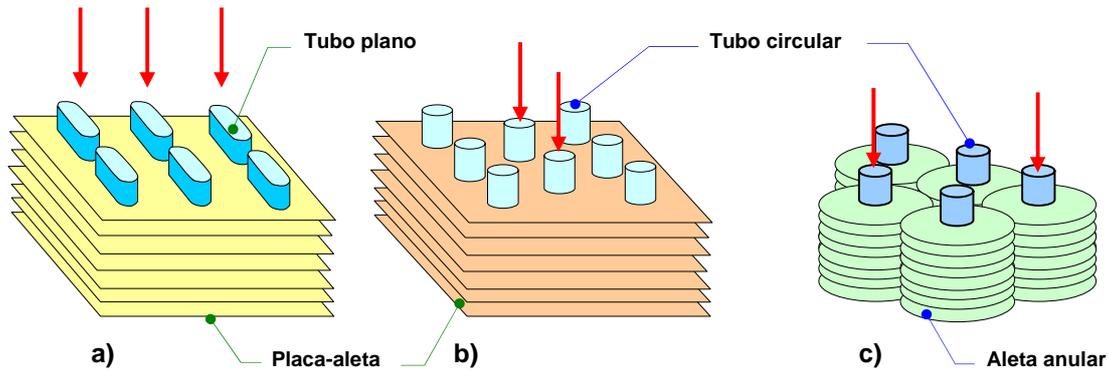


Figura 37. Intercambiadores compactos.

### 5.3. Coeficiente global de transmisión del calor

En los intercambiadores de calor la temperatura superficial o los flujos de calor no son analizados de forma específica, sino que se utiliza un coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente es definido en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos. Cuando se consideran los fluidos de un intercambiador de calor fluyendo fuera y dentro de un tubo (Fig. 38) se cumple:

$$U_0 \cdot A_0 = U_i \cdot A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{c0} \cdot A_0} + \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{ci} \cdot A_i}} \quad (166)$$

donde,

- $U_0$  coeficiente global de transferencia de calor referido al área externa [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
- $U_i$  coeficiente global de transferencia de calor referido al área interna [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]

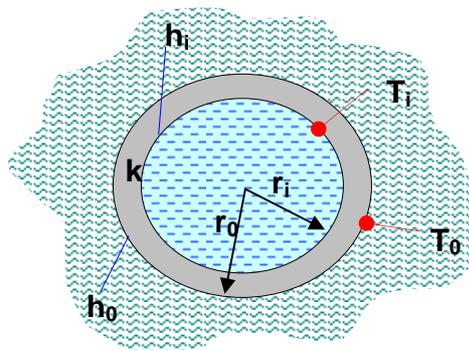


Figura 38. Coeficiente global de transferencia de calor para un tubo.

Considerando el perímetro del tubo se puede eliminar la longitud de tubo considerado:

$$U_0 \cdot P = \frac{1}{\frac{1}{h_{co} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_0} + \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_{ci} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i}} \quad (167)$$

donde los subíndices *i* y *o* denotan las paredes interna y externa del tubo, respectivamente.

Tabla 5. Valores aproximados del coeficiente de transferencia de calor (Mills, 1995)

Tipo de intercambiador de calor	<i>U</i> [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Gas a gas	10-30
Agua a gas (es decir, enfriador de gas, caldera de gas)	10-50
Vapor en condensación-aire (es decir, radiador de vapor, calentador de aire)	5-50
Vapor a aceite combustible pesado	50-180
Agua a agua	800-2500
Agua a otros líquidos	200-1000
Agua a aceite lubricante	100-350
Compuestos orgánicos ligeros a compuestos orgánicos ligeros	200-450
Compuestos orgánicos pesados a compuestos orgánicos pesados	50-200
Condensadores enfriados por aire	50-200
Condensadores de vapor enfriados por agua	1000-4000
Condensadores de amoníaco enfriados por agua	800-1400
Condensadores de vapor orgánico enfriados por agua	300-1000
Calderas de vapor	10-40+radiación
Evaporadores de refrigerador	300-1000
Evaporadores de vapor-agua	1500-6000
Tanques agitados con chaqueta	150-1000
Serpentín de calefacción en un recipiente, agua-agua sin agitar	50-250
Serpentín de calefacción en un recipiente, agua-agua agitada	500-2000

La velocidad de transferencia de calor en un elemento del intercambiador de calor de longitud  $\Delta x$  es:

$$\Delta Q = U \cdot P \cdot \Delta x \cdot (T_C - T_F) \quad (168)$$

En la siguiente tabla se muestran valores típicos del coeficiente global de transferencia de calor.

### 5.3.1. Factor de ensuciamiento

Las expresiones anteriores para el coeficiente global de transferencia de calor, son válidas para tubos limpios. La superficie interior de los tubos de un intercambiador de

calor no permanecen limpias después de varios meses de operación, ya que se forman incrustaciones o depósitos en la superficie interior. La acumulación de incrustaciones o depósitos en el interior de los tubos, pueden afectar en gran medida al valor del coeficiente global de transferencia de calor.

El efecto global de los depósitos se cuantifica por el denominado factor de ensuciamiento o factor de incrustación,  $R_f$  el cual se determina experimentalmente. Su efecto neto consiste en incrementar la resistencia al flujo de calor, ya que disminuye el coeficiente global de transferencia de calor. El factor de incrustación se puede relacionar con el coeficiente global teórico, mediante la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U} + R_{fC} + R_{fF} \quad (169)$$

En la tabla 6 aparecen algunos valores representativos de la resistencia por ensuciamiento.

**Tabla 6 Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor (Mills, 1995).**

<i>Fluido</i>	$R_f$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	<i>Fluido</i>	$R_f$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Aceite combustible	0.005	Vapor (sin aceite)	0.0005
Aceite para transformadores	0.001	Vapor (con aceite)	0.001
Aceites vegetales	0.003	Vapores refrigerantes (con aceite)	0.002
Gasóleo ligero	0.002	Aire comprimido	0.002
Gasóleo pesado	0.003	Gas ácido	0.001
Asfalto	0.005	Vapores solventes	0.001
Gasolina	0.001	Agua marina	0.0005-0.001
Keroseno	0.001	Agua salada	0.001-0.003
Soluciones cáusticas	0.002	Agua de torre de enfriamiento (tratada)	0.001-0.002
Líquidos refrigerantes	0.001	Agua de torre de enfriamiento (sin tratar)	0.002-0.005
Fluido hidráulico	0.001	Agua de río	0.001-0.004
Sales fundidas	0.0005	Agua destilada o condensada en ciclo cerrado	0.0005
Gas de escape de un motor	0.01	Agua tratada de alimentación para calderas	0.0005-0.001

Es evidente que la variación temporal del problema del ensuciamiento hace que sea muy difícil estimar con fiabilidad el valor de  $U$  cuando predominan las resistencias por ensuciamiento.

### 5.3.2. Análisis térmico de un intercambiador de calor

El objetivo del análisis térmico de un intercambiador de calor es expresar la cantidad total de calor transferido,  $Q$ , del fluido caliente al fluido frío, en función del coeficiente global de transferencia de calor, del área de transferencia de calor  $A$ , y de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Un balance de energía da como resultado:

$$m_C \cdot c_{pC} \cdot (T_{C,ent} - T_{C,sal}) = m_F \cdot c_{pF} \cdot (T_{F,ent} - T_{F,sal}) \quad (170)$$

donde,

- $m_C$**  Flujo másico del fluido caliente [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $c_{pC}$**  Calor específico del fluido caliente [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
- $T_{C,ent}$**  Temperatura de entrada del fluido caliente [K]
- $T_{C,sal}$**  Temperatura de salida del fluido caliente [K]
- $m_F$**  Flujo másico del fluido frío [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $c_{pF}$**  Calor específico del fluido frío [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
- $T_{F,ent}$**  Temperatura de entrada del fluido frío [K]
- $T_{F,sal}$**  Temperatura de salida del fluido frío [K]

El producto  $m \cdot c_p$  aparece con frecuencia en el análisis de intercambiadores de calor y se denomina capacidad calorífica o térmica de flujo de la corriente, **C**. La capacidad térmica es la cantidad de calor que la corriente gana o pierde cuando la diferencia de temperatura es de 1 K.

#### 5.4. Diferencia media de temperatura en los intercambiadores de calor

Las figuras 39 y 40 muestran la variación de las temperaturas  $T_C$  y  $T_F$  de las corrientes caliente y fría, respectivamente, a lo largo de intercambiadores de calor de corrientes paralelas y de contraflujo. La diferencia de temperatura,  $T_C - T_F$ , para la transferencia de calor del fluido caliente al frío varía a lo largo del intercambiador.

La transferencia de calor total en un intercambiador se puede expresar como:

$$Q = U \cdot P \cdot L \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (171)$$

donde,

- Q** Flujo de calor [W]
- U** Coeficiente global de transferencia de calor [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
- P** Perímetro de transferencia de calor del intercambiador [m]
- L** Longitud del intercambiador [m]
- A** Área de transferencia de calor del intercambiador [ $\text{m}^2$ ]
- $\Delta T_{lm}$**  Diferencia de temperatura media [K]

En la figura 39 se muestra la evolución de las temperaturas de los fluidos frío y caliente, de modo que el balance de energía da como resultado la igualdad:

$$\Delta Q = m_C \cdot c_{pC} \cdot \Delta T_C = - m_F \cdot c_{pF} \cdot \Delta T_F \quad (172)$$

El calor transmitido en un elemento del intercambiador de longitud  $\Delta x$  será para los fluidos caliente y frío:

$$U \cdot P \cdot \Delta x \cdot (T_C - T_F) = (m \cdot c_p)_C \cdot \Delta T_C \quad (173)$$

$$-U \cdot P \cdot \Delta x \cdot (T_C - T_F) = (m \cdot c_p)_F \cdot \Delta T_F \quad (174)$$

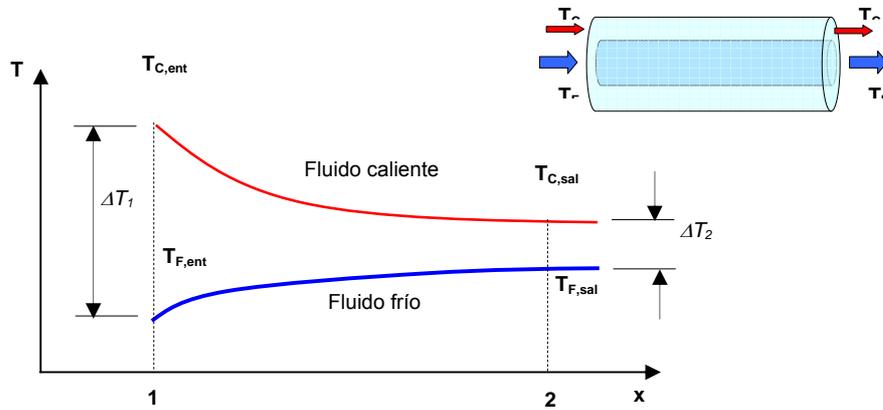


Figura 39. Distribución de temperaturas en un intercambiador de doble tubo en flujo paralelo.

Introduciendo el valor de la capacidad calorífica de ambos fluidos, reordenando y haciendo  $\Delta x \rightarrow 0$  se obtienen las siguientes expresiones:

$$C_C \frac{dT_C}{dx} = -U \cdot P \cdot (T_C - T_F) \quad (175)$$

$$C_F \frac{dT_F}{dx} = U \cdot P \cdot (T_C - T_F) \quad (176)$$

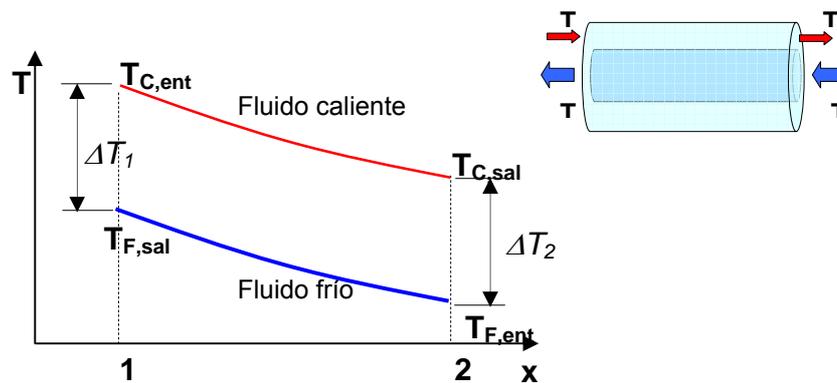


Figura 40. Distribución de temperaturas en un intercambiador de doble tubo en contracorriente.

Restando ambas ecuaciones y reordenando, se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{d(T_C - T_F)}{T_C - T_F} = -U \cdot P \left( \frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right) \cdot dx \quad (177)$$

Integrando la ecuación anterior entre el punto 1 ( $x=0$ ) y el punto 2 ( $x=L$ ),

$$\ln \frac{T_{C,L} - T_{F,L}}{T_{C,0} - T_{F,0}} = -\int_0^L U \cdot P \left( \frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right) \cdot dx \quad (178)$$

Suponiendo que tanto  $U \cdot P$  como los calores específicos del fluido son constantes, la solución de la ecuación anterior será:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -U \cdot P \cdot L \left( \frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right) \quad (179)$$

El balance de energía del intercambiador [Ec. (5)] es:

$$m_C \cdot c_{pC} \cdot (T_{C,0} - T_{C,L}) = m_F \cdot c_{pF} \cdot (T_{F,0} - T_{F,L}) \quad (180)$$

De donde,

$$C_C = \frac{Q}{T_{C,0} - T_{C,L}} \quad (181) \quad C_F = \frac{Q}{T_{F,0} - T_{F,L}} \quad (182)$$

De manera que sustituyendo las expresiones anteriores en la ecuación previamente integrada y reordenado se obtiene:

$$Q = U \cdot P \cdot L \cdot \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,0} - T_{F,0})}{\ln \left( \frac{T_{C,L} - T_{F,L}}{T_{C,0} - T_{F,0}} \right)} \quad (183)$$

Comparando las ecuaciones (173) y (1836) se obtiene la fórmula buscada para  $\Delta T_{lm}$ :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (184)$$

El valor de  $\Delta T_{lm}$  se conoce como la diferencia de temperatura logarítmica media también denominada como **LMTD** (Logarithm Mean Temperature Difference). De forma

similar para un intercambiador de doble tubo, operando en flujo en contracorriente (Fig. 40), se obtiene la misma expresión para el valor de  $\Delta T_{lm}$ .

Para el caso particular de operación en contracorriente, en el cual ambos fluidos poseen la misma capacidad calorífica,  $C_C=C_F$ , se obtiene que  $\Delta T_1=\Delta T_2$ , de manera que se presenta una indeterminación en el cálculo de  $\Delta T_{lm}$ , que se soluciona aplicando la regla L'Hopital obteniendo finalmente que  $\Delta T_{lm}=\Delta T_1=\Delta T_2$ .

#### **5.4.1. Factor de corrección para intercambiadores de coraza y tubo y de flujo cruzado**

Si se usa un intercambiador de calor diferente a los de doble tubo, la transferencia de calor se puede calcular usando un factor de corrección,  $F$  aplicado al valor de  $LMDT$ , de forma que se tiene:

$$Q= U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (185)$$

Los valores del factor de corrección para diferentes tipos de intercambiadores han sido obtenidos experimentalmente (Bowman et al., 1940; Shah y Mueller, 1985; Taborek, 1990).

A continuación se presentan varias gráficas en las que se suministran los valores del factor de corrección para diversas configuraciones de intercambiadores de coraza y tubo y de flujo cruzado (Figs. 41-44).

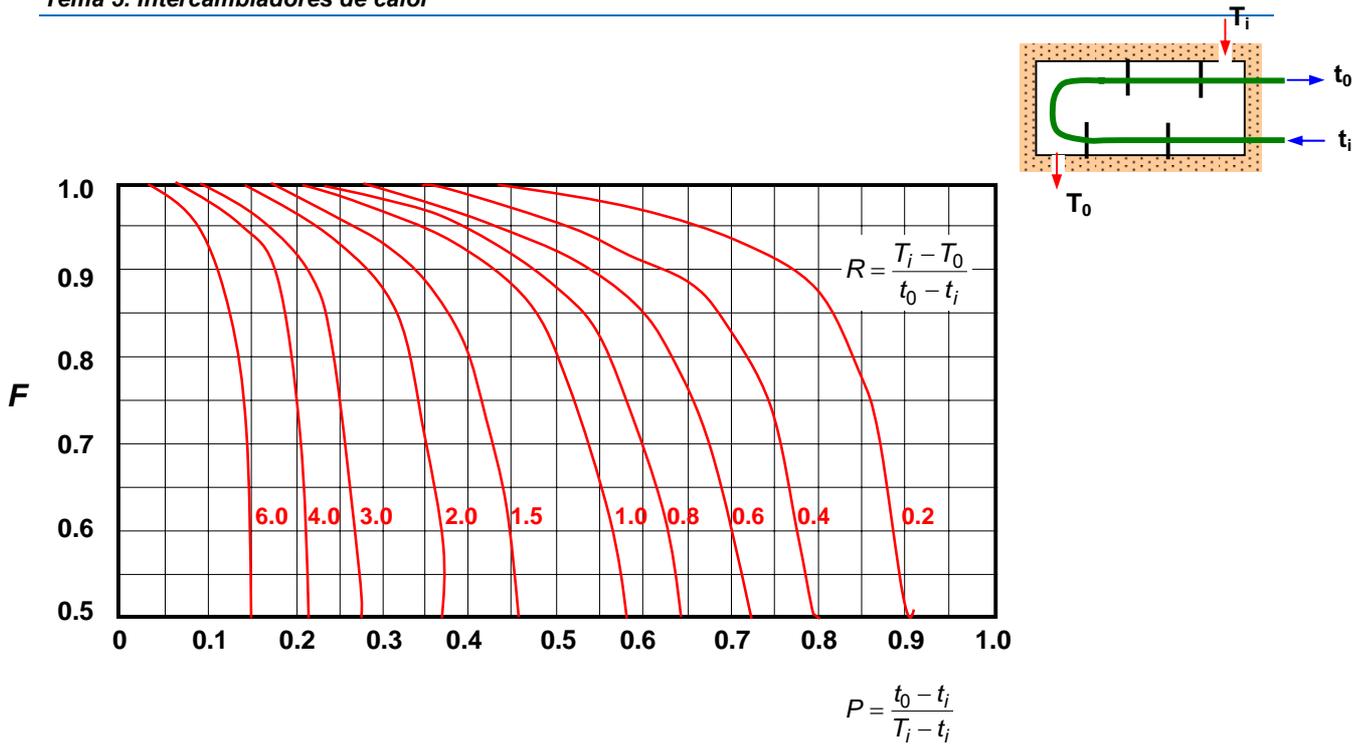


Figura 41. Factor de corrección para un intercambiador multitubular con un paso de carcasa y un número par de pasos de tubo.

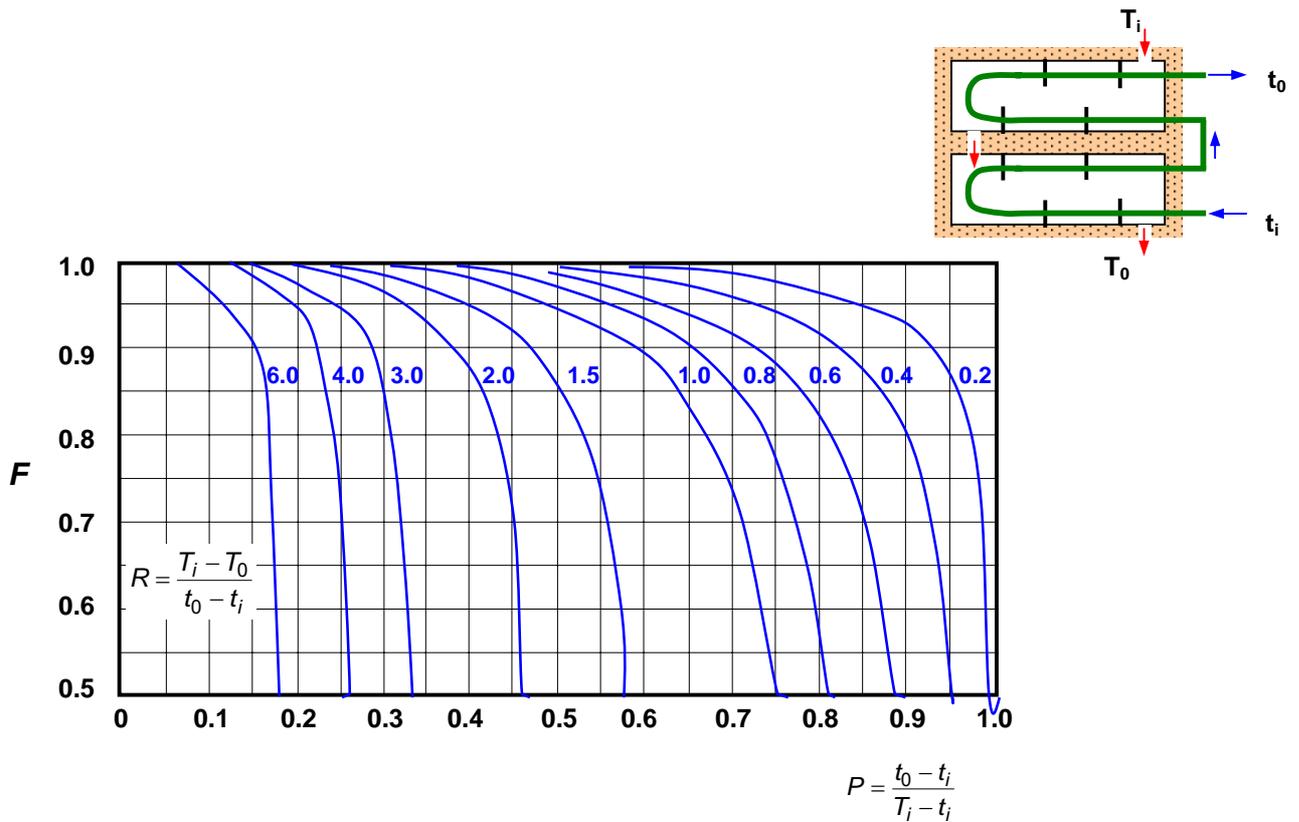


Figura 42. Factor de corrección para un intercambiador multitubular con dos pasos de carcasa y un número par de pasos de tubo.

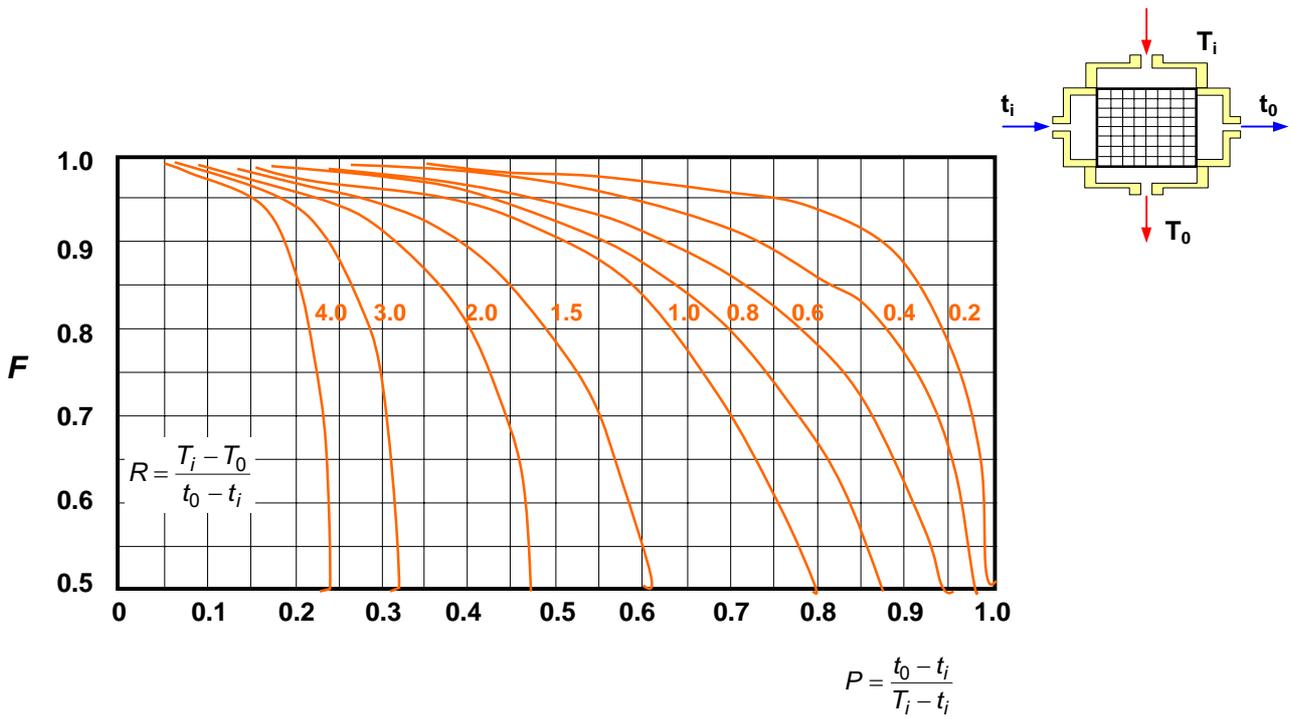


Figura 43. Factor de corrección para un intercambiador de un solo paso y flujo transversal, con los dos fluidos sin mezclar.

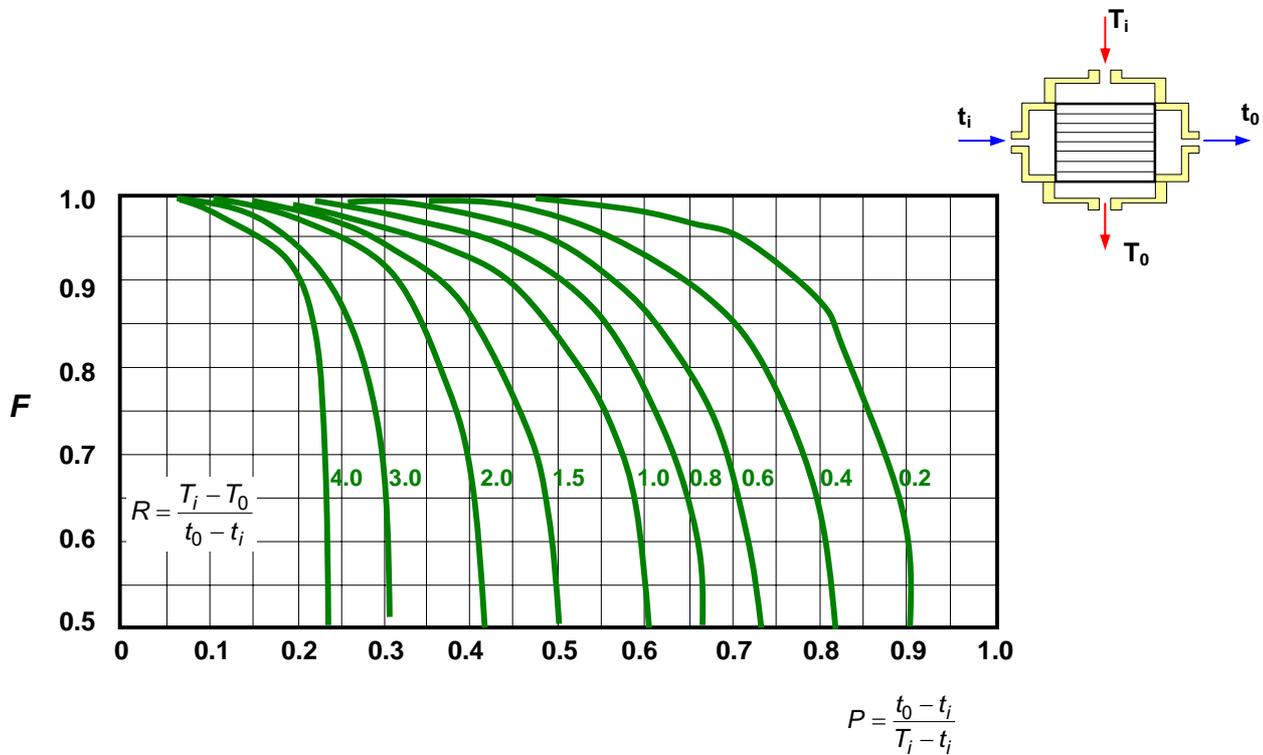


Figura 44. Factor de corrección para un intercambiador de un solo paso y flujo transversal, con un fluido sin mezclar y el otro mezclado.

### 5.5. Efectividad y número de unidades de transmisión

Cuando las temperaturas de salida del intercambiador son desconocidas, el análisis de diferencia media logarítmica de temperatura y factor de corrección requiere un proceso de cálculo iterativo. En tales circunstancias es recomendable utilizar el análisis denominado: Método de efectividad – número de unidades de transmisión.

La efectividad de transferencia de calor se define como la relación de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera una superficie infinita de transferencia de calor:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (186)$$

donde,

$Q$  calor intercambiado por los fluidos frío y caliente [J]

$Q_{max}$  máximo calor que se puede transferir en el intercambiador [J].

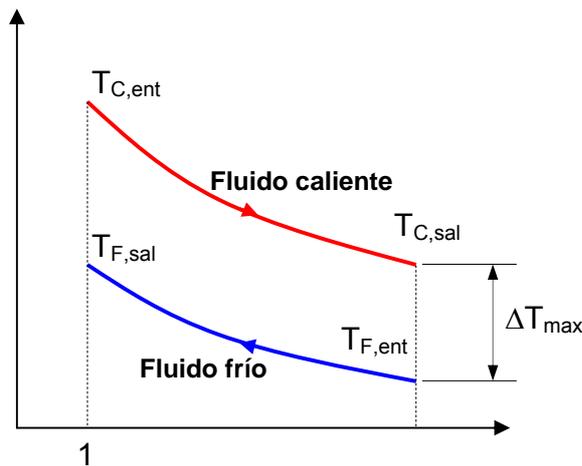


Figura 45. Variación de la temperatura en un intercambiador de doble tubo en contracorriente.

El valor de  $Q_{max}$  se refiere al calor que se transfiere en un intercambiador de doble tubo operando en contracorriente, que posee un área de intercambio infinita. Para esta circunstancia se cumple que la máxima diferencia de temperatura que puede adquirir uno de los fluidos,  $\Delta T_{max}$ , dependerá de sus capacidades caloríficas.

$$Q = C_C \cdot (T_{C,ent} - T_{C,sal}) = C_F \cdot (T_{F,ent} - T_{F,sal}) \quad (187)$$

$$Q = C_C \cdot \Delta T_C = C_F \cdot \Delta T_F \quad (188)$$

De la ecuación anterior se desprende que el fluido que adquiere  $\Delta T_{max}$ , será aquel que tenga la menor capacidad calorífica:

Si  $C_C > C_F$  se tendrá que  $T_{F,sal} \rightarrow T_{C,ent}$  y  $Q_{max} = C_F \cdot \Delta T_{max}$   
 Si  $C_F > C_C$  se tendrá que  $T_{C,sal} \rightarrow T_{F,ent}$  y  $Q_{max} = C_C \cdot \Delta T_{max}$

De manera que en forma compacta se satisface que:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max} \tag{189}$$

**Tabla 7. Fórmulas para la efectividad de intercambiadores de diversas configuraciones (Mills, 1995).**

Configuración	Efectividad
1. Una sola corriente, y todo tipo de intercambiadores cuando $R_c=0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-N_{ut})$
2. Corrientes paralelas	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N_{ut} \cdot (1 + R_c)]}{1 + R_c}$
3. Contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N_{ut} \cdot (1 - R_c)]}{1 - R_c \cdot \exp[-N_{ut} \cdot (1 - R_c)]}$
<i>Flujo cruzado, un solo paso</i>	
4. Ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{N_{ut}^{0.22}}{R_c} \cdot [\exp(-R_c \cdot N_{ut}^{0.78}) - 1]\right\}$
5. Ambos fluidos mezclados	$\varepsilon = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-N_{ut})} + \frac{R_c}{1 - \exp(-R_c \cdot N_{ut})} - \frac{1}{N_{ut}} \right]^{-1}$
6. $C_{max}$ mezclado, $C_{min}$ sin mezclar	$\varepsilon = \frac{1}{R_c} \cdot \left\{ 1 - \exp[R_c \cdot (e^{-N_{ut}} - 1)] \right\}$
7. $C_{max}$ sin mezclar, $C_{min}$ mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ -\frac{1}{R_c} \cdot [1 - e^{-R_c \cdot N_{ut}}] \right\}$
<i>Coraza y tubos</i>	
8. Un paso por coraza; 2, 4, 6,... pasos por tubos <sup>1</sup>	$\varepsilon = \varepsilon_1 = 2 \cdot \left\{ 1 + R_c + (1 + R_c^2)^{1/2} \frac{1 + \exp\left[-N_{ut} \cdot (1 + R_c^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-N_{ut} \cdot (1 - R_c^2)^{1/2}\right]} \right\}$
9. $n$ pasos por coraza; $2n, 4n, 6n, \dots$ pasos por tubos <sup>1</sup>	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 \cdot R_c}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \cdot \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 \cdot R_c}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - R_c \right]^{-1}$

<sup>1</sup> En el cálculo de  $\varepsilon_1$  se usa el  $N_{ut}$  por paso por coraza (es decir,  $N_{ut}/n$ ).

Por definición la efectividad, que es adimensional debe estar comprendida entre cero y uno. Para cualquier intercambiador de calor se puede demostrar que la efectividad puede expresarse mediante la función:

$$\varepsilon = f\left(N_{ut}, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (190)$$

$N_{ut}$  es un parámetro adimensional denominado número de unidades de transferencia (Number of Transfer Units). Este parámetro se usa normalmente en el análisis de intercambiadores y se determina mediante la siguiente expresión:

$$N_{ut} = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (191)$$

A continuación se presentan expresiones para diversas configuraciones de intercambiadores de calor, donde la relación de capacidad es:

$$R_c = \frac{C_{min}}{C_{max}} (\leq 1) \quad (192)$$

**Tabla 8. Fórmulas para el número de unidades de transferencia de intercambiadores de diversas configuraciones (Mills, 1995).**

Configuración	Número de unidades de transferencia
1. Una sola corriente, y todo tipo de intercambiadores cuando $R_c=0$	$N_{ut} = \ln \frac{1}{1-\varepsilon}$
2. Corrientes paralelas	$N_{ut} = \frac{1}{1+R_c} \cdot \ln \frac{1}{1-(1+R_c) \cdot \varepsilon}$
3. Contracorriente	$N_{ut} = \frac{1}{1-R_c} \cdot \ln \frac{1-\varepsilon \cdot R_c}{1-\varepsilon}$
<i>Flujo cruzado, un solo paso</i>	
4. Ambos fluidos sin mezclar	
5. Ambos fluidos mezclados	
6. $C_{max}$ mezclado, $C_{min}$ sin mezclar	$N_{ut} = -\ln[1+(1/R_c) \cdot \ln(1-\varepsilon \cdot R_c)]$
7. $C_{max}$ sin mezclar, $C_{min}$ mezclado	$N_{ut} = -(1/R_c) \cdot \ln[R_c \cdot \ln(1-\varepsilon)+1]$
<i>Coraza y tubos</i>	$N_{ut} = -(1+R_c^2)^{-1/2} \cdot \ln \left[ \frac{E-1}{E+1} \right]$
8. Un paso por coraza; 2, 4, 6,... pasos por tubos <sup>1</sup>	$E = \frac{2/\varepsilon - (1+R_c)}{(1+R_c^2)^{1/2}}$
9. $n$ pasos por coraza; $2n, 4n, 6n, \dots$ pasos por tubos <sup>1</sup>	$E = \frac{[2 \cdot (F - R_c)/(F - 1)] - (1 + R_c)}{(1 + R_c^2)^{1/2}}; F = \left( \frac{\varepsilon \cdot R_c - 1}{\varepsilon - 1} \right)^{1/n}$

<sup>1</sup> Sustituyendo la expresión de  $E$  en la fórmula anterior se obtiene  $N_{ut}$  por paso por coraza (es decir, el valor de  $N_{ut}$  para el intercambiador es igual a  $n$  x este valor).

Las expresiones anteriores también se pueden mostrar mediante gráficos (Figs. 46, 47 y 48).

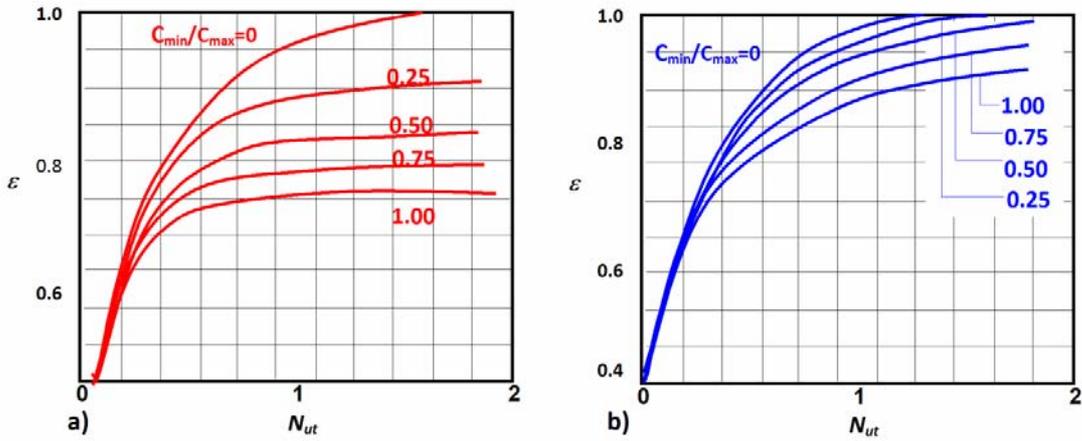


Figura 46. Efectividad para un intercambiador en flujo paralelo (a) y en contracorriente (b).

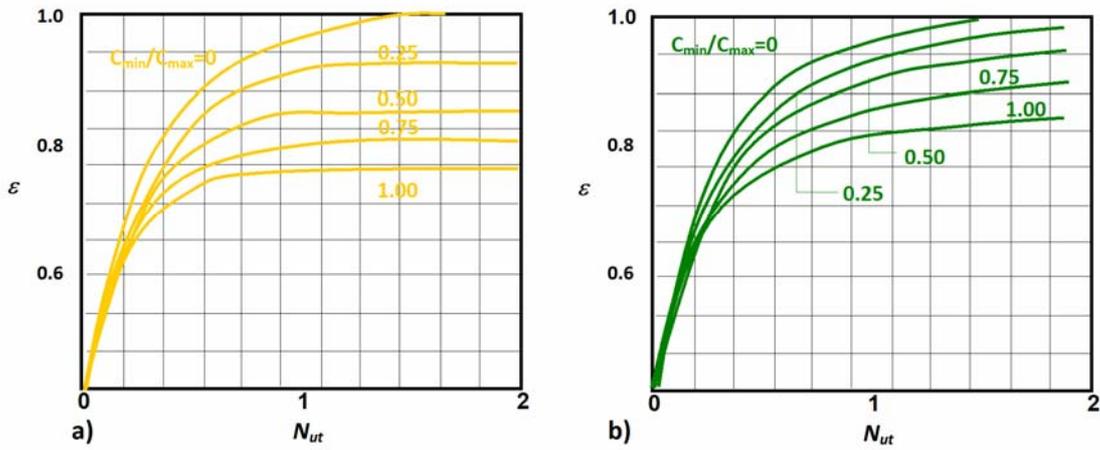


Figura 47. Efectividad de un intercambiador multitubular con un paso de carcasa y un número par de pasos de tubo (a) y con dos pasos de carcasa y un número múltiplo de 4 de pasos de tubo (b).

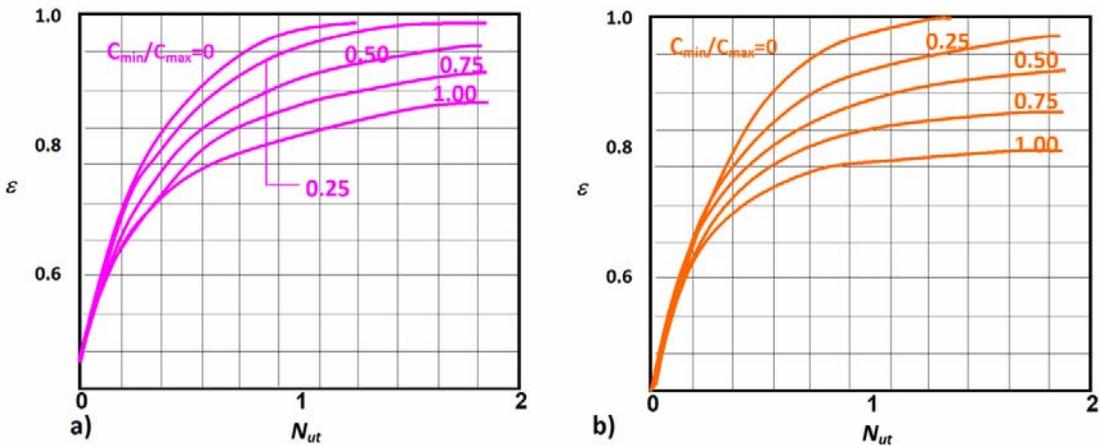


Figura 48. Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar (a) y con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (b).

## Tema 6. Principios de generación de calor

### 6.1. Combustión

La combustión es una reacción exotérmica, de oxidación–reducción, entre dos sustancias, combustible y comburente, que comienza mediante la aplicación de una fuente de calor, como una chispa eléctrica, realizándose a gran velocidad y manifestándose en forma de una llama.

Una combustión es completa cuando los distintos elementos o componentes del combustible se oxidan totalmente en el proceso de combustión, no existiendo por tanto gases combustibles mezclados con los productos de la combustión (o humos), en la salida de éstos a la atmósfera, en caso contrario se dice que la combustión es incompleta.

Un caso particular, dentro de la combustión completa es la denominada combustión neutra, en la que el combustible se quema totalmente al reaccionar única y exclusivamente con la cantidad estequiométrica de comburente.

Es evidente que en la combustión incompleta, al existir, mezclados con los humos, gases combustibles, la cantidad de calor liberado será menor que si la combustión es completa, por lo que deberá procurarse siempre que el proceso de combustión sea lo más completo posible.

#### 6.1.1. Componentes de la combustión

**Combustible:** Es cualquier sustancia capaz de arder en determinadas condiciones o que puede sufrir una rápida oxidación.

**Comburente:** Es la sustancia en cuya presencia el combustible puede arder y que lo oxida en las reacciones de combustión (normalmente oxígeno).

El aire, que contiene aproximadamente un 21% en volumen de oxígeno, es el comburente más habitual en las combustiones.

La energía de activación es la que es preciso aportar para que el combustible y el comburente reaccionen, es decir para el inicio de la reacción.

#### 6.1.2. Dispositivos para la combustión

Sirven para realizar la combustión facilitando la regulación del aire y el contacto del mismo con el combustible.

La instalación para quemar combustibles sólidos consta de:

- Parrillas, donde se deposita el combustible sólido.
- Cenicero, donde se reúnen las cenizas.
- Hogar, recinto cerrado donde se produce la combustión.
- Chimenea o conducto de salida de los gases resultantes de la combustión.

El caudal de aire se regula mediante dos compuertas situadas antes del hogar y en la chimenea, con las cuales se controla la intensidad de la combustión.

En las grandes instalaciones térmicas el carbón se pulveriza previamente y se introduce en el hogar mezclado con aire, y allí se quema en forma de gran llama continua.

Los quemadores para líquidos introducen en el hogar el combustible finamente pulverizado mezclado con aire en la proporción adecuada.

Para evitar obstrucciones en la estrecha salida del quemador es necesario que el combustible líquido esté filtrado y, si es muy denso, se debe precalentar para hacerlo más fluido.

La combustión de los gases se realiza en mecheros de tipo Bunsen, formados por un tubo vertical donde se mezclan el gas que sale por un pequeño orificio situado en la parte inferior del tubo y el aire que penetra por las aberturas laterales de éste por efecto Venturi. La llama se produce en la parte superior del tubo vertical, Para quemadores mayores se utilizan dos tubos concéntricos: el gas sale por el tubo más pequeño y el aire por el mayor.

## **6.2. Combustibles**

Los combustibles pueden clasificarse, según el estado en que se presentan, en:

- combustibles sólidos: leña, carbón vegetal, carbón mineral, carbón de coque.
- combustibles líquidos: gasolina, gasóleo, petróleo industrial (queroseno), fuel-oil, alcoholes.
- combustibles gaseosos: gas ciudad, gas natural, propano, butano, acetileno.

### **6.2.1. Combustibles sólidos**

Su combustibilidad depende de:

- Contenido de humedad del sólido
- Conductibilidad calorífica
- Aptitud y temperatura de ignición
- Grado de combustión

- Velocidad de propagación
- Carga termina

La leña fue el combustible más usado por el hombre hasta que se empezó a utilizar el carbón mineral. En la actualidad la leña es escasa y cara y sólo se utiliza como combustible en las chimeneas hogar o para iniciar la combustión del carbón en pequeños hornos.

- **Carbón vegetal.** Es el que se obtiene mediante la combustión incompleta de la madera.

Este combustible arde con mucha facilidad, contiene pocas impurezas y su potencia calorífica es de  $8000 \text{ kcal}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

- **Carbón mineral.** Se encuentra en el subsuelo a diferentes profundidades formando vetas que proceden de la carbonización natural de grandes masas vegetales.

Existen cuatro variedades de carbón mineral con diferente grado de carbonización: turba, lignito, hulla y antracita.

El carbón mineral contiene impurezas, como el azufre, que crea problemas de contaminación química en la atmósfera con su combustión.

La lluvia ácida es debida al desprendimiento de gas sulfuroso ( $\text{SO}_2$ ) derivado de la combustión del azufre que acompaña al carbón como impureza. Este gas se convierte en ácido sulfúrico en contacto con la humedad atmosférica y produce daños importantes.

- **Carbón de coque.** Es un carbón bastante ligero, de aspecto poroso y elevada potencia calorífica,  $3000 \text{ kcal}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Se obtiene de la destilación de la hulla, calentándola fuertemente en hornos cerrados para aislarla del aire. La hulla desprende gases de gran utilidad industrial y, al final del proceso, queda en el horno el carbón de coque. Este carbón es indispensable para la fabricación del hierro y del acero. Se utiliza también para calefacción en núcleos urbanos porque su combustión no desprende humo y permite disminuir la contaminación ambiental.

### **6.2.2. Combustibles líquidos**

El punto de inflamación es la mínima temperatura bajo la cual un líquido en equilibrio con su vapor, presenta una cantidad suficiente de éste para que se encienda en contacto con una fuente de ignición.

Dado que lo que arde no es el líquido en él sino sus vapores, la velocidad de combustión y propagación varía en función de:

- la presión de vapor

- punto de inflamación y ebullición
- índice de evaporación
- además de factores ambientales (velocidad del viento, temperatura, presión).

- **Alcoholes.** En los últimos años se ha trabajado en el desarrollo de motores aptos para funcionar con metanol o etanol, productos obtenidos a partir de madera y cana de azúcar. En Brasil se ha llegado a comercializar un combustible líquido compuesto de etanol y gasolina.

- **Petróleo bruto natural.** El petróleo crudo se somete a una destilación fraccionada mediante calentamiento a distintas temperaturas en orden creciente.

La destilación produce el desprendimiento de los vapores de los productos más volátiles:

- La gasolina, hasta 180°C
- El queroseno o petróleo industrial, hasta 280°C
- El gasóleo a los 350°C
- Los aceites de engrase y el fuel-oil se obtienen utilizando temperaturas más elevadas.
- Por último, queda el alquitrán como subproducto final.

Los combustibles derivados del petróleo son mezclas de hidrocarburos de moléculas complejas.

Al arder se combinan químicamente con el oxígeno del aire desprendiendo energía calorífica, dióxido de carbono, vapor de agua y, en menor cantidad, otros gases que dependen de los aditivos del combustible y de las condiciones de su combustión.

- **Gasolina.** Es un combustible líquido, de densidad  $0.75 \text{ kg}\cdot\text{l}^{-1}$  y de potencia calorífica  $32000 \text{ kcal}\cdot\text{l}^{-1}$ , muy volátil.

El índice de octanos indica la resistencia a las altas presiones y temperaturas, dentro del cilindro del motor, sin que se produzca detonación.

- Queroseno o petróleo industrial. Es un líquido transparente, algo más denso que la gasolina y menos inflamable, que se utiliza como combustible en los motores a reacción y de turbina de gas. Se utiliza también como disolvente y para calefacción doméstica.

- **Gasóleo.** Es un líquido de densidad 0.85 y potencia calorífica de  $42000 \text{ kcal}\cdot\text{kg}^{-1}$ , que se utiliza principalmente como combustible de los motores diesel gracias a su propiedad de inflamarse cuando se le somete a elevadas presiones y temperaturas.

- **Fuel-oil.** Es un líquido espeso y oscuro que se utiliza para los hornos industriales y para calefacción. Como su temperatura de inflamación es elevada es difícil mantener su combustión, por lo cual es necesario calentarlo previamente, y con frecuencia puede

resultar contaminante debido al humo que desprende cuando las condiciones de su combustión no son las adecuadas. Es el combustible líquido más económico.

### 6.2.3. Combustibles gaseosos

Son los combustibles más empleados. Presentan sobre los sólidos y líquidos ventajas de transporte y almacenamiento, así como mayor luminosidad de llama y mayor poder calorífico, debido a su mayor facilidad de mezcla con el comburente.

Gas inflamable es cualquier gas que pueda arder en concentraciones normales de oxígeno en el aire. Su inflamabilidad depende de sus límites de inflamación y de su temperatura de ignición.

Según sus propiedades físicas se podrían clasificar en comprimidos, licuados y criogénicos. Según su origen en puros, (verdaderos) e industriales, (subproductos). Importante tener en cuenta la capacidad de los gases combustibles de producir explosiones, a la hora de su extinción.

- **Gas de alumbrado o "gas ciudad"**. Es una mezcla de gases que se obtiene por destilación seca de la hulla. Se compone de un 50% de hidrógeno, un 34% de metano, un 8% de monóxido de carbono y pequeñas cantidades de otros compuestos. Actualmente está siendo sustituido por el gas natural.

- **Gas natural**. Es un combustible gaseoso que se encuentra formando bolsas en el subsuelo, generalmente asociado con el petróleo o el carbón. Está compuesto fundamentalmente por metano, pequeñas cantidades de otros gases combustibles como el etano y otros no combustibles como el nitrógeno y el dióxido de carbono.

El consumo de gas natural, tanto para la industria como para calefacción, va en aumento pues presenta una combustión muy limpia, sin desprendimiento de humo ni de residuos sólidos.

- **Propano y butano**. Son dos combustibles gaseosos que se obtienen en las refinerías de petróleo.

El butano y el propano ( $C_3H_8$ ) se comercializan licuados ya que son gaseosos a la presión atmosférica pero, a la presión de envasado, se encuentran en estado líquido.

### 6.3. Poder calorífico de un combustible

El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor emitida por un combustible por unidad de masa. Generalmente se mide en megacalorías por kilogramo de combustible ( $Mcal \cdot kg^{-1}$ ).

A mayor poder calorífico del combustible mayor será la temperatura que alcanzan los gases de la combustión.

**Tabla 9. Densidad, poder calorífico inferior y aire de combustión para varios combustibles.**

<b>Combustible</b>	<b>Densidad</b> [kg/m <sup>3</sup> ]	<b>PCI</b> [kJ/kg]	<b>Aire teórico de combustión</b> [m <sup>3</sup> /kg]
Carbón	-	31400	8.4
Coque	-	29300-33500	8.4
Lignito	900-1200	28400	5.7
Turba	360	21300	5.7
Antracita	800-950	34300	8.4
Madera (seca)	500-750	19000	4.4
<b>Volumen de aire por volumen de combustible</b>			[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]
Butano C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2.4	45790	31
Gas natural	0.65	-	9.5
Propano C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.85	46350	24
Gas ciudad	-	-	4
<b>Volumen de aire por volumen de combustible</b>			[m <sup>3</sup> /l]
Gases licuados del petróleo (GLP)	-	-	9.8
Petróleo combustible pesado	-	40895	10.8
Gasóleo	830-880	42275	-
Fuel-oil	-	40600	-

La velocidad de la combustión es una medida de la cantidad de combustible consumida por unidad de tiempo en unas condiciones dadas. La velocidad de la combustión depende en alto grado de la forma del combustible, cantidad de aire existente, contenido de humedad y otros factores relacionados con éstos; sin embargo, para que la combustión continúe, es siempre necesario que se produzca una evaporación progresiva de los sólidos y líquidos por su exposición al calor.

#### 6.4. Aire necesario en la combustión

El aire mínimo para la combustión es la cantidad estequiométrica de éste necesaria para producir la combustión completa del combustible considerado, no contabilizándose el necesario para la formación de óxidos de nitrógeno, NO<sub>x</sub>, debido a que éstos aparecen en muy pequeñas cantidades, por lo que pueden ser despreciados.

Para su cálculo se utiliza la composición del combustible expresada porcentualmente en peso:

$$P_C + P_{H_2} + P_{O_2} + P_S = 1 \quad [\text{kg}] \text{ de combustible} \quad (193)$$

donde,

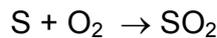
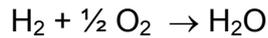
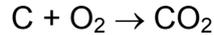
**P<sub>C</sub>** tanto por uno en peso de carbono en el combustible.

$P_{H_2}$  tanto por uno en peso de hidrógeno en el combustible.

$P_{O_2}$  tanto por uno en peso de oxígeno en el combustible.

$P_S$  tanto por uno en peso de azufre en el combustible.

Siendo las reacciones químicas que se producen en una combustión completa las siguientes:



Teniendo en cuenta los pesos moleculares correspondientes a cada uno de los elementos químicos que intervienen en las reacciones anteriores, se obtiene la cantidad de oxígeno que es necesario aportar para producir la combustión neutra de un kilogramo de combustible, denominada oxígeno mínimo:

$$O_m = 32 \cdot \left[ \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \quad [\text{kg de } O_2/\text{kg combustible}] \quad (194)$$

Es decir,

$$O_m = 2.67 \cdot P_C + 8 \cdot P_{H_2} + P_S - P_{O_2} \quad [\text{kg de } O_2/\text{kg combustible}] \quad (195)$$

El volumen de oxígeno mínimo necesario se puede calcular considerando la densidad del oxígeno  $\rho_{O_2} = 1.429 \text{ kg/m}^3$ :

$$V_{O_2 \text{ min}} = 22.4 \cdot \left[ \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \quad [\text{m}^3 \text{ de } O_2/\text{kg combustible}] \quad (196)$$

Como la composición media, en peso, del aire es aproximadamente 23% de oxígeno y 77% de nitrógeno, el poder comburívoro del combustible, o aire mínimo necesario para la combustión neutra de un kilogramo de combustible:

$$A_m = \frac{O_m}{0.23} = \frac{2.67 \cdot P_C + 8 \cdot P_{H_2} + P_S - P_{O_2}}{0.23} \quad [\text{kg aire/kg combustible}] \quad (197)$$

Para expresar este peso de aire en volumen, debe tenerse en cuenta que éste varía con la temperatura y la presión, siendo usual su expresión en condiciones normales, es decir a  $0^\circ\text{C}$  y 1 atm de presión; en estas condiciones, la densidad del aire seco vale  $1.29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , por lo que el aire mínimo será:

$$A'_m = \frac{A_m}{1.29} \cong \frac{2.67 \cdot P_C + 8 \cdot P_{H_2} + P_S - P_{O_2}}{0.3} \quad [\text{m}^3 \text{ aire/kg combustible}] \quad (198)$$

## 6.5. Coeficiente de exceso de aire

La cantidad real de aire que hay que aportar para la combustión es superior al aire mínimo, debido a que el tamaño de las partículas del combustible impide una mezcla perfecta entre estas y el comburente, y a que el tiempo en el que ambos componentes se encuentran juntos dentro del hogar es relativamente corto ya que parte del aire pasa a la chimenea sin reaccionar con el combustible.

Por estas causas es necesario realizar un aporte superior de aire que compense la dificultad de mezcla y que será mayor cuanto más grandes sean las partículas del combustible.

La introducción en el hogar de un mayor caudal de aire comburente, y por tanto de oxígeno, conlleva el inconveniente de la aparición de otras reacciones secundarias con los productos de la combustión. Por ejemplo, el azufre en presencia de oxígeno en abundancia da lugar a anhídrido sulfuroso que puede continuar oxidándose hasta producir anhídrido sulfúrico:



Puesto que otro de los productos de la combustión es el vapor de agua que puede reaccionar con el anhídrido sulfúrico originando ácido sulfúrico en estado gaseoso:



En el caso de que la temperatura de los humos fuera inferior al punto de rocío del sulfúrico (en torno a 150°C) el gas de ácido sulfúrico se condensa produciendo daños en la instalación por corrosión. Para evitarlo es necesario expulsar los gases de la combustión a una temperatura superior al punto de rocío originándose así una importante pérdida de calor en forma de calor sensible de los humos.

El exceso de aire es la diferencia entre el aire real, que es necesario introducir para producir la combustión completa del combustible, y el aire mínimo. El coeficiente de exceso de aire, es el cociente entre el aire realmente introducido y el aire mínimo:

$$n = \frac{A_r}{A_m} \quad (199)$$

El exceso de aire puede expresarse en función del coeficiente de exceso de aire y el aire mínimo:

$$A_r - A_m = (n - 1) \cdot A_m \quad (200)$$

Los valores recomendables de exceso de aire suelen ser los siguientes:

Para combustibles sólidos de 1.5 a 2.0

Para combustibles líquidos de 1.1 a 1.2

Para combustibles gaseosos de 1.0 a 1.1

## 6.6. Características de los humos

Tras determinar la cantidad de aire necesario para que se produzca una correcta combustión es necesario conocer los productos que surgen como resultado de esa combustión y a los que se les denomina comúnmente como humos.

El humo que se produce en los proceso de combustión está compuesto por gases y partículas sólidas y líquidas en suspensión en el aire, con tamaños comprendidos entre 0.005 y 0.01 milimicras.

El caso más complejo es el de la combustión incompleta que se produce principalmente debido a dos causas:

- volumen insuficiente de aire
- deficiencia en la mezcla entre el combustible y el comburente

La combustión incompleta es indeseable pues supone una pérdida de rendimiento al liberarse una menor cantidad de energía. Por esta razón es importante suministrar una cantidad suficiente de aire que asegure la combustión completa del combustible.

En el caso de que la mezcla entre el combustible y el comburente sea defectuosa aún cuando la cantidad de aire es la correcta las reacciones químicas finales son las hasta ahora descritas y una adicional en la que se genera monóxido de carbono:



Si la cantidad de aire fuera insuficiente además de los humos se generarían gases como hidrógeno, metano y otros hidrocarburos además de partículas de carbono no quemadas.

Del carbono del combustible una fracción  $x_C$  se quemará dando lugar a anhídrido carbónico mientras que el resto,  $1 - x_C$  se oxidará produciendo monóxido de carbono.

El aire es una mezcla de gases permanentes más o menos fijos de los cuales aproximadamente un 79% del volumen es  $N_2$ , un 21% es  $O_2$  y el resto lo constituyen un gran número de gases y partículas sólidas en proporciones despreciables.

Así, en los humos además de los productos de la combustión existirá una cierta cantidad de oxígeno que no habrá sido consumido en la reacción así como todo el nitrógeno introducido.

El volumen de oxígeno en los humos se puede calcular en función del coeficiente de exceso de aire,  $n$ , como:

$$V_{O_2 h} = V_{O_2 real} - V_{O_2 min} = (n - 1) \cdot V_{O_2 min} \quad (201)$$

Considerando los pesos moleculares de los distintos productos y sus densidades se puede obtener el volumen de oxígeno en los humos en función de los tantos por uno en peso de los diferentes componentes del combustible (C, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> y S) sustituyendo del valor de dado por la Ec. (196) en la Ec. (201):

$$V_{O_2h} = 22.4 \cdot (n-1) \left[ \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \text{ [m}^3 \text{ O}_2\text{/kg]} \quad (202)$$

Teniendo en cuenta además la fracción de carbono que se quemará dando lugar a anhídrido carbónico,  $x_c$  se obtiene:

$$V_{O_2h} = 22.4 \cdot (n-1) \left[ \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] + \frac{1}{2} \cdot (1-x_c) \cdot \frac{22.4}{12} \cdot P_C \text{ [m}^3 \text{ O}_2\text{/kg]} \quad (203)$$

Por otra parte el volumen de nitrógeno presente en los humos, al haberse despreciado la formación de **NO<sub>x</sub>**, será el total del introducido con el aire comburente, y si se tiene en cuenta la composición volumétrica de éste se obtiene el valor:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} \cdot n \cdot V_{O_2min} \quad (204)$$

Considerando el valor de  $V_{O_2min}$  dado por la Ec. (196) se obtiene:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} \cdot n \cdot 22.4 \left[ \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \text{ [m}^3 \text{ N}_2\text{/kg]} \quad (205)$$

El volumen total de humos será la suma del de cada uno de sus componentes:

$$V_T = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{HO_2} + V_{N_2} + V_{CO} \quad (206)$$

Los volúmenes de azufre, vapor de agua, dióxido y monóxido de carbono presentes en el humo son:

$$V_{SO_2} = 22.4 \left( \frac{P_S}{32} \right) \quad (207)$$

$$V_{H_2O} = 22.4 \left( \frac{P_{H_2}}{4} \right) \quad (208)$$

$$V_{CO_2} = 22.4 \left( \frac{P_C}{12} \right) \cdot x_c \quad (209)$$

$$V_{CO} = 22.4 \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{P_C}{12} \right) \cdot (1-x_c) \quad (210)$$

El volumen total será entonces:

$$V_T = (n-1) \cdot V_{O_2min} + (n/0.21 - n) \cdot V_{O_2min} + V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{HO_2} + V_{CO} \Rightarrow$$

$$V_T = (n/0.21) \cdot V_{O_2min} + V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{HO_2} - V_{O_2min} + V_{CO} \quad (211)$$

Así el volumen total de humos vendría dado por la expresión:

$$V_T = 22.4 \cdot \left[ \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \cdot \frac{n}{0.21} - \frac{1}{2} \cdot (1-x_C) \cdot \frac{P_C}{12} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \text{ [m}^3 \text{ /kg]} \quad (212)$$

Si la combustión fuera completa todo el carbono llegaría a oxidarse totalmente formando únicamente anhídrido carbónico, de forma que la fracción  $x_C$  sería igual a 1. Así el volumen total de humos vendría dado por la expresión:

$$V_T = 22.4 \cdot \left[ \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \cdot \frac{n}{0.21} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \text{ [m}^3 \text{ /kg]} \quad (213)$$

Mediante esta última ecuación se puede calcular el volumen total de humos producido en la combustión completa de 1 kg de combustible. Si además de completa la combustión fuera neutra, es decir no fuera necesario un exceso de aire, la ecuación anterior proporciona el volumen de humos sustituyendo del valor de  $n=1$ .

El volumen de humos secos,  $V_S$ , en el que se descuenta el volumen de vapor de agua formado en la combustión vendrá dado por una expresión similar a las anteriores:

$$V_T = 22.4 \cdot \left[ \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \cdot \frac{n}{0.21} - \frac{1}{2} \cdot (1-x_C) \cdot \frac{P_C}{12} - \frac{P_{H_2}}{4} - \frac{P_{O_2}}{32} \right] \text{ [m}^3 \text{ /kg comb.]} \quad (214)$$

El análisis de los humos normalmente se suele realizar eliminando el vapor de agua mediante enfriamiento y filtrado, por lo que el volumen de la muestra responde al de humos secos.

## 6.7. Triángulo y rendimiento de la combustión

La composición porcentual de los humos referida al volumen de humos secos puede ser representada mediante un punto de una gráfica a la que se denomina triángulo de la combustión o diagrama de Ostwald.

Mediante este triángulo se puede caracterizar la calidad de la combustión y poder así determinar las posibles medidas para su mejora.

El diagrama de Ostwald permite obtener en función de los porcentajes de anhídrido carbónico ( $\gamma_{CO_2}$ ) y de oxígeno ( $\gamma_{O_2}$ ) medidos en los humos:

- El tipo de combustión real
- El porcentaje de exceso o defecto de aire
- La concentración de CO (en el caso de producirse)

Se define para un combustible en concreto de forma que el eje de abscisas representa el porcentaje de oxígeno y el de ordenadas representa el de anhídrido carbónico. En general contiene:

- La recta de las combustiones oxidantes ( $\gamma_{CO}=0\%$ ) graduada en exceso de aire,
- Una graduación de defecto de aire sobre el eje vertical ( $\gamma_{O_2}=0\%$ ),
- El punto representativo de la combustión neutra ( $\gamma_{O_2}=0\%$  y  $\gamma_{CO}=0\%$ ) para  $\gamma_{CO_2max}$ ,
- Las rectas de igual contenido en CO ( $\gamma_{CO}=cte$ ) paralelas a la recta de las combustiones oxidantes,
- Las rectas de igual exceso de aire.

Los diagramas de Ostwald son aplicables a todos los combustibles, son insensibles a los contenidos en agua y en cenizas de combustibles sólidos, pero no son utilizables si el contenido de sólidos no quemados supera el 3%. Los diagramas prácticos están limitados a su parte útil ( $\gamma_{O_2}<21\%$ ).

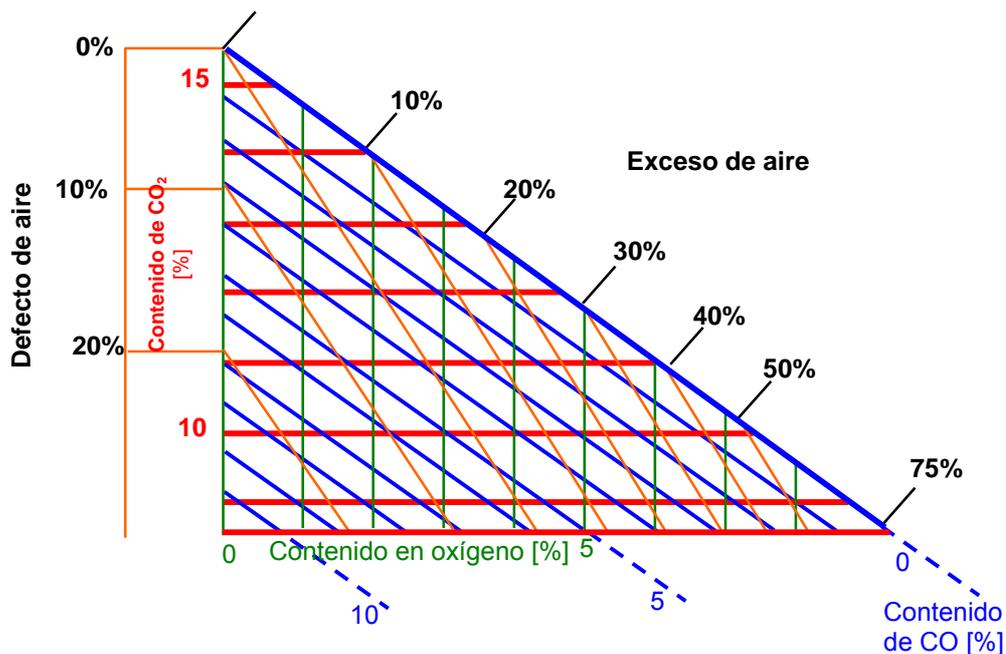


Figura 49. Diagrama de Ostwald.



## Tema 7. Generadores de calor

### 7.1. Calderas

Una caldera es un aparato que transfiere energía térmica, procedente de una fuente energética, a un fluido caloportador que se distribuye para que ceda parte de su calor en el medio que se desea calentar.

Clasificación de las calderas:

Fuente de energía	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas eléctricas</li> <li>Calderas de combustibles sólidos</li> <li>Calderas de combustibles líquidos</li> <li>Calderas de combustibles gaseosos</li> </ul>
Fluido caloportador	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas de vapor</li> <li>Calderas de agua caliente</li> <li>Calderas de agua sobrecalentada</li> <li>Calderas de aceites térmicos</li> </ul>
Presión de funcionamiento	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas de alta presión</li> <li>Calderas de media presión</li> <li>Calderas de baja presión</li> </ul>
Presión en el hogar	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas presurizadas</li> <li>Calderas atmosféricas</li> <li>Calderas en depresión</li> </ul>
Material de construcción	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas de fundición</li> <li>Calderas de chapa de acero</li> <li>Calderas de otros materiales</li> </ul>
Principio de diseño	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calderas acutubulares</li> <li>Calderas piro-tubulares</li> </ul>



**Figura 50. Caldera pirotubular horizontal.**

Las calderas más utilizadas a nivel industrial son las de tipo pirotubular de chapa metálica (Fig. 50).



**Figura 51. Caldera vertical de un sistema de calefacción de agua caliente.**

## 7.2. Características principales

### a) *Potencia térmica.*

- La **potencia térmica nominal**,  $P_N$ , es la máxima energía que se puede aportar en el hogar de la caldera, por unidad de tiempo.

- La **potencia térmica útil**,  $P_u$ , es la máxima energía que puede absorber el fluido caloportador en la caldera, por unidad de tiempo.

La diferencia entre ambos valores es función de las pérdidas de energía en la caldera, por radiación y conducción-convección al ambiente que rodea la caldera a través de su estructura, y por calor evacuado por los gases de combustión que se vierten a la atmósfera.

La relación entre ambas potencias es el rendimiento o coeficiente de eficacia de la caldera:

$$\eta = P_u / P_N \quad (215)$$

### b) *Superficie de calefacción.*

Es la superficie de intercambio de calor en contacto con el fluido caloportador.

La superficie de radiación es la zona de contacto con la llama y la superficie de convección es la que se encuentra en contacto con los gases de combustión.

### c) *Presión.*

- **Presión de diseño.** La utilizada como base de cálculo al establecer la resistencia de los elementos constituyentes de la caldera.

- **Presión nominal o de servicio.** Presión máxima a la que será sometida una caldera al ser conectada a la instalación.

- **Presión de timbre.** Presión a la que una vez fabricada, o en revisiones periódicas, será sometida la caldera para comprobar su estanqueidad. Normalmente la presión de timbre es 1.5 la presión nominal.

### d) *Temperatura.*

- **Temperatura de diseño.** Es la fijada como base para los cálculos constructivos (la resistencia de materiales varía con la temperatura).

Temperatura de servicio. Es a la que estará sometida la caldera una vez conectada a la instalación.

### 7.3. Principales tipos de calderas

#### 7.3.1. Calderas pirotubulares

En las calderas pirotubulares los productos de la combustión circulan por el interior de los tubos que forman el haz de intercambio, estando rodeados del fluido caloportador (Fig. 52).

El cuerpo de presión de la caldera está constituido por un cilindro de acero de alta calidad, cerrado por sus dos extremos. La pared lateral se denomina casco o tambor y las de los extremos fondos.

La presión máxima de servicio suele ser de, 1000-2000 kPa, permitiendo la combustión tanto de combustibles líquidos como gaseosos.

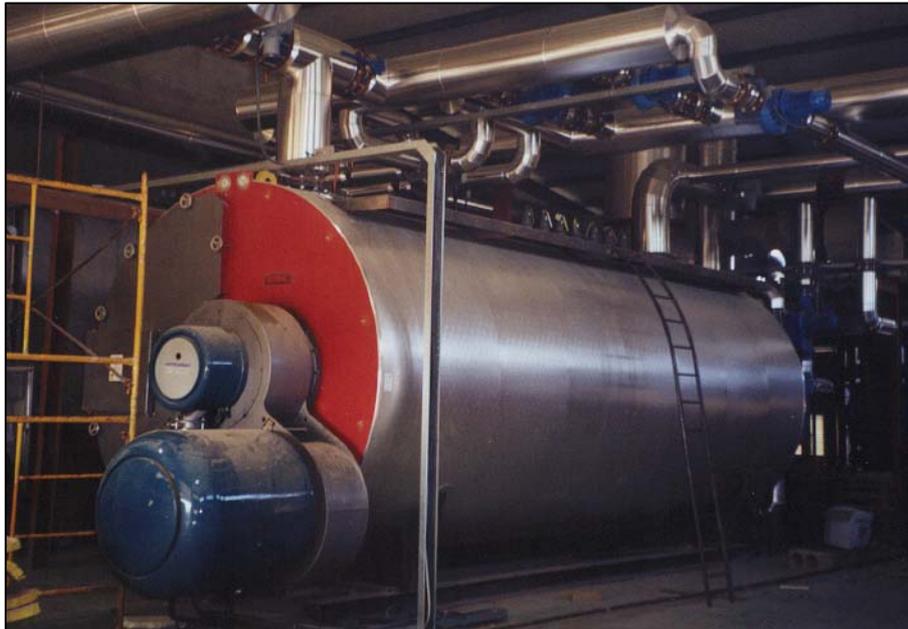


Figura 52. Caldera de un sistema de calefacción de agua caliente.

El hogar está constituido por un tubo cilíndrico de paredes onduladas que enlaza con otro tubo de mayor diámetro y menor longitud que constituye la cámara de postcombustión.

El hogar está desplazado del eje de la caldera para mejorar la circulación del agua y, al mismo tiempo, permitir una optimización en el reparto de superficies de calefacción.

Los gases resultantes de la combustión primero pasan por el hogar, después por la cámara de postcombustión donde sufren un giro en su dirección para iniciar su paso por los tubos de humo.

Las paredes de los tubos de circulación de los gases son onduladas (Fig. 53) para aumentar la superficie de contacto con el agua de la caldera y para absorber las deformaciones debidas a los procesos de contracción y dilatación.

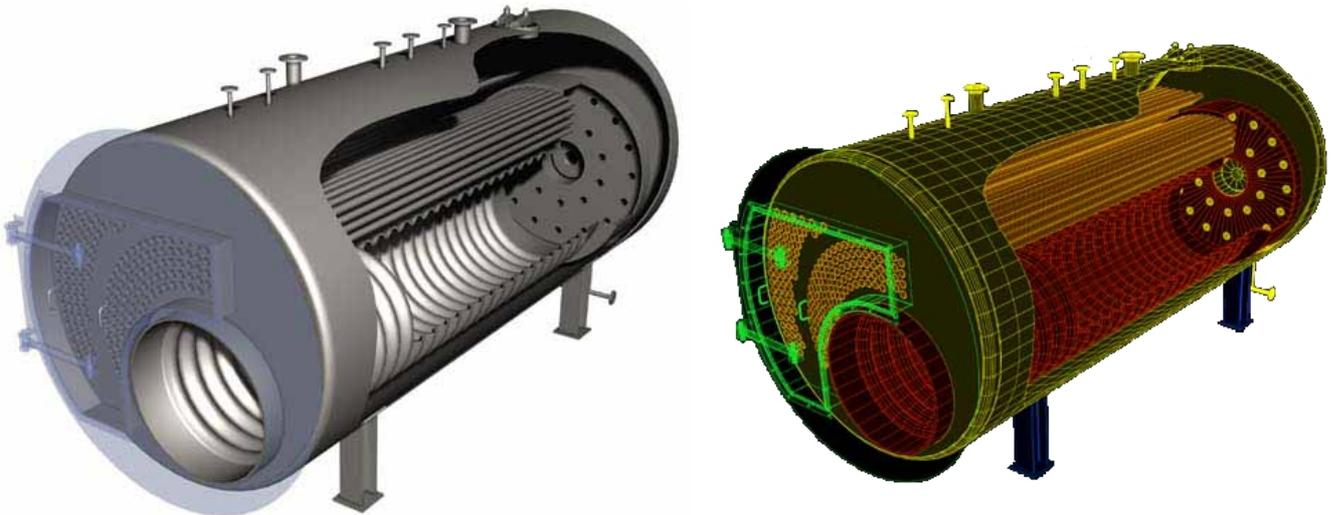


Figura 53. Interior de una caldera piro-tubular (Marca CERNEY).

Las potencias útiles proporcionadas por las calderas disponibles comercialmente son muy amplias, entre 25 y 10000 kW, consiguiendo rendimientos del 85-90%. Igualmente existen calderas que proporcionan flujos de agua entre 125 y 30000 kg·h<sup>-1</sup>.

### 7.3.2. Calderas acuotubulares

En las calderas acuotubulares el fluido portador circula por el interior de los tubos de intercambio de calor, que se encuentran inmersos en los gases o llamas producidas por la combustión.

Normalmente están constituidos por un gran hogar o zona de radiación y poseen uno o dos pasos para los gases formados por panales de tubos por los que circula el fluido caloportador.

Al circular el fluido caloportador a través de tubos dentro de estas calderas se permiten presiones de servicio más elevadas, que pueden alcanzar incluso los 10000 kPa. Las calderas acuotubulares se utilizan para potencias útiles muy elevadas, a partir de 10000 kW.

### **7.3.3. Calderas de fundición**

Las calderas de fundición están construidas en hierro fundido o acero moldeado. Su ámbito de aplicación se restringe a la calefacción doméstica con potencias comprendidas entre 10 y 1000 kW. Suelen tener presiones de trabajo entre 100 y 800 kPa.

Son recomendables preferentemente para la utilización de combustibles sólidos, ya que por las características del material se comportan mejor para llama constante y son frágiles cuando se realiza un calentamiento discontinuo.

Presentan gran resistencia a la corrosión, construyéndose normalmente por elementos independientes que se pueden reponer en caso de deterioro.

Presentan bajos rendimientos para los combustibles líquidos y gaseosos, 60-70%, pero tienen una larga vida media superior al resto.

### **7.3.4. Calderas de chapa de acero**

La mayoría de las calderas existentes se fabrican en chapa o tubo de acero al carbono, principalmente para potencias superiores a 350 kW.

Este tipo de calderas permite su fabricación para cualquier combustible, fluido caloportador, presión y temperatura de trabajo variando su diseño, principalmente el espesor de la chapa utilizada.

El menor peso de estas calderas con respecto a las de fundición supone un menor coste de instalación y de inversión, sobretodo para grandes potencias.

Debido a la gran elasticidad y resistencia de la chapa de acero que conforma la caldera, se puede utilizar cualquier tipo de ciclo de trabajo.

Para poder ser desmontadas de forma similar a las calderas de fundición, actualmente se suelen construir por módulos.

Presentan una vida media menor con respecto a las de fundición, pero mayores rendimientos.

#### 7.4. Accesorios de las calderas

Una vez que la caldera se ha probado a la presión de timbre, correspondiente a 1.5 veces la presión nominal de trabajo (no inferior a 700 kPa), deberá funcionar con los siguientes accesorios de seguridad:

- Un hidrómetro que indique la columna de agua que hay en la caldera en cada momento, para poder compararla con la altura máxima admisible para la instalación que deberá estar marcada mediante una señal.
- Un termómetro que indique la temperatura del fluido en el interior de la caldera.



Figura 54. Depósitos de gas propano para una instalación de calefacción.

Un sistema de calefacción consta además de otros elementos:

- Depósito de combustible (Fig. 54).
- Equipo de combustión o quemador.
- Caldera auxiliar para combustión de sólidos.
- Tuberías de distribución.
- Bombas de impulsión.
- Vasos de expansión (Fig. 55).
- Accesorios de seguridad (presostatos, termostatos, válvulas de nivel, etc...)



Figura 55. Instalación de calefacción con vasos de expansión de membrana.

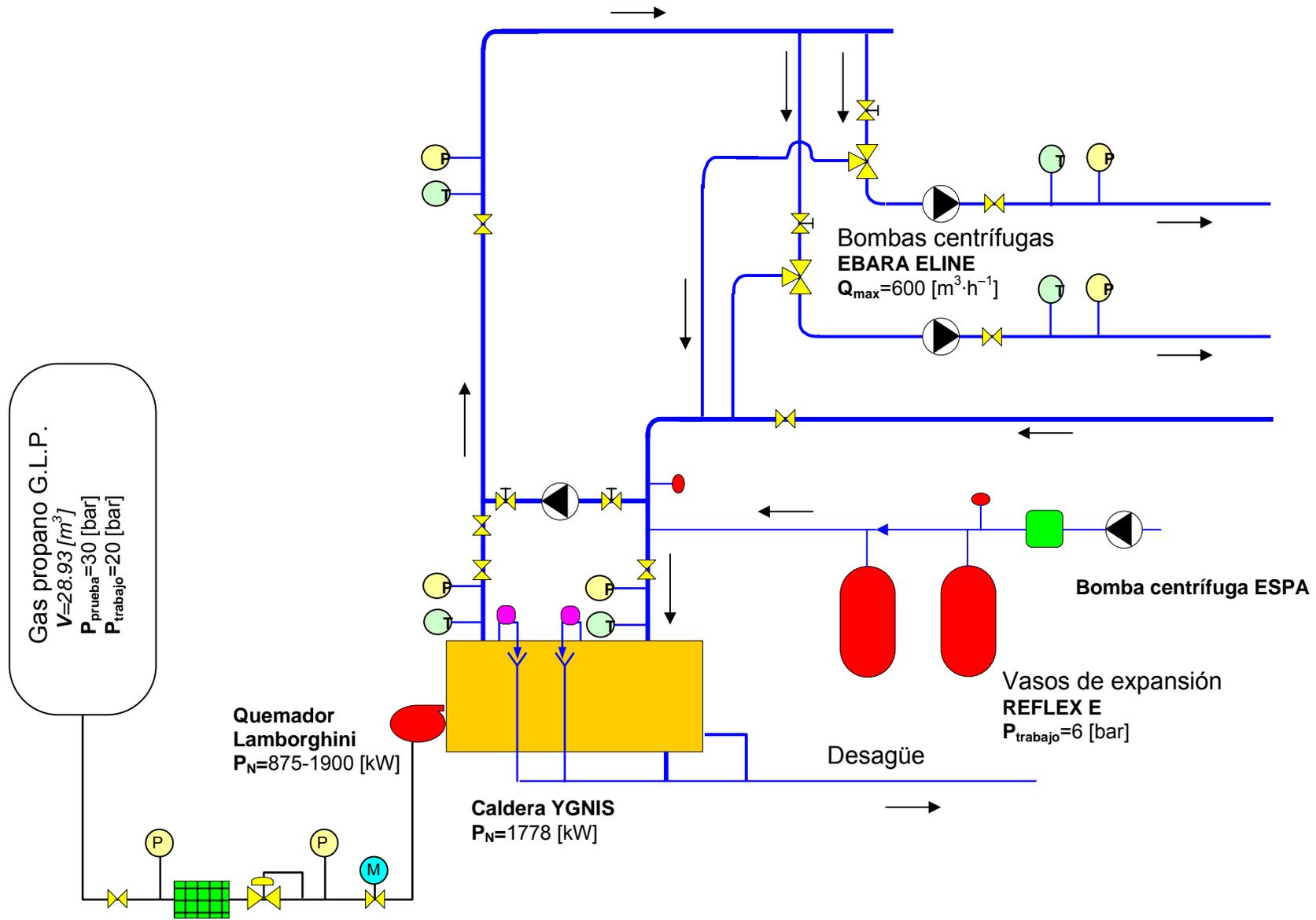


Figura 56. Esquema de una instalación de calefacción.

El control de los quemadores se realiza mediante un termostato de regulación que enciende y apaga el quemador, o realiza la modulación del caudal, de acuerdo con las necesidades de la instalación.

Un segundo termostato de seguridad, cuya temperatura de consigna deberá ser superior a los de regulación, y que en caso de superarse desconecta el quemador evitando que se vuelva a encender.

En la instalación deben también colocarse termómetros en las tuberías de salida y la de retorno para poder conocer las condiciones de trabajo de la instalación .

También son necesarias válvulas que permitan aislar totalmente la caldera del resto de la instalación.

En la chimenea se debe colocar otro termómetro para medir la temperatura de los gases de escape y poder determinar la pérdida de energía. En caso de altas temperaturas, superiores a 240°C, de los humos se deberá cortar el suministro de combustible al quemador mediante una válvula.

Otros elementos necesarios en una instalación de calefacción por agua caliente son la bomba impulsora que permite la circulación por las tuberías, un calderín de compensación que permita amortiguar las variaciones de presión, tanto por cambios de temperatura y volumen del agua como por fugas en la instalación.

Mediante una válvula de tres o de cuatro vías se puede hacer recircular parte del agua de retorno, cuando no se trabaja a la potencia máxima.

Para algunos tipos de combustibles son necesarios accesorios especiales, como en el caso del fuel-oil, que debe ser calentado para mantener un nivel correcto de fluidez antes de pasar al quemador, o en el caso de materiales sólidos.

## **7.5. Procesos de vaciado y llenado de calderas**

El llenado de la instalación o la reposición del agua perdida por fugas en la instalación, se puede realizar en el vaso de expansión o por la tubería de retorno a la caldera, con la caldera apagada y fría.

La alimentación de agua se debe realizar mediante un grupo de presión o una bomba que aspire el agua de un tanque regulador, para evitar la posibilidad de retroceso del agua hacia la red de alimentación.

La instalación de alimentación debe estar provista de:

- Filtro.
- Válvula antirretorno.
- Válvula de corte.

El diámetro de las tuberías de llenado y vaciado depende de la potencia nominal de la instalación.

Todos los circuitos que tengan vaciado independiente y la tubería del rebosadero del depósito de expansión abierto (si existe), deben hacerse visibles en la sala de calderas.

Todas las calderas deben estar provistas de un orificio de vaciado independiente que permita la evacuación del agua, sin eliminar la correspondiente a la instalación.

En la sala de calderas será necesaria la instalación de un desagüe de al menos 100 mm de diámetro.

### **7.6. Generadores de aire caliente o de combustión indirecta**

Los generadores de aire caliente, producen un calentamiento del aire que se utiliza como fluido caloportador.

Cuando la salida del aire se utiliza para calefacción directa o mediante conductos de distribución se alcanzan temperaturas entre 65 y 100°C.

La utilización de generadores de aire caliente para la desecación de productos hace necesario el empleo de altas temperaturas, en torno a 250°C.

Los elementos que constituyen un generador de aire caliente (Fig. 57) son:

- Quemador.
- Hogar o cámara de combustión.
- Intercambiador de calor.
- Ventilador.
- Chimenea.
- Salidas de aire caliente.
- Carcasa.

La cámara de combustión se construye en acero al carbono o acero refractario.

La carga térmica normalmente varía entre 290 y 350 kW·m<sup>-3</sup>.

El intercambiador está construido mediante haces de tubos de acero, por el interior de los cuales circulan los gases procedentes de la combustión en el hogar.

Mediante un ventilador se aspira aire y se impulsa a través del generador para que se produzca su calentamiento al pasar alrededor de la cámara de combustión y del haz de tubos intercambiadores.

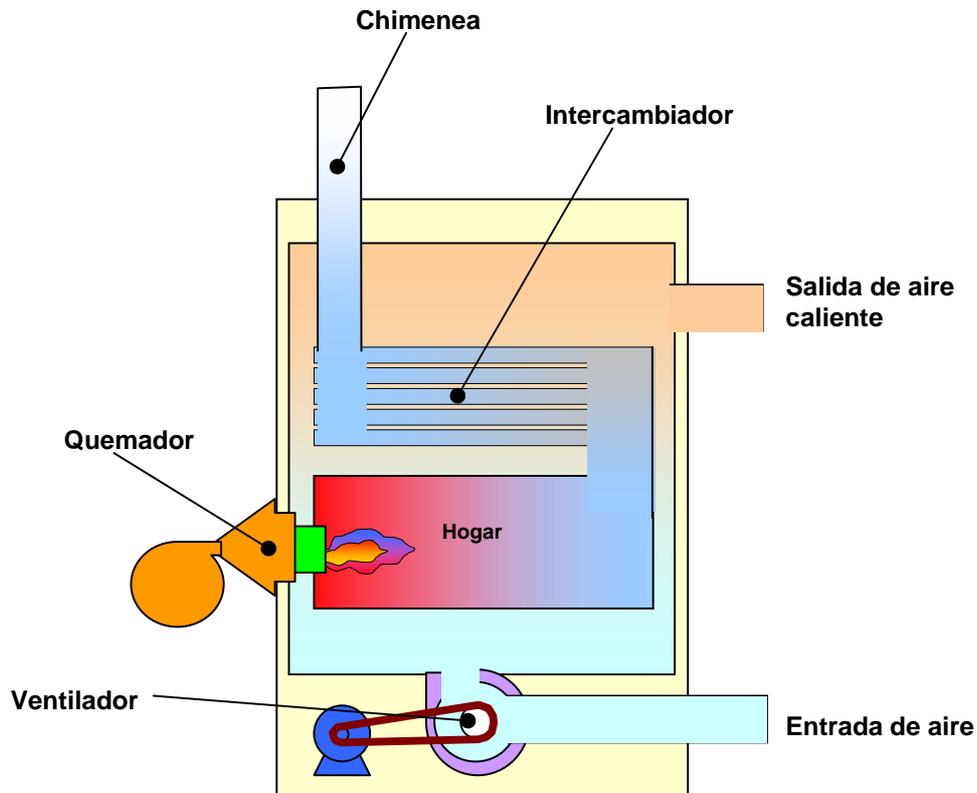


Figura 57. Generador de aire caliente.

La aspiración se puede realizar a través de conductos o simplemente mediante rejillas que permiten la entrada del aire ambiente.

El conjunto de elementos que constituyen el generador se encuentra contenido en una carcasa de paneles de chapa, en algunos casos calorifugados.

### 7.7. Generadores de gases calientes o de combustión directa

En los generadores de gases calientes se produce la mezcla de aire frío con los gases de combustión, a elevada temperatura, para su posterior distribución.

Un generador de gases calientes (Fig. 58) está constituido por los siguientes elementos:

- Quemador.
- Hogar o cámara de combustión.
- Cámara de refrigeración.
- Material refractario.

- Carborundum.
- Cámara de mezcla.
- Salidas de gases calientes.
- Carcasa.

Los generadores de gases están constituidos esencialmente por un hogar cilíndrico recubierto por material refractario.

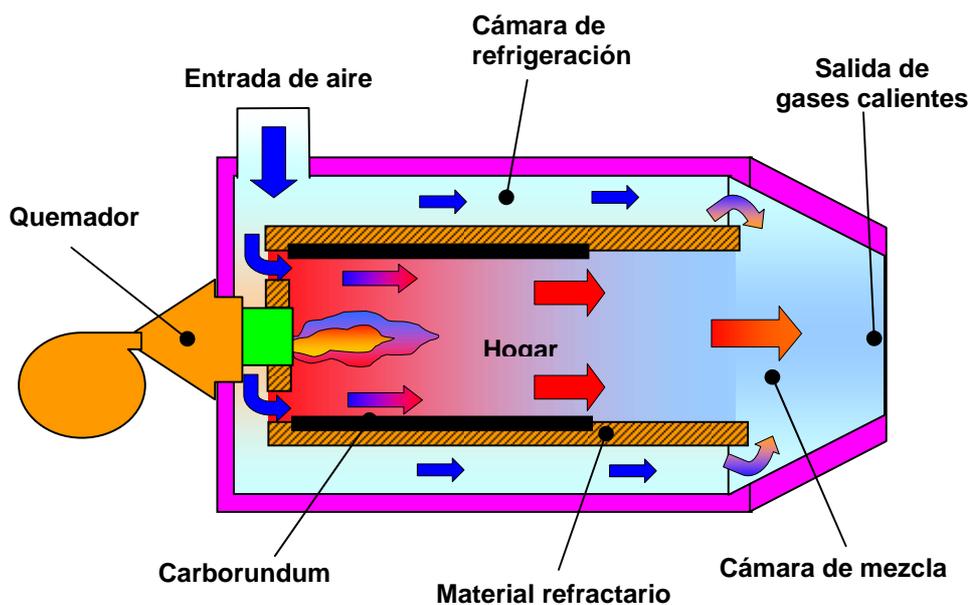


Figura 58. Generadores de gases calientes.

La zona más próxima a la llama, donde la radiación térmica es mayor, también se protege mediante anillos de carborundum (material altamente refractario a base de nitruro de boro y carbono).

El espacio que queda entre los elementos refractarios y la carcasa metálica exterior constituye la cámara de refrigeración, por la que circula el aire proveniente del exterior.

A la salida del hogar se encuentra la cámara de mezcla donde confluyen las masas de aire exterior frío y los gases de combustión a alta temperatura, entre 300 y 900°C.

### 7.8. Rendimiento de las calderas

Para obtener el máximo rendimiento de una instalación de calderas es necesario poder fraccionar la potencia instalada para adecuarse en cada momento al régimen de funcionamiento más rentable.

Las calderas o generadores de reserva de una instalación se deben aislar del resto mediante válvulas.

Los generadores se han de montar en paralelo con un sistema de control secuencial automatizado.

**Tabla 10. Rendimientos medios de las calderas en función de la potencia y del combustible empleado.**

$P_u$ [kW]	Combustibles líquidos o gaseosos			Combustibles sólidos sobre parrilla manual			Combustibles sólidos sobre parrilla automática		
	Rendimiento total	Pérdidas en los humos	Perdidas por radiación-convección	Rendimiento total	Pérdidas en los humos	Perdidas por radiación-convección	Rendimiento total	Pérdidas en los humos	Perdidas por radiación-convección
0-60	75	22	3	73	24	3	74	20	6
61-150	80	18	2	75	23	2	78	20	2
151-800	83	15	2	77	21	2	80	18	2
801-2000	85	14	1	77	21	2	82	17	1
>2000	87	12	1	77	21	2	86	13	1

En las instalaciones de agua caliente sanitaria (ACS) no está permitido utilizar generadores que superen en más de un 20% a la demanda máxima del servicio.

En los generadores con potencia superior a 2000 kW se instalarán quemadores modulantes que permiten adaptar el consumo de energía a las necesidades de la instalación.

Los quemadores de más de 300 kW serán de funcionamiento escalonado con dos posiciones de funcionamiento y con regulación automática del caudal de aire comburente.

### 7.9. Selección del quemador adecuado a una caldera

Para utilizar un quemador adecuado a una determinada caldera es necesario conocer el tamaño de llama (longitud y diámetro) que proporciona.

El tamaño de llama debe ser el adecuado para las dimensiones de la cámara de combustión de la caldera.

La elección de una caldera requiere los siguientes datos:

- Potencia útil necesaria en la instalación.
- Rendimiento de funcionamiento garantizado por el fabricante.
- Sistema de trabajo del hogar (depresión o sobrepresión)

Cuando el hogar trabaja en sobrepresión el aire comburente se debe introducir mediante un ventilador.

Los quemadores, además de por su forma, son caracterizados mediante las curvas de funcionamiento, que relacionan la presión de trabajo en el hogar con la potencia nominal que suministran.

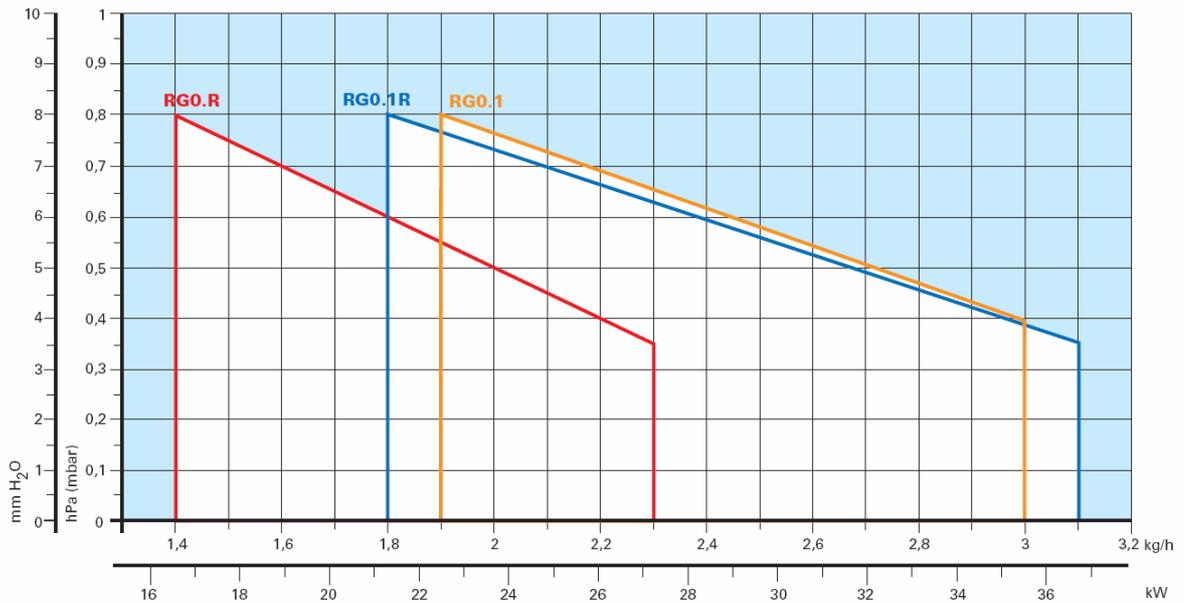


Figura 59. Curvas de funcionamiento de los quemadores (Marca Riello, modelo Gulliver RG).

## Tema 8. Balance térmico en la instalación frigorífica

### 8.1. Introducción.

El cálculo del balance técnico de una instalación frigorífica pretende determinar la potencia frigorífica necesaria para cubrir las necesidades de la instalación y, en consecuencia, realizar la elección de los equipos frigoríficos de acuerdo con este cálculo: compresor o compresores precisos, capaces de satisfacer las necesidades calculadas, evaporadores, condensadores, etc.

Las necesidades de la instalación serán función de:

- Régimen de trabajo.
- Clima.
- Tipo, cantidad y estado del producto a su entrada a la instalación.
- Calor específico del producto (antes y después de su congelación, si ésta fuese necesaria).
- Calor de respiración del producto.
- Renovaciones de aire precisas y calor introducido en el recinto por la apertura de puertas.
- Presencia o entrada de personal en el recinto.
- Calor desprendido por la iluminación y otros elementos instalados en la cámara.
- Calor introducido en los desescarches de los evaporadores, etc.

Por tanto, se puede decir que la potencia frigorífica total será la suma de las necesidades frigoríficas anteriormente citadas.

$$Q_T = \sum_i Q_i \quad (216)$$

donde,

$Q_T$  potencia frigorífica total [W].

$Q_i$  potencias frigoríficas atribuibles a las distintas aportaciones de calor al recinto frigorífico [W].

La determinación de estas necesidades frigoríficas o balance térmico de la instalación frigorífica es el cálculo que con más frecuencia se realiza en los proyectos de instalaciones frigoríficas, ya que con este dato resulta posible elegir de entre los equipos comerciales existentes en el mercado aquellos que se adaptan mejor a las necesidades del proyecto. Su cálculo se realiza para las condiciones más desfavorables.

## 8.2. Cálculo del balance térmico

### 8.2.1. Transmisión de calor a través de los cerramientos, $Q_1$

El calor transmitido (flujo de calor) a través de una superficie de espesor  $\delta$ , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas  $t_e$  y  $t_i$  (exterior e interior,  $t_e > t_i$ ) viene dado, por la expresión:

$$Q_1 = U \cdot S \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (217)$$

donde,

- $Q_1$  calor total que atraviesa el cerramiento por unidad de tiempo [W].
- $U$  coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en el cerramiento [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ].
- $S$  superficie del cerramiento [m<sup>2</sup>].
- $\Delta t$  diferencia de temperatura entre el exterior y el interior [ $^\circ\text{C}$ ].

El coeficiente global de transmisión,  $U$ , se obtiene de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (218)$$

donde,

- $\alpha_e, \alpha_i$  coeficientes globales de transmisión de calor por convención, en la cara externa e interna, respectivamente, del cerramiento [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ].
- $\delta_i$  espesor de cada uno de los materiales que componen el cerramiento [m].
- $\lambda_i$  conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el cerramiento [ $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$ ].

En el caso de la utilización de paneles sándwich, se suele despreciar el espesor de cada una de las capas que forman el paramento, a excepción de la capa de aislante que es por tanto la única considerada, simplificándose de esta forma el cálculo. Bajo este supuesto, la expresión anterior quedará:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (219)$$

donde, la elección del tipo de aislante vendrá determinada por los factores de tipo económico y de tipo técnico, indicados en el capítulo anterior.

Elegido el tipo de aislante y su espesor se conoce el valor de  $U$ . Generalmente el espesor de aislante se determina para unas pérdidas de calor a través de los cerramientos,  $q$ , comprendidas entre 6.98 y 14  $\text{W}/\text{m}^2$  (6 y 12  $\text{Kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2$ ), siendo más frecuente fijar dicho valor en 9.3  $\text{W}/\text{m}^2$  (8  $\text{Kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2$ ) para cámaras de refrigeración y en

6.98 W/m<sup>2</sup> (6 Kcal/h·m<sup>2</sup>) para cámaras de congelación o de conservación de congelados.

$$q=U \cdot \Delta t \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (220)$$

El valor de  $q$  varía con la temperatura exterior si se considera constante la temperatura interior del recinto frigorífico. Para determinar el valor de  $\Delta t$  según la orientación de los cerramientos, existen varios métodos de entre los que se pueden destacar los dos siguientes:

### a) Temperaturas variables en función de la temperatura exterior

Los valores de las temperaturas en los distintos cerramientos, techo y suelo se indican en la siguiente tabla:

Tabla 11. Temperaturas en los distintos paramentos según la situación de la pared o según se trate de techo o suelo.

<b>Superficie y orientación</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	
Pared norte	$0.6 \cdot t_{ec}$	$0.6 \cdot t_{ec}$
Pared sur	$t_{ec}$	$t_{ec} + 5$
Pared este	$0.8 \cdot t_{ec}$	$0.8 \cdot t_{ec}$
Pared oeste	$0.9 \cdot t_{ec}$	$t_{ec} + 8$
Techo	$t_{ec} + 12$	$t_{ec} + 12$
Suelo	$(t_{ec} + 15)/2$	$(t_{ec} + 15)/2$

siendo:

$t_{ec}$  temperatura exterior de cálculo [°C].

Para la determinación de esta temperatura se han desarrollado fórmulas empíricas que tratan de evitar que se sobredimensione la instalación frigorífica cuando se considera la temperatura máxima exterior.

$$t_{ec}=0.4 \cdot t_{media}+0.6 \cdot t_{máxima} \quad (221)$$

donde,

$t_{máxima}$  temperatura máxima del mes más cálido de funcionamiento de la instalación frigorífica [°C].

$t_{media}$  temperatura media del mes más cálido de funcionamiento de la instalación frigorífica[°C].

### b) Temperaturas de los cerramientos fijas

Algunos autores asignan a los distintos cerramientos las siguientes valores de temperatura independientemente de la temperatura exterior:

Temperatura de techos de cámaras próximos a la cubierta de la nave, 50°C. Cuando el techo de la cámara no está protegido por una cubierta, también puede tomarse esta temperatura por considerar el efecto de la radiación.

Temperatura en techos alejados de la cubierta con buena circulación de aire, 30°C

Temperatura de paredes interiores o intermedias, 25-30°C.

Temperatura exterior sin distinción de orientación, 36°C.

Si se desea considerar el efecto de la orientación, se utilizan los métodos expuestos anteriormente.

Temperatura en suelo, 18°C. Si el suelo está dotado de una cámara de aireación debe tomarse una temperatura superior.

Una vez fijado el valor de la densidad del flujo térmico,  $q$ , se pueden calcular las pérdidas por transmisión mediante la expresión:

$$Q_1 = q \cdot S \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [J/día]} \quad (222)$$

Destacar que el coeficiente global de transferencia de calor  $U$  ha sido calculado (para determinar el espesor de aislante) considerando constantes las pérdidas a través de los cerramientos,  $q$ , y la diferencia de temperatura,  $\Delta t$ , cuando ambos parámetros suelen variar durante el día. Como la temperatura interior del recinto frigorífico es constante, el flujo energético  $Q$  irá variando con la temperatura exterior. De una forma exacta:

$$Q_{1,24\text{horas}} = U \cdot S \cdot \int_0^{24} (t_e - t_i) dt \quad (223)$$

suponiendo la temperatura exterior constante durante el día, el gradiente de temperatura también sería constante por lo que el flujo de calor a lo largo de las 24 horas sería:

$$Q_{1,24\text{horas}} = U \cdot S \cdot \Delta t \cdot \int_0^{24} dt = U \cdot S \cdot \Delta t \cdot 24 \cdot 3600 \quad (224)$$

En la realidad ocurre que  $t_e$  no es una temperatura constante siendo por tanto,  $Q$ , una carga térmica mayorada.

### 8.2.2. Necesidades de renovación de aire, $Q_2$ .

La carga térmica a evacuar de un recinto frigorífico debida a la renovación de aire es una variable que puede descomponerse en suma de otras dos:

$$Q_2 = Q_{2,1} + Q_{2,2} \quad (225)$$

#### a) Carga térmica debida a las necesidades por renovaciones técnicas de aire, $Q_{2,1}$ .

Es la debida a aquellas renovaciones que técnicamente son aconsejables para la buena conservación del producto.

El aire de las cámaras frigoríficas con temperaturas de trabajo superiores al punto de congelación, debe renovarse por aire fresco, con una frecuencia que dependerá del producto almacenado.

Los productos almacenados, desprenden gases como etileno,  $CO_2$  y otros, ejerciendo una influencia negativa sobre su conservación, por lo deben ser eliminados del ambiente de la cámara, recurriéndose para ello a la renovación del aire viciado por aire más puro del exterior.

El número de renovaciones técnicas puede variar entre 1-5 veces el volumen total de la cámara cada 24 horas.

La carga térmica debida a este concepto será:

$$Q_{2,1} = qm_a \cdot \Delta h = (V \cdot \rho \cdot n / 3600) \cdot \Delta h \quad [W] \quad (226)$$

donde,

$qm_a$  caudal másico de aire [kg/s].

$V$  volumen del recinto [ $m^3$ ].

$\rho$  densidad media del aire entre las condiciones exteriores e interiores [ $kg/m^3$ ].

$n$  número de renovaciones técnicas [renovaciones/h].

3600 factor de conversión [s/h].

$\Delta h$  diferencia de entalpías entre el aire exterior y el aire interior [J/kg].

Desarrollando el valor de la diferencia de entalpías se obtiene la expresión general:

$$Q_{2,1} = (V \cdot \rho \cdot n / 3600) \cdot [c_{pa} \cdot (t_i - t_e) + r_o \cdot (x_i - x_e) + c_{pv} \cdot (x_i \cdot t_i - x_e \cdot t_e)] \quad [W] \quad (227)$$

donde,

$c_{pa}$  calor específico del aire, 1.005 [kJ/kg·°C].

$r_o$  calor latente de vaporización del agua,  $2.49 \cdot 10^3$  [kJ/kg].

$c_{pv}$  calor específico del vapor recalentado, 1.908 [kJ/kg·°C].

$t_i, t_e$  temperaturas interiores y exteriores, respectivamente [°C].

$x_i, x_e$  humedades absolutas interiores y exteriores, respectivamente [kg/kg]

**b) Carga térmica debida a las necesidades por renovaciones equivalentes de aire,  $Q_{2,2}$ .**

Es aquella obtenida en función de las pérdidas por infiltraciones, según el volumen de la cámara y el número de veces que se abren las puertas, dependiendo también del nivel de temperatura del recinto frigorífico.

$$Q_{2,2} = qm_a \cdot \Delta h = (V \cdot \rho \cdot d / 3600) \cdot \Delta h \quad [W] \quad (228)$$

donde,

**d** número de renovaciones equivalentes por infiltración [renovaciones/h].

Para esta última carga térmica, algunos autores han establecido una serie de ecuaciones empíricas que permiten el cálculo de la misma en función de las dimensiones de la puerta y del tiempo de apertura de la misma:

Tamm estableció la siguiente ecuación:

$$Q_{2,2} = \theta \cdot \left[ \frac{1}{3} \cdot \rho_i \cdot A \cdot \sqrt{H \left( 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right) \cdot \Delta h} \right] [W] \quad (229)$$

$\theta$  tiempo de apertura de la puerta [horas en 24 horas].

$\rho_i$  densidad del aire interior [kg/m<sup>3</sup>].

$\rho_e$  densidad del aire exterior [kg/m<sup>3</sup>].

**A** área de la puerta [m<sup>2</sup>].

**H** altura de la puerta [m].

$\Delta h$  diferencia de entalpías entre el aire exterior y el aire interior [J/kg].

En la ecuación de Tamm, el caudal de aire que penetra en el recinto frigorífico por apertura de la puerta se calcula como:

$$qv = \frac{1}{3} \cdot A \cdot \sqrt{H \left( 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)} \quad [m^3/s] \quad (230)$$

siendo:

$$qm_a = \theta \cdot qv \cdot \rho_i \quad (231)$$

donde,

**qm<sub>a</sub>** masa de aire infiltrado [kg·día<sup>-1</sup>]

**qv** volumen de aire infiltrado [m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>]

$\rho$  densidad media del aire entre las condiciones exteriores e interiores [kg·m<sup>-3</sup>]

$\theta$  tiempo de apertura de la puerta [ $\text{s}\cdot\text{día}^{-1}$ ]

Posteriormente, Fritzsche y Lilienblum establecieron un factor de corrección de la ecuación anterior:

$$K = 0.48 + 0.004 \cdot (t_e - t_i) \quad (232)$$

siendo:

$$Q'_{2,2} = K \cdot Q_{2,2} \quad (233)$$

Existen otras ecuaciones empíricas, utilizadas al objeto de establecer el caudal de aire infiltrado es función de la temperatura y dimensiones de la puerta:

$$qv = \frac{aH}{4} \cdot \sqrt{0.072 \cdot H \cdot \Delta t} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (234)$$

donde,

**a** Anchura de la puerta (1.2-2.0 m)

**H** Altura de la puerta (2.2-3.5 m).

**$\Delta t$**  Diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Por tanto, debido a las necesidades de renovaciones de aire de tipo técnico y de funcionamiento, el balance térmico se verá gravado.

La potencia frigorífica necesaria por este concepto dependerá de las condiciones del aire exterior y de las condiciones del aire interior a renovar (temperatura y HR).

En la tabla 12 (calor específico, composición, temperatura de congelación y de almacenamiento, humedad relativa y período de conservación para diversos alimentos), se exponen los valores de temperatura, necesidad de renovaciones técnicas del aire, humedad y tiempo de almacenaje para distintos productos conservados en condiciones de refrigeración tradicional, y en la tabla 3 (número de renovaciones diarias por aperturas de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura) se exponen en el número de renovaciones de aire equivalentes.

Tabla 12. Calor específico, composición, temperatura de congelación y de almacenamiento, volumen de almacenamiento, movimiento de aire, humedad relativa y periodo de conservación de diversos productos hortofrutícolas.

Producto	Calor específico [kcal·kg <sup>-1</sup> ·°C <sup>-1</sup> ]		Calor latente de congelación [kcal·kg <sup>-1</sup> ]	Contenido de agua [%]	Temperatura de congelación [°C]	Temperatura de almacenamiento [°C]	Humedad relativa [%]	Periodo aproximado de almacenamiento
	Sobre punto de congelación	Bajo punto de congelación						
Berenjenas	0.94	0.45	74	92	-1.2	+2/+4	85-90	-
Judías verdes	0.92	0.47	71	89	-1.2	+1/+3	85-90	8-10 días
Lechuga	0.96	0.48	76	95	-0.3	+1/+3	85-90	8-10 días
Patatas	0.82	0.43	62	78	-1.8	+3/+6	85-90	6-8 meses
Pepinos	0.97	0.49	76	96	-0.8	+2/+5	80-85	10-15 días
Pimientos	0.94	0.47	73	92	-1	+7/+10	85-90	10-15 días
Tomates maduros	0.95	0.48	74	94	-1	+2/+4	85-90	12-18 días
Tomates verdes	0.95	0.48	74	94	-1	+10/+12	85-90	20-25 días
Albaricoques	0.88	0.46	68	85	-2	0/+2	80-85	10-12 días
Cerezas	0.87	0.46	66	82	-4.5	+1/+3	80-85	15-20 días
Ciruelas	0.88	0.45	68	86	-2.2	0/+2	90-95	1-2 meses
Fresas	0.92	0.47	72	90	-1.3	0/+2	80-85	8-10 días
Limonos	0.92	0.46	71	89	-2.1	+7/+10	80-85	2-3 meses
Mandarinas	0.87	0.45	68	86	-2.2	+1/+3	75-80	1-3 meses
Manzanas	0.92	0.50	67	85	-2	-1/+1	85-90	2-7 meses
Melocotones	0.90	0.46	69	87	-1.5	0/+2	80-85	15-25 días
Melones	0.94	0.48	73	93	-1.7	+3/+5	80-85	35-45 días
Naranjas	0.90	0.46	69	90	-2.2	0/+2	85-90	2-3 meses
Peras	0.90	0.48	67	83	-2	0/+2	85-90	1-6 meses
Piñas	0.90	0.45	68	87	-1.5	+4/+6	85-90	15-25 días
Plátanos	0.80	0.42	60	75	-1.7	+12/+14	85-90	10-12 días
Pomelos	0.92	0.48	71	89	-2	0/+10	85-90	3-12 meses
Sandías	0.97	0.48	72	92	-1.6	+2/+4	75-80	15-20 días
Uvas	0.86	0.44	65	82	-4	-1/+1	85-90	1-4 meses

Tabla 13. Número de renovaciones de aire diarias por aperturas de puertas e infiltraciones, según el volumen de la cámara y su nivel de temperatura.

Volumen de la cámara [m <sub>3</sub> ]	Renovaciones de aire diarias		Volumen de la cámara [m <sub>3</sub> ]	Renovaciones de aire diarias	
	t > 0°C	t < 0°C		t > 0°C	t < 0°C
2.5	70	52	100	9	6.8
3.0	63	47	150	7	5.4
4.0	53	40	200	6	4.6
5.0	47	35	250	5.3	4.1
7.5	38	28	300	4.8	3.7
10.0	32	24	400	4.1	3.1
15.0	28	19	500	3.6	2.8
20	22	16.5	600	3.2	2.5
25	19.5	14.5	800	2.8	2.1
30	17.5	13.0	1000	2.4	1.9
40	15.0	11.5	1500	1.95	1.5
50	13.0	10.0	2000	1.65	1.3
60	12.0	9.0	2500	1.45	1.1
80	10.0	7.7	3000	1.30	1.05

### 8.2.3. Pérdidas por refrigeración y/o congelación, $Q_3$

Las necesidades frigoríficas por enfriamiento de la mercancía son, sin duda, las mayores de todas las que intervienen dentro del cómputo total de la potencia frigorífica de la instalación.

En el cálculo de esta carga térmica, se tendrán en cuenta algunos aspectos técnicos, que deberán ser fijados por el proyectista en función del producto o técnica de conservación a utilizar (refrigeración o congelación), entre los que destacan:

- Congelación o no del producto.
- Tiempo en el que debe ser refrigerado o congelado el producto.
- Cantidad de producto a refrigerar o congelar.

Teniendo en cuenta los aspectos citados, el cálculo de la carga térmica por refrigeración y/o congelación del producto,  $Q_3$  se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Q_3 = Q_{3,1} + Q_{3,2} + Q_{3,3} \quad (235)$$

siendo:

a) Carga térmica debida a la refrigeración del producto,  $Q_{3,1}$ :

$$Q_{3,1} = qm \cdot c_{p1} \cdot (t_{in} - t_r) \quad (236)$$

donde,

$qm$  caudal másico de producto a refrigerar [kg·día<sup>-1</sup>]  
 $c_{p1}$  calor específico del producto antes de su congelación [J·kg<sup>-1</sup>·°C]

$t_{in}$  temperatura de entrada del producto [°C]  
 $t_r$  temperatura de conservación del producto en estado refrigerado [°C].

Cuando existe congelación,  $Q_{3,1}$  representa las necesidades de enfriamiento del producto desde la temperatura inicial,  $t$ , hasta la temperatura de congelación,  $t_c$ :

$$Q_{3,1}=qm \cdot c_{p1} \cdot (t_{in} - t_c) \quad (237)$$

**b) Carga térmica de congelación,  $Q_{3,2}$ :**

$$Q_{3,2}=qm \cdot L_c \quad (238)$$

donde,

$L_c$  Calor latente de congelación [ $J \cdot kg^{-1}$ ]

**c) Carga térmica de enfriamiento del producto desde la temperatura de congelación,  $t_c$  hasta la temperatura de conservación en estado congelado,  $t_f$ ,  $Q_{3,3}$ .**

$$Q_{3,3}=qm \cdot c_{p2} \cdot (t_c - t_f) \quad (239)$$

donde,

$c_{p2}$  calor específico del producto después de su congelación [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

En el cálculo de  $Q_3$ , intervienen además de la masa y de la diferencia de temperatura inicial y final del producto:

**1.** Calor específico del producto antes de la congelación,  $c_{p1}$ . Su valor puede obtenerse a partir de datos tabulados. En el caso de que el valor de dicho parámetro para un determinado producto no hallase incluido en las tablas, su cálculo se puede realizar admitiendo que el calor específico de las sustancias orgánicas toma un valor de 0.4 [ $kcal \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ] (el de la celulosa es 0.37 [ $kcal \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]) siendo el del agua igual a 1 [ $kcal \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ], y conociendo la composición del producto en cuestión, de la siguiente manera:

$$c_{p1} = \frac{1.0 \cdot a + 0.4 \cdot b}{100} \quad (240)$$

donde,

**a** contenido de agua en el género [%]  
**b** contenido de materia sólida [%]

**2.** El calor latente de solidificación del producto (congelación), cuando existe congelación del mismo. Su valor puede determinarse a partir de tablas o estimarse en función del porcentaje de agua que contenga,  $a$ :

$$L_c=80 \cdot a/100 \text{ [kcal} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (241)$$

donde,

$\lambda_s$  calor latente de solidificación del agua, 80 [ $kcal \cdot kg^{-1}$ ]

3. El calor específico del producto después del punto de congelación, cuando se trata de cámaras o túneles de congelación y de cámaras de conservación de congelados. Su valor puede determinarse mediante tablas o calcularse mediante la expresión:

$$c_{p_2} = \frac{0.5 \cdot a + 0.4 \cdot b}{100} \quad (242)$$

donde,

- a** contenido de agua en el género [%]
- b** contenido en materia sólida [%].

y siendo el calor específico del hielo,  $c_{pH}=0.5$  [kcal·kg<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>] y calor específico aproximado de la materia orgánica  $c_{pMO}=0.4$  [kcal·kg<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>].

En caso de que el producto esté embalado, será necesario añadir a las necesidades térmicas calculadas en  $Q_3$ , las necesarias para el enfriamiento del embalaje, calculadas como:

$$Q_e = qm_e \cdot c_{pe} \cdot (t_{ie} - t_{fe}) \quad [W] \quad (243)$$

donde,

- qm<sub>e</sub>** caudal másico del embalaje a refrigerar [kg·día<sup>-1</sup>].
- c<sub>pe</sub>** calor específico del material de embalaje [J·kg<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>]
- t<sub>ie</sub>** temperatura de entrada del embalaje [°C]
- t<sub>fe</sub>** temperatura final de enfriamiento del embalaje [°C].

Este valor puede calcularse de la forma expuesta o estimarse incrementando el valor la masa diaria de producto en un determinado porcentaje (10-15 %).

#### 8.2.4. Necesidades de conservación de los productos, $Q_4$

La continuidad de los fenómenos biológicos, característicos de las sustancias vivas, y en particular la respiración (caso de frutas y hortalizas), o de fermentaciones del producto conservado, se traducen en un desprendimiento de calor que deberá extraerse para garantizar la temperatura idónea de la cámara, en función del tipo de producto a conservar.

El hecho de que este calor desprendido sea más elevado a temperaturas más altas es otro argumento importante en favor de una rápida refrigeración.

Las cantidades de calor producidas durante la conservación por los fenómenos indicados anteriormente suelen ser pequeñas, por lo que se expresan en kcal·tn<sup>-1</sup>·día<sup>-1</sup> o en kJ·tn<sup>-1</sup>·día<sup>-1</sup>.

En el cálculo de estas necesidades intervienen: la masa de producto almacenado y el calor de respiración del producto. Estas necesidades se obtienen mediante la expresión:

$$Q_4 = m \cdot C_r \quad [kcal \cdot día^{-1}] \quad (244)$$

donde,

- m** cantidad de producto almacenado en la cámara [tn]  
**C<sub>r</sub>** calor de respiración [kcal·tn<sup>-1</sup>·día<sup>-1</sup>]

En el caso de que se trate de un producto en fermentación, **C<sub>r</sub>**, representará el calor de fermentación. Cuando ambos fenómenos se den simultáneamente en el producto conservado, **C<sub>r</sub>**, será la suma del calor de respiración y del calor de fermentación.

Los valores del calor de respiración de frutas y verduras, pueden obtenerse de la tabla 14.

**Tabla 14. Calor de respiración y producción de CO<sub>2</sub> de productos hortofrutícolas (a 0°C).**

Producto	Nivel respiratorio [kcal·tn <sup>-1</sup> ·24 h <sup>-1</sup> ]	Cantidad de CO <sub>2</sub> [m <sup>3</sup> ·tn <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> ]
Lechuga	731-1196	0.146-0.240
Patatas	165	0.125
Cerezas	408	-
Ciruelas	465	0.094
Fresas	997	0.200
Limonas	158	
Manzanas	232	0.046
Melocotones	463	0.093
Naranjas	123	0.025
Peras	166-232	0.034-0.047
Uvas	309	0.062

En el caso de maduración y conservación de quesos, pueden tomarse los siguientes valores:

- Quesos en maduración, a +12/+14°C, **C<sub>r</sub>**=1800 [kcal·tn<sup>-1</sup>·día<sup>-1</sup>]
- Quesos en conservación, a +2/+4°C, **C<sub>r</sub>**=180 [kcal·tn<sup>-1</sup>·día<sup>-1</sup>]

En el caso de productos animales, a pesar de que las temperaturas de refrigeración no detienen las reacciones enzimáticas, los tejidos quedan prácticamente inertes en sus funciones y el calor que desprenden es despreciable, por lo que no se introduce como un sumando más en el balance.

### 8.2.5. Calor desprendido por ventiladores, **Q<sub>r</sub>**.

Este cálculo pretende obtener el equivalente calorífico del trabajo realizado por los motores instalados en el evaporador (ventiladores, bombas de circulación de líquido) y otros que eventualmente pudieran utilizarse.

El cálculo preciso de este equivalente necesita la determinación previa de las características del ventilador.

La expresión que permite calcular la carga térmica debida al calor desprendido por los ventiladores será:

$$Q_5 = C_m \cdot P \cdot N \quad [\text{J} \cdot \text{día}^{-1}] \quad (245)$$

donde,

- P** potencia unitaria de los motores [kW ó CV]  
**N** número de horas al día de funcionamiento de los motores [h·día<sup>-1</sup>]

Para determinar el calor desprendido por estos motores, es preciso conocer su potencia, considerando que por cada hora de funcionamiento el calor desprendido por éstos será de  $C_m = 630$  [kcal·CV<sup>-1</sup>·h<sup>-1</sup>] o de 860 [kcal·kW<sup>-1</sup>·h<sup>-1</sup>].

Debido a que tanto la potencia de los motores como el número de horas de funcionamiento de los mismos no son conocidos a priori, tampoco se podrá conocer el valor exacto de  $Q_5$ . Por tanto,  $Q_5$  sólo podrá conocerse con exactitud una vez realizado el balance térmico y elegidos los equipos adecuados, por lo que en la práctica se opta por realizar una estimación de  $Q_5$  en función del volumen de la cámara. Puede suponerse en este caso, de forma práctica y bastante aproximada que el equivalente térmico del trabajo de los ventiladores representa del 5 al 8% de las necesidades de frío ya calculadas, ( $Q_1 + Q_2 + Q_3$ ). Algunos autores indican que el calor desprendido por los ventiladores está comprendido en el caso de cámaras de refrigeración entre 10 y 15 [kcal·día<sup>-1</sup>], otros asumen el valor de 0.145 [W·m<sup>-3</sup>]. Estos valores pueden ser muy superiores en el caso de cámaras de congelación.

La expresión que se utilizará para el cálculo del calor desprendido por los ventiladores de los evaporadores es:

$$Q_5 = V \cdot C \quad [\text{kJ} \cdot \text{día}^{-1}] \quad (246)$$

donde,

- V** volumen de la cámara o recinto frigorífico [m<sup>-3</sup>].  
**C** calor desprendido por los ventiladores [kJ·día<sup>-1</sup>·m<sup>-3</sup>]

Una vez elegidos los equipos, podrá efectuarse la comprobación sobre la estimación realizada y calcular de nuevo, si se desea, el valor de  $Q_5$ .

### 8.2.6. Calor desprendido por circulación de operarios en las cámaras, $Q_6$

La cantidad de calor liberada por operario es variable en función de la temperatura de la cámara, del vestuario, de la actividad física realizada y del tiempo de permanencia en el recinto frigorífico.

El calor aportado por los operarios será:

$$Q_6 = n \cdot C_{ope} \cdot N_{ope} \quad [\text{kJ} \cdot \text{día}^{-1}] \quad (247)$$

donde,

- n** número de personas en el recinto frigorífico  
**C<sub>ope</sub>** calor emitido por cada operario [kJ·h<sup>-1</sup>].  
**N<sub>ope</sub>** tiempo de permanencia en el interior de la cámara o recinto [h·día<sup>-1</sup>].

De lo expuesto anteriormente, se deduce la dificultad de cálculo de este concepto. Basta pensar en el número de veces que será necesario entrar al día, peso de la persona que entra, etc. Por ello, el valor de la carga térmica conviene en muchas ocasiones estimarlo, a pesar de poder considerar que la entalpía liberada por operario es de unos 628 [kJ·h<sup>-1</sup>] (150 kcal·h<sup>-1</sup>), siendo esta potencia calorífica superior al disminuir la temperatura de la cámara o recinto frigorífico, pudiendo considerar como referencia los valores indicados en la tabla 15, la cual incluye la variación de la potencia frigorífica emitida por operario en función de la temperatura del recinto.

Tabla 15. Potencia calorífica liberada por persona en función de la temperatura del recinto frigorífico.

Temperatura del recinto [°C]	Potencia calorífica liberada por persona [kcal·h <sup>-1</sup> ]
15	154
10	180
5	206
0	232
-5	258
-10	283
-15	309
-20	325
-25	362

Por tanto, cuando se trate de cámaras frigoríficas en las que difícilmente se puedan calcular con alguna precisión las horas en que en ellas permanecen los operarios, el valor de  $Q_6$  convendrá estimarlo considerándolo englobado en  $Q_5$ .

Cuando se trate de cámaras o salas de trabajo donde se puedan determinar con bastante precisión el número de trabajadores y el número de horas de trabajo (ej. sala de despiece de una industria cárnica) convendrá considerar su valor calculado mediante la expresión (247) de  $Q_6$ .

### 8.2.7. Necesidades por iluminación, $Q_7$

Estas dependen del nivel lumínico proyectado en el recinto frigorífico y del tiempo de utilización. Generalmente el nivel lumínico será bajo, entre 20 y 60 lux (en el caso de cámaras frigoríficas, con tendencia al alza en instalaciones modernas), por lo que la potencia instalada será del orden de entre 1-10 [W·m<sup>-2</sup>], dependiendo del tipo de luz utilizada, siendo el período de funcionamiento también corto ya que sólo deberá estar conectada durante períodos en que se realicen trabajos en su interior.

Generalmente, esta carga térmica se calcula como el 1-2% de la suma de las cargas consideradas,  $Q_1$ ,  $Q_2$  y  $Q_3$ . Pero, su detenninación más exacta puede ser realizada como:

$$Q_7 = P_{ilu} \cdot N_{ilu} \quad [\text{kJ} \cdot \text{día}^{-1}] \quad (248)$$

donde,

$P_{ilu}$  potencia de las luminarias [kW].  
 $N_{ilu}$  tiempo de funcionamiento [h·día<sup>-1</sup>]

### 8.2.8. Necesidades por pérdidas diversas, $Q_8$

Se incluyen bajo este apartado una serie de cargas térmicas diversas, de difícil cálculo hasta tanto no se realice la elección de los equipos que componen la instalación. En la práctica, se realiza una estimación de las mismas, obteniendo un resultado aceptable:

$$Q_8 = \alpha \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad [\text{kJ} \cdot \text{día}^{-1}] \quad (249)$$

donde,

$\alpha$  coeficiente de proporcionalidad (0.1-0.15).  
 $Q_1$  carga térmica por transmisión [kJ·día<sup>-1</sup>]  
 $Q_2$  carga térmica por renovación de aire [kJ·día<sup>-1</sup>]  
 $Q_3$  carga térmica por refrigeración y/o congelación [kJ·día<sup>-1</sup>]

De esta forma se estiman todas las pérdidas indicadas a continuación:

- a) Por **convención** y **radiación** de los aparatos y tuberías por donde circula el fluido frigorígeno. Aunque éstas deben estar convenientemente aisladas, las pérdidas son inevitables.
- b) Pérdidas debidas a la **condensación** de la humedad exterior sobre las baterías refrigerantes. Las diferencias de tensión de vapor entre el ambiente exterior y el interior hacen que se establezca una difusión permanente de la humedad exterior a través de los muros y paredes, más o menos permeables al vapor de agua, que acaba en las baterías refrigerantes donde el vapor condensa y congela. También son muy importantes las pérdidas de humedad debidas al producto.
- c) Carga térmica debida al **desescarche** de los evaporadores. En las instalaciones que funcionan con temperaturas de evaporación inferiores a 0°C, es necesario realizar el desescarche de los evaporadores. Dicho desescarche llevará implícito un aumento de la temperatura del material del evaporador y del fluido frigorígeno interior por encima de 0°C, siendo incluso inevitable la transferencia de calor al resto del recinto. Esta carga de difícil evaluación práctica, queda también incluida en el porcentaje adoptado.
- d) **Otras cargas térmicas**. Se incluirán un número indeterminado de cargas que dependerán, por un lado de las instalaciones interiores de las cámaras como por ejemplo, de la existencia o no de estanterías móviles, cuadros eléctricos interiores, ventiladores de renovación de aire, etc., y por otro lado, de los sistemas de trabajo, como son el uso de carretillas eléctricas o de gas-oil, la mejor o peor utilización de la cámara, la existencia de contrapuertas de plástico rígido o cortinas de aire, la automatización o no del sistema de apertura, etc.

### 8.3. Producción de frío

La producción de frío ha de ser equivalente a la suma de las necesidades de frío máximas, obtenidas como suma de los ocho conceptos estudiados anteriormente, los cuales se pueden obtener bajo la base de 24 horas. Por tanto:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad (250)$$

Estas necesidades totales,  $Q_T$  están referidas a un período de 24 horas, por lo que será necesario fijar el número de horas de funcionamiento del compresor o compresores ( $N$ ), con objeto de calcular la producción efectiva (capacidad) horaria de los compresores. Por tanto:

$$Q_C = 24 \cdot Q_T / N \quad (251)$$

El número de horas de funcionamiento adoptado suele variar entre 14-16 [h·día<sup>-1</sup>] en el caso de instalaciones comerciales, y entre 18-20 [h·día<sup>-1</sup>] en el caso de cámaras de refrigeración y congelación.

Ocurre que, durante la primera parte del período de enfriamiento, la carga térmica que tiene que soportar el equipo frigorífico, en [kJ·h<sup>-1</sup>], es mayor que la carga horaria promedio del producto calculada según los apartados anteriores. Esto es debido a la gran diferencia de temperatura que se tiene entre el producto y el aire del espacio refrigerado al principio del enfriamiento. Por lo tanto, la rapidez de enfriamiento ha de ser mayor en este período ya que la carga térmica del producto tiende a concentrarse en este espacio de tiempo. De ahí que cuando la selección del equipo se basa en la suposición de que la carga del producto está distribuida, en todo el período de almacenamiento de una forma regular, el equipo así seleccionado tendrá una capacidad insuficiente.

Para compensar este desequilibrio se introduce un factor de rapidez de enfriamiento en el cálculo de la carga de enfriamiento. Este factor que oscila entre 0.7 y 0.9 divide a la carga térmica calculada, de modo que la carga se incrementa hasta las condiciones de pico máximo. Lógicamente, este factor de rapidez de enfriamiento no se utiliza en cámaras de conservación de productos, sino exclusivamente en cámaras de preenfriamiento de los mismos.

El factor de rapidez de enfriamiento también corrige la carga térmica correspondiente al enfriamiento de envases que contienen al producto a enfriar pero solamente en el caso de cámaras frigoríficas de preenfriamiento.

En la tabla 3 aparecen los datos de diseño para el almacenamiento de pescado, carne, frutas, hortalizas, y otros productos.

### 8.4. Elección del sistema de refrigeración

Una vez definidas las características constructivas, los regímenes de temperaturas en cada uno de los recintos frigoríficos y las necesidades frigoríficas totales, hay que establecer el tipo más adecuado de instalación frigorífica a utilizar.

Las instalaciones frigoríficas pueden ser centralizadas o individuales, en las que cada cámara con su equipo de refrigeración y control completo e independiente.

Los criterios generales que sobre este aspecto existen son:

**a)** En el caso de cámaras de grandes dimensiones, sean iguales o distintas, se irá a una instalación centralizada. Se justifica esta tendencia por el ahorro de energía que se produce en compresión y que es aún mayor en condensación.

**b)** Si las cámaras fuesen de pequeñas dimensiones y de igual capacidad se hará una descentralización, dotando a cada cámara de instalaciones individuales. Las razones que apoyan esta postura son:

1. En este tipo de instalaciones es más fácil la automatización.
2. Al ser todos los elementos iguales sólo es preciso tener una máquina de repuesto, con el consiguiente ahorro.
3. Pueden usarse derivados halogenados como fluidos frigorígenos sin problemas de recuperación de aceites. Estos fluidos tienen la ventaja adicional de poder usar cobre en los montajes, con lo que éstos se facilitan.
4. Resultan baratas en conjunto por permitir la fabricación en serie de instalaciones de media y baja potencia a buenos precios.



## Tema 9. Producción de frío

### 9.1. Refrigeración

En general, se define refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. De una forma más específica, la refrigeración es la rama de la ciencia que estudia los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura del ambiente que lo rodea.

Si el calor eliminado del cuerpo que está siendo refrigerado es transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior, éste se calentará y por lo tanto, refrigeración y calentamiento son los extremos opuestos de la misma propiedad.

En el estudio del frío y sus aplicaciones se distinguen cuatro fases importantes:

- a) producción de frío.
- b) conservación del frío.
- c) transporte de frío.
- d) aplicaciones.

### 9.2. Sistemas de producción de frío

La producción de frío se basa en mantener un foco frío a una determinada temperatura y que ésta sea baja, para lo que se tendrá que eliminar continuamente el calor transmitido a este foco frío desde otros focos a temperaturas más elevadas. Los sistemas empleados para eliminar el calor cedido al foco frío se basan en propiedades muy diferentes, tanto químicas como físicas.

#### 9.2.1. Medios químicos

Se basan en la propiedad que tienen ciertas sales de disolverse en determinados líquidos con absorción de calor del medio que las rodea. La solución, por lo tanto, será productora de frío. Estos procesos se caracterizan por ser endotérmicos.

Las sustancias empleadas en la disolución deben ser elegidas cuidadosamente al objeto de conseguir descensos importantes de temperatura, que pueden aprovecharse para el enfriamiento de ciertas cantidades de producto. Estas mezclas reciben el nombre de «mezclas frigoríficas» o «mezclas crioscópicas» y las temperaturas que se pueden conseguir con ellas dependen de la temperatura inicial a la que se encuentren los productos a mezclar y del punto eutéctico de la mezcla.

Estas disoluciones constituyen sistemas discontinuos de producción de frío.

### 9.2.2. Medios físicos

Atendiendo al principio básico que produce el frío, se clasifican los sistemas de producción de frío por medios físicos en:

#### 1. Cambios de estado:

- Fusión:
  - Hielo.
  - Mezclas eutécticas.
- Sublimación:
  - CO<sub>2</sub> solidificado.
- Vaporización:
  - Por medio directo:
    - N<sub>2</sub> líquido.
    - CO<sub>2</sub> líquido.
  - Por medio indirecto:
    - Máquinas de compresión.
    - Máquinas de absorción.
    - Máquinas de adsorción.
    - Máquinas de eyección.

#### 2. Por expansión:

- Con producción de trabajo exterior (Máquina de aire).
- Sin producción de trabajo exterior (Efecto Joule-Thompson).

#### 3. Efectos especiales:

- Enfriamiento termoeléctrico (Efecto Peltier).
- Enfriamiento magnetoeléctrico (Efecto Haas-Keenson).
- Enfriamiento magnetotérmico-eléctrico (Efecto Ettings-Hausen).
- Enfriamiento por torbellino (Efecto Ranke-Hilsch).

Además de esta clasificación, los sistemas de producción de frío se pueden clasificar en discontinuos y continuos.

### 9.2.3. Sistemas discontinuos

#### 9.2.3.1. Fusión del hielo

Este sistema de producción de frío se basa en la propiedad que tienen los cuerpos de absorber calor para pasar de estado sólido a líquido. Cada unidad de masa absorbe, para poder efectuar este proceso, una cantidad de calor constante e igual a su calor latente de fusión.

Se eligen sustancias o mezclas de sustancias que posean baja temperatura de fusión. Normalmente se utiliza el hielo o bien las denominadas soluciones eutécticas.

El hielo a 0°C al licuarse a agua a la misma temperatura absorbe 80 kcal/kg (calor latente de fusión), siendo el sólido de mayor calor latente de fusión. Este calor lo absorbe del aire más caliente en contacto con él, con lo cual el aire se enfría y puede ser utilizado a su vez, para refrigerar los alimentos.

### **9.2.3.2. Fusión de mezclas refrigerantes**

La utilización de hielo como elemento refrigerante está limitada, para la obtención de bajas temperaturas, debido a su punto de fusión, no lo suficientemente bajo para ciertos usos.

En el caso de una mezcla de sal y agua, su punto de congelación será inferior a 0°C. Usando la fusión del hielo junto con una disolución de sal marina en el agua proveniente de la fusión, se pueden obtener temperaturas inferiores a -22°C.

Las mezclas eutécticas conseguidas con determinadas soluciones se congelan para poder utilizarlas, beneficiándose del calor absorbido en su fusión y del bajo punto de fusión. Como dato indicativo señalar que el valor del calor latente de fusión de estas mezclas puede oscilar entre 50-70 kcal/kg.

Una de las ventajas del uso de mezclas eutécticas es que éstas pueden volver a congelarse y ser utilizadas de nuevo.

### **9.2.3.3. Sublimación**

La sublimación se produce de forma espontánea en las condiciones ambientales normales, en ciertos productos, entre los que se encuentra el anhídrido carbónico sólido, conocido más comúnmente como nieve carbónica o hielo seco.

La cantidad de calor necesaria para que una unidad de masa de un cuerpo pase directamente del estado sólido al de vapor se denomina calor latente de sublimación y éste resulta ser muy elevado.

El anhídrido carbónico sólido (nieve carbónica) se mantiene en este estado a la presión atmosférica si la temperatura es de -78.5°C. En estas condiciones se sublima absorbiendo 138 kcal/kg.

Es un sistema muy caro pero este inconveniente se compensa en parte, debido a su alto poder de producción de frío, ya que además del elevado calor latente de sublimación, se puede aprovechar el calor sensible del vapor de agua (0.2 kcal/kg ·°C) desde la temperatura de sublimación a la temperatura de utilización.

$$Q=138+0.2\cdot[0 - (-78.5)]= 153.7 \text{ [kcal/kg]} \quad (251)$$

#### **9.2.3.4. Vaporización directa**

En este procedimiento un líquido con muy bajo punto de ebullición a presión atmosférica, es vaporizado de modo tal que permita aprovechar su calor latente de vaporización y posteriormente, el gas producido es eliminado a la atmósfera.

Se utilizan gases que no sean tóxicos, cuya presencia en la atmósfera sea normal y en cantidades lo suficientemente elevadas como para que no se vean modificadas por las cantidades emitidas. Generalmente se emplea el nitrógeno líquido.

La temperatura de vaporización del nitrógeno líquido a la presión atmosférica es de  $-196^{\circ}\text{C}$ , siendo su calor latente de vaporización a esta temperatura de  $47.6 \text{ kcal/kg}$ .

El hecho de tener una temperatura de vaporización tan baja significa el ser una buena fuente de calor sensible (calor específico= $0.25 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$ ).

$$Q=47.6+0.25\cdot[0 - (-196)] = 96.6 \text{ [kcal/kg]} \quad (252)$$

El principal inconveniente del nitrógeno líquido es el ser un sistema muy caro.

Al igual que con el nitrógeno líquido, se aprovecha el calor latente de vaporización en los procedimientos de vaporización directa con otras sustancias como el  $\text{CO}_2$  líquido, utilizado principalmente en transporte frigorífico.

#### ***9.2.4. Sistemas continuos de producción de frío***

Basados también en la absorción por un líquido del calor latente de vaporización para pasar al estado de vapor, se encuentran los procedimientos de vaporización indirecta, diferenciándose de los de vaporización directa en que el sistema de producción de frío empleado necesita, para su funcionamiento un aporte de energía exterior además del calor existente en el medio a enfriar. Se diferencian, además, en que el fluido vaporizado se recupera para su nueva utilización en circuito cerrado.

Todos los sistemas basados en la vaporización indirecta, o en circuito cerrado, tienen en común que el fluido frigorígeno líquido se vaporiza a baja presión, y se diferencian entre ellos, precisamente en la forma en la que se realiza la aspiración de los vapores formados en la vaporización.

##### **9.2.4.1. Instalaciones frigoríficas de compresión simple**

Un ciclo de compresión mecánica simple consta, esencialmente, de un compresor, un condensador, un evaporador, una válvula de regulación o de laminación y las tuberías de unión de todos estos elementos para conseguir un circuito cerrado.

En el evaporador, el fluido frigorígeno se vaporiza, tomando calor del medio que lo envuelve y enfriando dicho medio. Los vapores así formados son aspirados por el compresor y después comprimidos, descargándolos al condensador en forma de vapor recalentado, cediendo a un medio más frío que envuelve al condensador tanto el calor

latente de vaporización absorbido en el evaporador como el sensible de recalentamiento, proporcionado por el compresor. Cedido este calor el vapor pasa nuevamente al estado líquido, para comenzar de nuevo el ciclo tras laminarse.

El fluido frigorígeno se encuentra en el evaporador a baja presión y, baja temperatura. Al comprimir el compresor los vapores, éstos aumentan su temperatura como resultado de que la energía comunicada por el trabajo de compresión se traduce en un aumento de energía interna de los vapores.

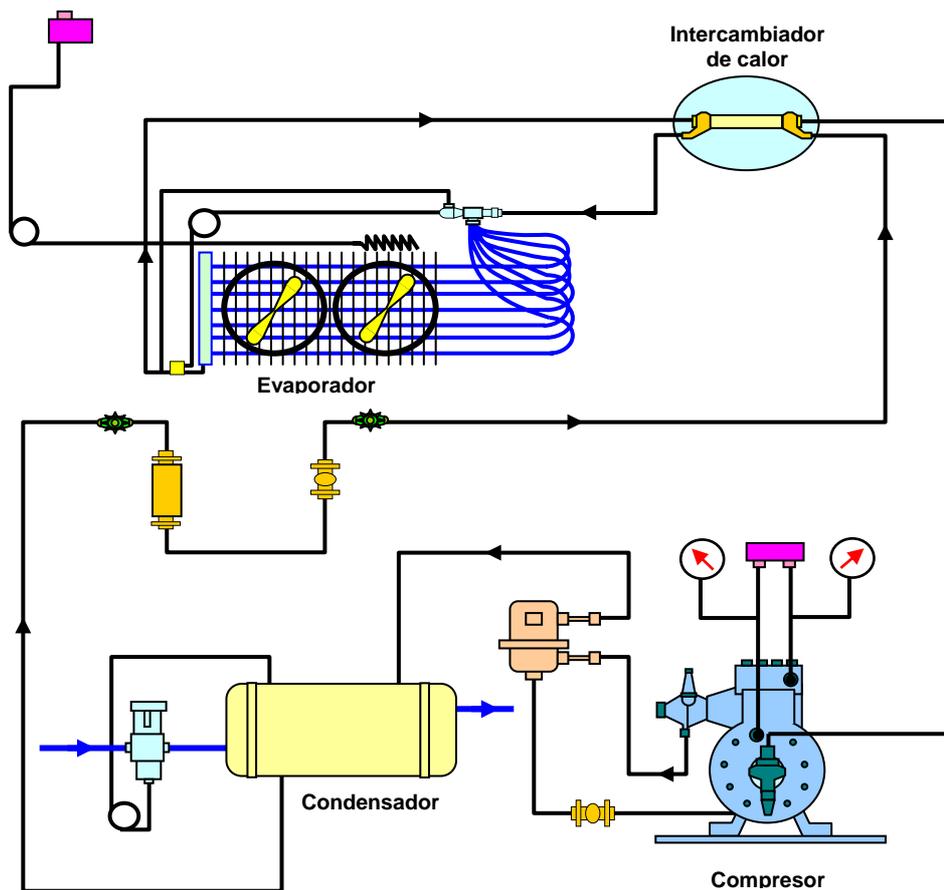


Figura 60. Instalaciones frigoríficas de compresión simple.

El fluido frigorígeno se encuentra en el compresor a baja presión y baja temperatura durante la aspiración y a alta presión y alta temperatura durante la descarga. Estas diferencias de presiones se regulan mediante válvulas de aspiración y de descarga, las cuales abren por diferencia de presiones entre sus dos caras.

El condensador es también un cambiador de calor. El fluido frigorígeno se encuentra en el condensador a alta presión y alta temperatura.

La función de la válvula de laminación es doble. Por un lado, regula la cantidad de líquido que entra en el evaporador para que se mantenga una presión constante en él. Por otro, al paso por la válvula tiene lugar la reducción de presión desde la alta que reina en el condensador hasta la baja que tiene el evaporador.

El proceso que se realiza en la válvula es adiabático, irreversible e isoentálpico, denominado laminación. El líquido, a alta presión y alta temperatura, que procede del condensador atraviesa la válvula, y al encontrarse a una presión más baja, se vaporiza en parte tomando el calor necesario del propio líquido que se enfría hasta la temperatura correspondiente a la presión que allí existe. Se obtiene el fluido frigorígeno en estado líquido a baja presión y baja temperatura (más algo de vapor en iguales condiciones), preparado para vaporizarse en el evaporador.

#### **9.2.4.2. Instalaciones frigoríficas de absorción**

Se basan en la solubilidad de un gas en una solución a baja temperatura y en la propiedad de estas soluciones de restituir el gas cuando aumentan su temperatura. La absorción va acompañada de un desprendimiento de calor.

Un ciclo de absorción simple, en circuito cerrado, consta esencialmente de un absorbedor y de un hervidor o generador que sustituyen en sus funciones al compresor de una instalación mecánica.

El funcionamiento de esta instalación es el siguiente:

En el generador-columna de destilación existe una mezcla líquida formada por un líquido absorbente y un vapor refrigerante disuelto en él. El líquido absorbente debe tener una gran avidez por el vapor refrigerante. Deben presentar igualmente puntos de ebullición diferentes.

Mediante el aporte de calor, se producen vapores de ambos fluidos, que son separados mediante una columna de rectificación. El vapor refrigerante a alta presión y temperatura, pasa al condensador donde es enfriado y licuado, siendo recogido en el depósito de líquido. Desde este depósito y a través de una válvula de laminación el líquido refrigerante es llevado al evaporador, donde al recibir un aporte de calor y tener una baja presión se vaporiza, produciendo de nuevo vapor refrigerante y generando el efecto frigorífico.

El vapor refrigerante obtenido en el evaporador pasa al absorbedor, donde existe una gran cantidad de líquido absorbente, ávido de estos vapores y que absorbe los mismos, estando cada vez más enriquecido en ellos. Al absorber los vapores la mezcla líquido-vapor se calienta por lo que se procede a enfriarla mediante una corriente de agua fría.

En el generador va quedando un líquido absorbedor empobrecido en refrigerante, a alta temperatura y presión el cual, tras hacerlo pasar por una válvula de laminación para disminuir su presión, es enviado al absorbedor.

La mezcla rica y fría, producida en el absorbedor es enviada mediante una bomba de circulación hasta el generador para ser destilada de nuevo.

Con el fin de mejorar el rendimiento térmico de la instalación, la mezcla rica y fría que va del absorbedor hacia el generador y la mezcla pobre y caliente que va del

generador hacia el absorbedor son cruzadas a contracorriente a través de un intercambiador de calor.

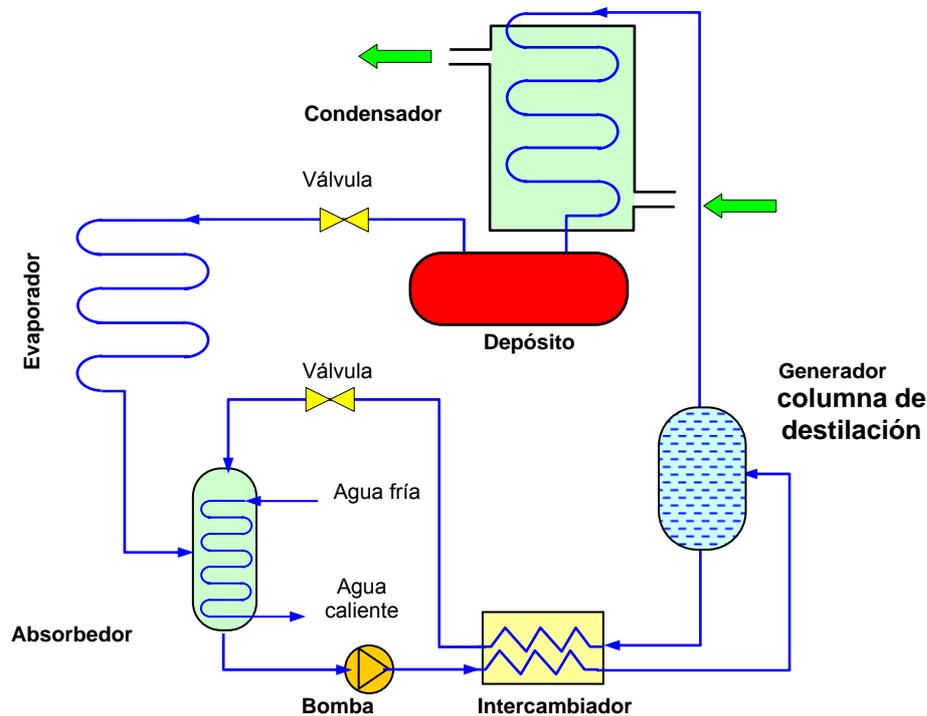


Figura 61. Instalaciones frigoríficas de absorción.

Como mezclas de trabajo se suelen utilizar comercialmente amoníaco-agua o bromuro de litio-agua. La primera se utiliza para temperaturas de evaporación inferiores a 0°C y la segunda para temperaturas superiores a 0°C. En este segundo caso, la instalación cambia ligeramente de diseño.

Si la retención de los vapores del fluido frigorígeno no se realiza en un líquido sino en una masa porosa, se tendrá un sistema de producción de frío por adsorción. La retención es básicamente superficial. Su forma de funcionamiento no es continua, sino que alternará ciclos, fases de enfriamiento con fases de calentamiento.

### 9.2.4.3. Eyección

Los eyectores son unos conductos convergentes-divergentes en los que un chorro de vapor se expande adiabáticamente en la zona convergente, transformando su energía potencial en cinética, con lo que aumenta su velocidad hasta valores muy elevados (1300 a 1500 m·s<sup>-1</sup>) lo que hace que al abandonar el eyector cree una depresión capaz de arrastrar los vapores producidos en el evaporador, permitiendo que reine en él una presión suficiente para que continúe la vaporización de agua a baja temperatura.

Su uso es complicado y no siempre económico.

### 9.2.5. Sistemas de producción de frío sin cambio de estado del fluido

Estos sistemas se basan en la compresión y expansión de un fluido, generalmente aire, sin que se produzca cambio de estado, obteniendo el enfriamiento en la expansión adiabática del fluido, la cual puede ser reversible o irreversible.

#### 9.2.5.1. Máquina de aire frío

En las máquinas de aire frío se utiliza la propiedad que tienen los gases comprimidos, de producir una disminución importante de la temperatura, cuando se les expande tras haber sido enfriados. Existe una cierta analogía mecánica entre estas instalaciones y las que utilizan fluidos frigorígenos.

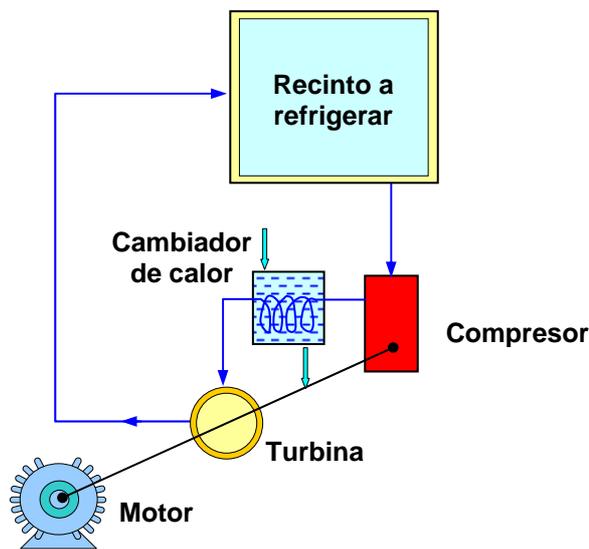


Figura 62. Máquina de aire frío.

Se componen esencialmente de un compresor para comprimir el aire, que se calienta al mismo tiempo, de un enfriador por circulación o pulverización de agua y de un evaporador situado en el local a refrigerar. En las instalaciones de compresión se utiliza el calor latente de vaporización cuyo valor es elevado. En el caso de las máquinas de aire, se utiliza el calor específico del aire, que es pequeño ( $0.3 \text{ kcal}\cdot\text{m}^{-3}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ). Debido a esto, es necesario hacer circular grandes masas de aire y utilizar máquinas enormes.

#### 9.2.5.2. Efecto Joule-Thompson

Dicho efecto está basado en la expansión adiabática irreversible de un gas a través de una pared porosa. Si se supone que un gas en unas condiciones  $P_1, V_1, T_1$  se deja expandir a través de una pared porosa hasta las condiciones  $P_2, V_2, T_2$ .

En este caso, se cumple la ecuación:

$$P_1 \cdot V_1 - P_2 \cdot V_2 + 427 \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) = 0 \quad (253)$$

en la que  $C_v$  es el calor específico del gas a volumen constante.

Según las condiciones en las que se realice la operación pueden darse los siguientes casos:

1.  $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$  En este caso se cumple la Ley de Boyle-Mariotte.  $T_1 = T_2$  y el efecto refrigerante es nulo.
2.  $P_1 \cdot V_1 > P_2 \cdot V_2$  En este caso  $T_1 > T_2$  se produce un enfriamiento.
3.  $P_1 \cdot V_1 < P_2 \cdot V_2$  En este caso  $T_1 < T_2$  se produce un calentamiento.

Se usa este sistema en el campo de la criogenia.

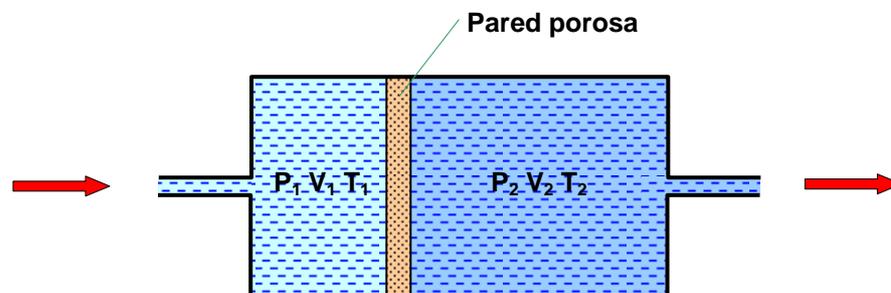


Figura 63. Efecto Joule-Thompson.

### 9.2.6. Sistemas basados en efectos especiales

En este grupo se pueden englobar aquellos sistemas que están basados en efectos especiales, distintos del cambio de estado y de la expansión de un fluido.

#### 9.2.6.1. Efecto termoeléctrico

Se denomina también efecto Peltier. El efecto termoeléctrico se produce en el punto de unión de dos metales distintos que forman un circuito recorrido por una corriente eléctrica.

La figura 64 representa una instalación simple de enfriamiento termoeléctrico la cual consta de: metal de contacto con la fuente fría; metal de contacto con la fuente caliente; semiconductor positivo con deficiencia de electrones, semiconductor  $P$ ; semiconductor negativo con exceso de electrones, semiconductor  $N$ ; soldaduras; fuente de corriente continua. Si este circuito es recorrido por una corriente eléctrica en el sentido correspondiente a la polaridad de la fuente, se produce un enfriamiento en las soldaduras de la parte superior y un calentamiento en las soldaduras de la parte inferior, las cuales cederán calor al medio caliente. Si se invierte el sentido de la corriente ocurre lo contrario.

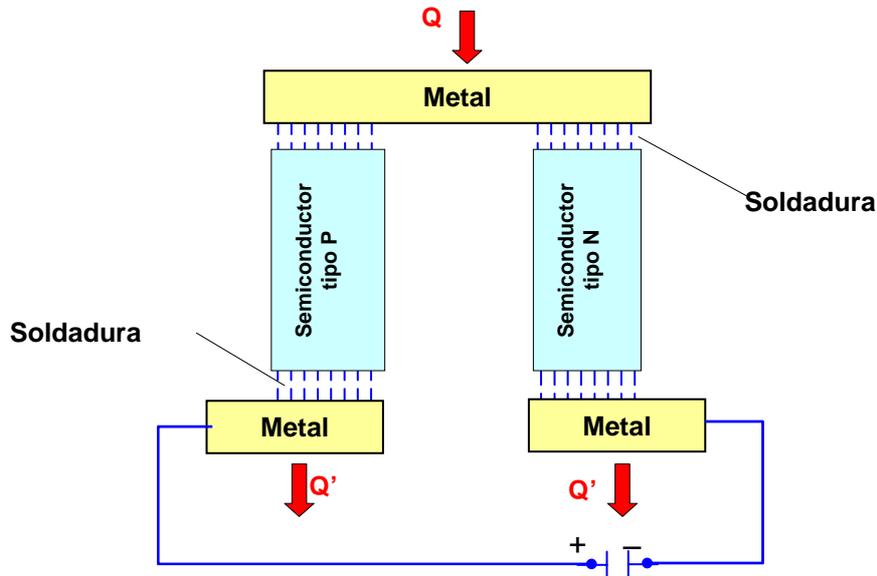


Figura 64. Máquina de aire frío.

En la fabricación de los semiconductores **P** y **N** se utilizan normalmente elementos de elevado peso atómico (teluro de bismuto y teluro de plomo). Las soldaduras deben tener escasa resistencia al paso de la corriente.

Presenta las ventajas de su simplicidad y ausencia de elementos móviles, y aunque el efecto frigorífico de estas instalaciones sea más bajo que el de las de compresión mecánica, en instalaciones pequeñas la diferencia no es notable. Normalmente se utilizan varios módulos conectados en serie.

Presenta algunos inconvenientes de importancia, como son, las pérdidas por efecto Joule, que se traducen en calentamientos de los metales, y la transmisión de calor por conducción entre los focos frío y caliente.

### 9.2.6.2. Efecto magnetotérmico

Consiste básicamente en producir frío mediante la desimantación de una sal paramagnética. Mediante este método se han conseguido en el laboratorio temperaturas próximas al cero absoluto.

El procedimiento es el siguiente: se sitúa una sal paramagnética (compuesto capaz de ser atraído por un imán) entre los polos de un electroimán, rodeado de un fluido que asegure el contacto térmico, y de helio líquido.

Se elimina seguidamente el fluido térmico mediante bombeo y se hace el vacío en el lugar que ocupaba. Al retirar el imán la sal paramagnética se desimanta bruscamente y su temperatura desciende hasta los 0.003 K o incluso a temperaturas inferiores.

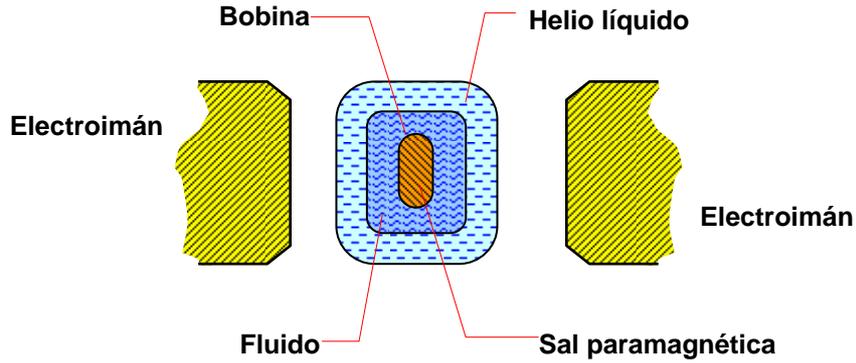


Figura 65. Instalación basada en el efecto magnetotérmico.

### 9.2.6.3. Efecto magnetotérmico-eléctrico

Cuando un conductor recorrido por una corriente continua de intensidad  $I$  se coloca en un campo de inducción magnética cuya dirección es normal a la corriente, se establece, en el conductor, un gradiente de temperaturas según la normal común a las direcciones de la corriente y del campo. Una de las caras del conductor absorbe calor y la otra lo desprende.

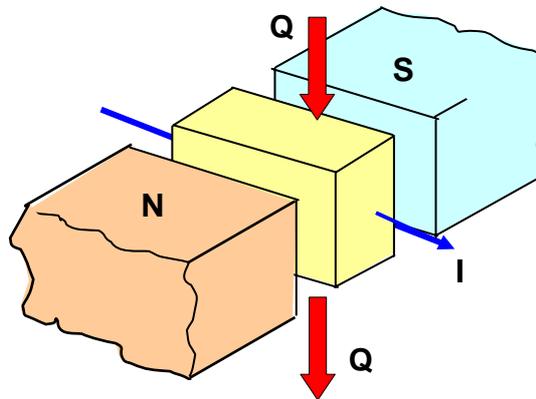


Figura 66. Instalación basada en el efecto magnetotérmico-eléctrico.

### 9.2.6.4. Efecto torbellino

Al introducir aire comprimido en el interior de un cilindro, de forma tangente y a velocidad sónica, se crea en el interior de la cámara un movimiento circular ciclónico. Este movimiento origina una depresión en la zona cercana al eje del cilindro y como consecuencia una expansión del aire en esta zona, con el consiguiente enfriamiento del mismo.

Por el contrario en la periferia se produce una sobrepresión del aire y por lo tanto, un calentamiento de éste. El aprovechamiento frigorífico se realiza extrayendo el aire cercano al eje central y conduciéndolo al recinto a refrigerar. Igualmente puede conseguirse aire caliente. El rendimiento es muy bajo.



Figura 67. Instalación basada en el efecto torbellino.

## Tema 10. Compresión mecánica

### 10.1. Diagramas termodinámicos para el estudio de ciclos frigoríficos

En el estudio de instalaciones de producción de frío por compresión mecánica, sistema que es utilizado en la casi totalidad de las instalaciones frigoríficas, se emplean principalmente los diagramas siguientes: de Andrews (P-V); entrópico (T-S); entálpico o de Mollier (P-h o log P-h) y diagrama entalpía-entropía (h-S).

La representación simultánea de la presión, el volumen y la temperatura da lugar a las diferentes superficies que representan los estados de las sustancias puras (Fig. 68).

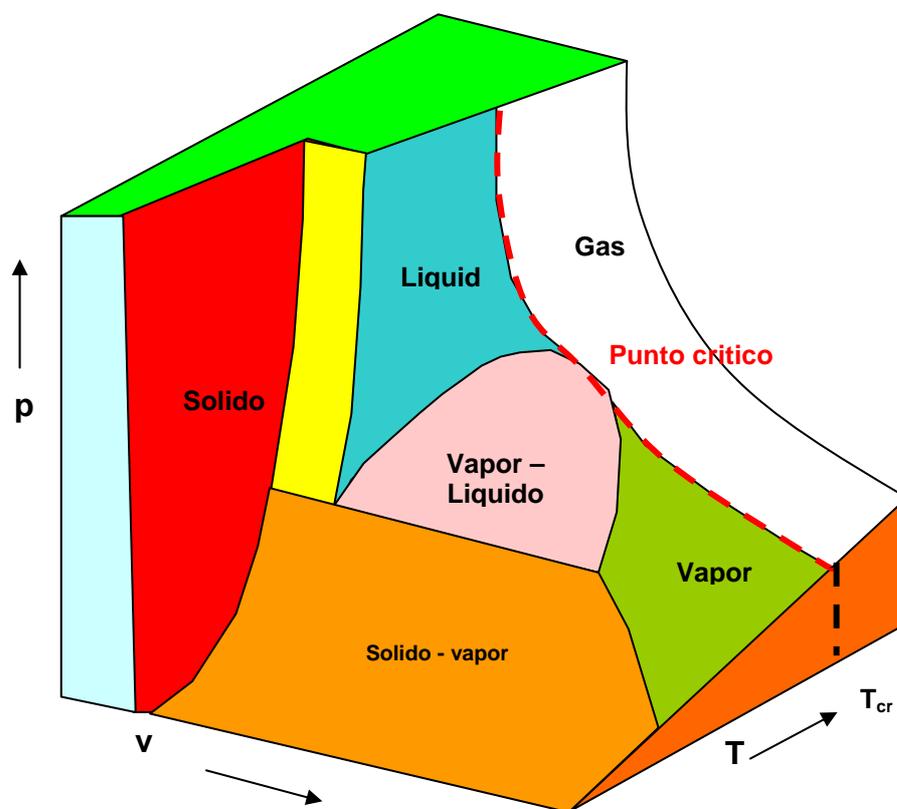


Figura 68. Superficie P, V, T para sustancias puras.

Para facilitar su manejo se utilizan diagramas bidimensionales, en lugar de las superficies tridimensionales, en los que se representan diferentes curvas con respecto a dos variables.

El diagrama P-V (presión-volumen específico) se utiliza para el estudio del compresor. No es práctico emplearlo en el análisis de ciclos frigoríficos por variar constantemente el volumen específico del fluido, y además dar los resultados en unidades mecánicas.

Los utilizados en la industria frigorífica son el entrópico (temperatura-entropía) para el estudio de los distintos procesos del circuito pues permite una gran claridad en el

análisis de los mismos, y el entálpico (presión o log presión-entalpía) el cual es utilizado para el cálculo de instalaciones, siendo muy práctico por medirse en él directamente los cambios de entalpía.

En el estudio de los sistemas de eyección se emplea el diagrama entalpía-entropía (h-S). Sería muy útil también contar con el diagrama h-V (entalpía-volumen específico).

### 10.1.1. Diagrama de Andrews

En unos ejes cartesianos, se representan en abscisas volúmenes específicos ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ) y en ordenadas presiones ( $\text{kg}/\text{m}^2$ ). Por lo tanto, las líneas paralelas al eje de ordenadas representan líneas de volumen constante o isócoras, y las horizontales, paralelas al eje de abscisas son líneas de presión constante o isóbaras.

La curva **AC<sub>r</sub>B** o curva de saturación divide al plano en dos regiones, una exterior donde el fluido es homogéneo (líquido o vapor), y la otra interior donde el fluido es heterogéneo (líquido y vapor, en proporciones variables).

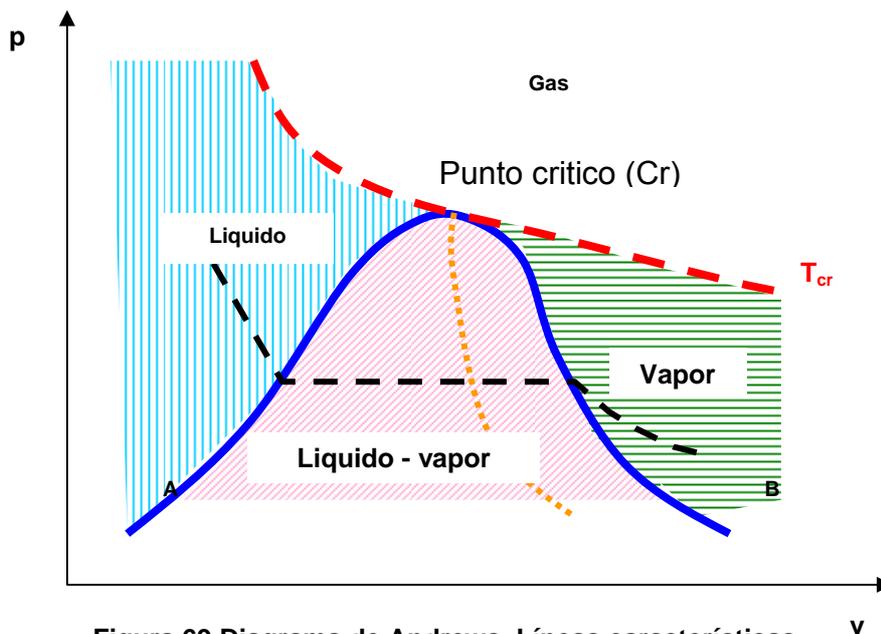


Figura 69. Diagrama de Andrews. Líneas características.

La rama **AC<sub>r</sub>** que representa condiciones en las que el líquido está en equilibrio con su vapor, es denominada curva de condensación. Las condiciones de la rama **C<sub>r</sub>B** son las de vapor saturado. Por el punto **C<sub>r</sub>**, punto crítico, pasa una isoterma que es tangente a la curva de saturación; es la isoterma crítica que junto con la curva de saturación divide el diagrama en cuatro zonas: (1), líquido más o menos subenfriado; (2), bajo la curva de saturación, el fluido es heterogéneo, mezcla de líquido y vapor en equilibrio; (3), entre la curva de vapor saturado y la rama inferior de la isoterma crítica, el fluido se encuentra en estado de vapor recalentado, pero puede ser condensado por enfriamiento a presión constante, por aumento de la presión a temperatura constante o bien combinando ambos procedimientos; (4), por encima de la isoterma crítica, el fluido

se encuentra en estado gaseoso (vapor seco) y no puede ser condensado cualquiera que sea la presión a la que se le someta.

Durante la condensación de un gas o durante el proceso inverso de vaporización, la masa total de la mezcla vapor-líquido es constante. En el interior de la curva de saturación y a lo largo de una isoterma o isobara, un punto cualquiera indica un valor de título de vapor de la mezcla vapor-líquido, y representa la proporción de masa de vapor respecto a la masa total de fluido. El título es 0 sobre la curva de líquido saturado y 1 sobre la curva de vapor saturado.

Así pues, sería posible utilizar para el estudio de los ciclos de funcionamiento de las máquinas frigoríficas un diagrama P-V, como el diagrama de Andrews, con la familia de curvas necesarias para representar las transformaciones termodinámicas sufridas por el fluido frigorígeno durante el ciclo frigorífico.

Sin embargo, este diagrama puede llegar a ser muy poco práctico, ya que el volumen específico del fluido varía constantemente durante el ciclo frigorífico y, por otro lado, los resultados obtenidos de este diagrama estarían expresados en unidades mecánicas. Es interesante hacer las lecturas directamente sobre el diagrama en unidades térmicas. Estos diagramas que dan lecturas directas en unidades térmicas son los denominados termodinámicos. Para la interpretación y el diseño de los sistemas frigoríficos se utilizan los diagramas entrópicos (**T-S**) y entálpicos (**P-h** o **log P-h**).

### 10.1.2. Diagrama entrópico

Es un diagrama termodinámico establecido en coordenadas cartesianas, donde se representa la entropía (**S**) y en el vertical la temperatura absoluta (**T**). El diagrama está establecido para la unidad de masa del fluido (kg).

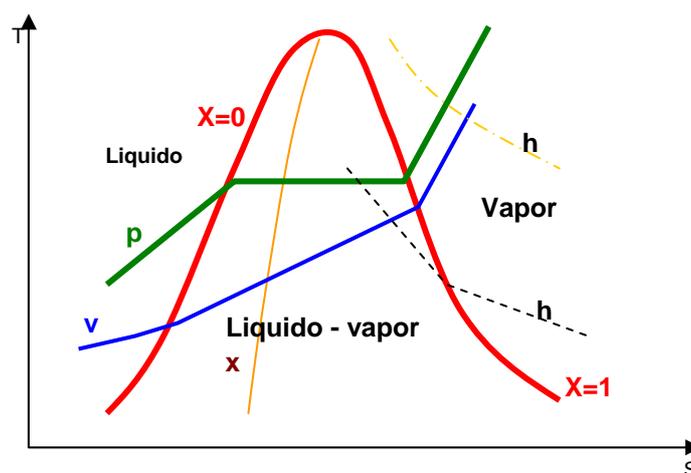


Figura 70. Diagrama entrópico. Líneas características.

En este diagrama las líneas paralelas al eje horizontal son isotermas y las paralelas al eje vertical son isoentrópicas. En el diagrama entrópico se puede comprobar como el

valor dado por  $T \cdot \Delta S$ , medido como área, expresa una cantidad de energía térmica. De esta forma, el área bajo una curva que indique el camino seguido en una transformación termodinámica, será el calor intercambiado en esa transformación por el sistema termodinámico. Si la curva es cerrada, el área encerrada por el ciclo representa la energía térmica intercambiada durante el mismo.

Las líneas del diagrama son las siguientes:

- **Isoentrópicas** [kcal/kg·K], denominadas también líneas adiabáticas. Paralelas al eje de ordenadas.
- **Isotermas** [K]. Paralelas al eje de abscisas.
- **Isóbaras** [kg/cm<sup>2</sup>]. Quebradas, horizontales en la zona de vapores húmedos, ascendentes en la zona de vapores recalentados y descendentes muy próximas a la curva de condensación en la zona de líquido subenfriado.
- **Isoentálpicas** [kcal/kg]. Muy verticales en la zona de vapores húmedos, se quiebran en la línea de vapores saturados, haciéndose más horizontales en la zona de vapores recalentados.
- **Isócoras** o **isovolumétricas**, [m<sup>3</sup>/kg]. Ascendentes en la zona de vapores húmedos, pendiente que se incremento al pasar a la zona de vapores recalentados.
- **Líneas de título constante**, limitadas a la zona de vapores húmedos.

Por tanto, el diagrama completo utilizado en refrigeración contiene las curvas isotermas, adiabáticas, isócoras, isotítulo, isóbaras, y de entalpía constante. Sin embargo, en la práctica, resulta más cómodo el uso del diagrama entálpico para el cálculo de instalaciones frigoríficas.

### 10.1.3. Diagrama entálpico

La entalpía de un fluido viene dada por la expresión:

$$h = U + P \cdot V \text{ [J]} \quad (255)$$

donde,

- U** energía interna del fluido [J].
- P** presión [Pa].
- V** volumen de la masa considerada [m<sup>3</sup>].

La energía interna representa la suma del trabajo mecánico y de la energía calorífica que puede suministrar en forma de potencia un sistema en reposo. Se demuestra que la entalpía de un fluido es función de su temperatura y crece con el aumento de la misma, siendo nula en  $T=0$  K.

Otro diagrama termodinámico es el entálpico, en el que se representan en abscisas la entalpía  $h$  y en ordenadas la presión  $P$  o el logaritmo de la presión  $\log P$  siendo por tanto, las líneas horizontales isóbaras y las verticales isoentálpicas.

En el diagrama entálpico, todas las transformaciones producidas en un ciclo frigorífico real son determinadas en unidades térmicas directamente, sin necesidad de medir áreas, midiendo distancias. Además en este diagrama tres de los procesos del ciclo son representados por rectas. Al igual que el diagrama entrópico, el diagrama entálpico está construido para un sistema termodinámico de un kg de fluido frigorígeno.

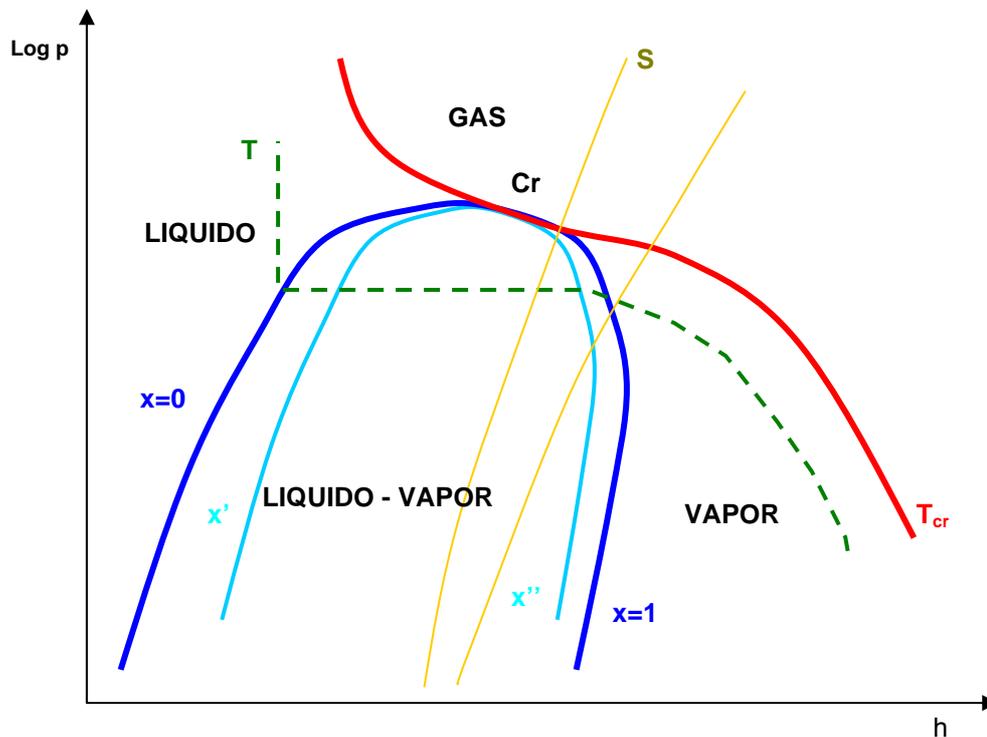


Figura 71. Diagrama entálpico. Líneas características.

También en este diagrama la curva de saturación divide el plano en una serie de zonas representándose, generalmente, nada más que unos tramos de las curvas de condensación ( $x = 0$ ) y de vapor saturado ( $x = 1$ ).

Las líneas representadas son:

- **isotermas**, ascienden casi verticales en la zona de líquido subenfriado, horizontales y confundidas con las isóbaras dentro de la curva de saturación, y descendentes en la zona de vapor recalentado.
- **isoentrópicas**, de pendiente positiva, no tienen inflexión al atravesar la zona de vapores saturados.
- líneas **isócoras**, ascendentes, se quiebran al atravesar la curva de saturación.
- **líneas de título de constante**, en la zona de vapores húmedos, dividen en segmentos proporcionales a las isotermas.

El diagrama de Mollier,  $\log P$ - $h$ , está construido en coordenadas semilogarítmicas, sin embargo aunque tiene las mismas propiedades que el diagrama  $P$ - $h$ , posee la ventaja de que se hace más práctico su uso en el estudio de sistemas frigoríficos con compresión escalonada. Es decir, el logarítmico de las relaciones de compresión ( $P_2/P_1$ ) es proporcional a la distancia que separa las dos isóbaras  $P_1$  y  $P_2$ .

#### 10.1.4. Diagrama entalpía-entropía

Las coordenadas del diagrama son la entalpía en el eje de ordenadas y la entropía en el eje de abscisas, siendo por tanto, las líneas isoentálpicas e isoentrópicas rectas horizontales y verticales, respectivamente.

Este diagrama incluye la curva de saturación, que en el tramo de condensación es la envolvente de las isotermas e isóbaras, coincidentes en la zona de vapor húmedo; las isóbaras no se retractan al atravesar la curva de vapor saturado aumentando su pendiente, mientras que las isotermas se retractan tendiendo a hacerse horizontales; las líneas de título constante, en la zona de vapor húmedo, determinan segmentos proporcionales en las isotermas.

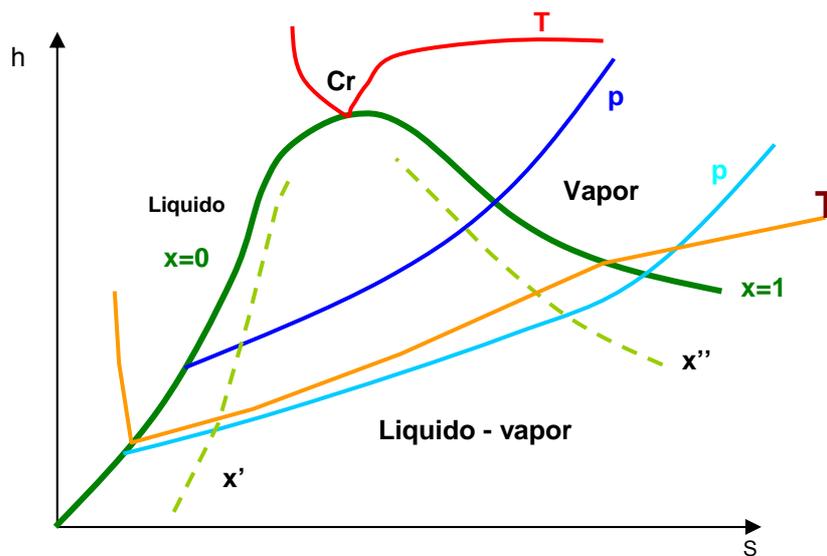


Figura 72. Diagrama entalpía – entropía. Líneas características.

#### 10.2. Ciclo de una máquina frigorífica perfecta

La máquina térmica se basa en la cesión de calor desde un foco caliente a un foco frío produciendo durante este ciclo un trabajo.

La máquina térmica, obtiene mayor rendimiento cuando funciona según un ciclo reversible (ciclo de Carnot) que la que lo realiza de forma irreversible, a igualdad de las demás condiciones.

El rendimiento del ciclo es sólo función de las condiciones de los focos, frío y caliente, siendo independiente de la sustancia que evoluciona.

El equivalente térmico del trabajo realizado por el sistema será igual al calor aportado al sistema, diferencia entre el calor cedido por el foco caliente y el absorbido por el foco frío:

$$W_{\tau} = Q_1 - Q_2 \text{ [cal/kg]} \quad (256)$$

donde,

- $\tau$  trabajo mecánico [J/kg].
- $Q_1$  calor cedido por el foco caliente [cal/kg].
- $Q_2$  calor absorbido por el foco frío [cal/kg].

El ciclo de Carnot es reversible por lo que se puede recorrer en sentido inverso a la máquina térmica.

En el ciclo inverso el sistema absorbe una cantidad de calor  $Q_2$  del foco frío, y mediante la aportación de trabajo exterior cede una cantidad de calor  $Q_1$  al foco caliente, siendo el balance térmico:

$$Q_1 = Q_2 + \tau \text{ [kJ/kg]} \quad (257)$$

Mediante una máquina que trabaje según este ciclo inverso se puede conseguir un descenso de la temperatura del foco frío por debajo de la ambiental, es decir, se puede refrigerar.

Se denomina máquina frigorífica a aquella que es capaz de transportar calor de un foco frío a un foco caliente mediante un aporte de trabajo exterior.

El ciclo de Carnot inverso recorrido por una máquina frigorífica perfecta está compuesto por una expansión adiabática, una expansión isoterma (foco frío), una compresión adiabática, y una compresión isoterma (foco caliente).

La compresión y la expansión adiabáticas incluidas en el ciclo de la máquina frigorífica perfecta son las que producirían en un cilindro perfectamente aislado en el que desliza un émbolo sin rozamientos ni pérdidas.

Las transformaciones isotermas corresponderían a la absorción de calor en el cambios de estado líquido-vapor y la cesión en el de vapor-líquido, a un medio infinito al que se le puede extraer o ceder calor sin que varíe su temperatura.

La instalación frigorífica teórica que sigue el ciclo inverso de Carnot estará constituida por los siguientes elementos:

- 1. Evaporador.** Es el elemento en el que tiene lugar una expansión isoterma produciéndose el cambio de estado de líquido a vapor.
- 2. Compresor.** Es el elemento en el que se eleva la presión del vapor adiabáticamente.

**3. Condensador.** Es el elemento donde se comprimirá el vapor isotérmicamente, cediendo calor al foco caliente y condensándose.

**4. Cilindro expansor.** Es el elemento en el que tiene lugar la expansión adiabática del líquido condensado, hasta la presión reducida del evaporador.

El estudio de las diferentes transformaciones realizadas en una máquina frigorífica perfecta se puede realizar mediante los diagramas **P-V** y **T-S**.

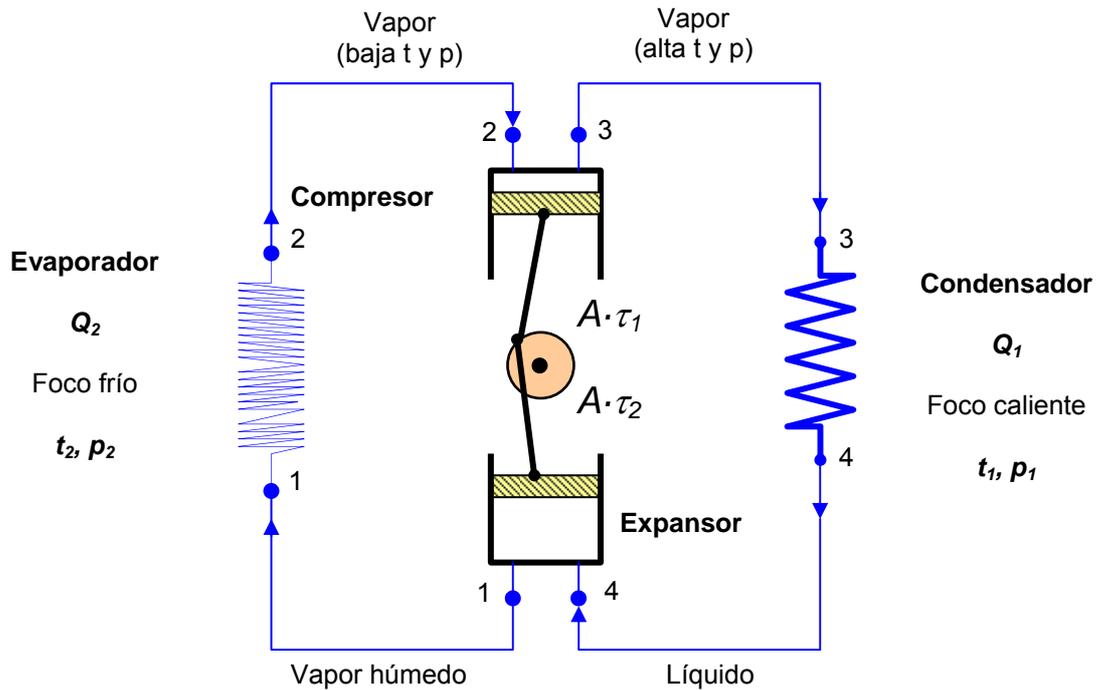


Figura 73. Esquema de una instalación frigorífica teórica.

En los diagramas se recorrerán ciclos cerrados, inversos al de Carnot, entre dos líneas adiabáticas y dos líneas isotermas, en los que se cumple:

$$Q_1 - Q_2 = (\tau_1 - \tau_2) = W_{t_{1-2}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (258)$$

Es necesario un aporte exterior de trabajo al sistema, igual a la diferencia entre el realizado por el compresor y el efectuado por el cilindro expansor:

$$\tau = \tau_{\text{compresor}} - \tau_{\text{expansor}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2598)$$

En el diagrama **P-V** el área **1-2-3-4** representa el trabajo exterior (Fig. 74).

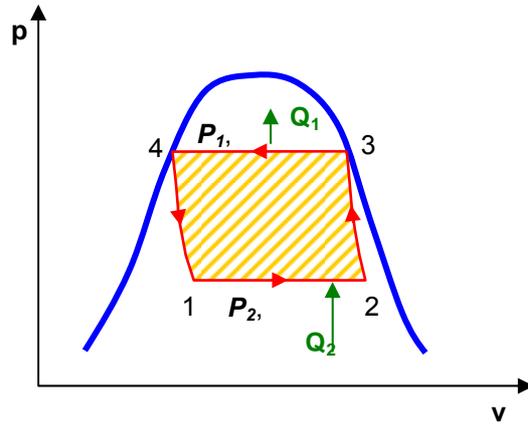


Figura 74. Diagrama presión-volumen de una instalación frigorífica teórica.

En el diagrama entrópico el área limitada por los cuatro puntos representa el equivalente calórico del trabajo entregado al ciclo.

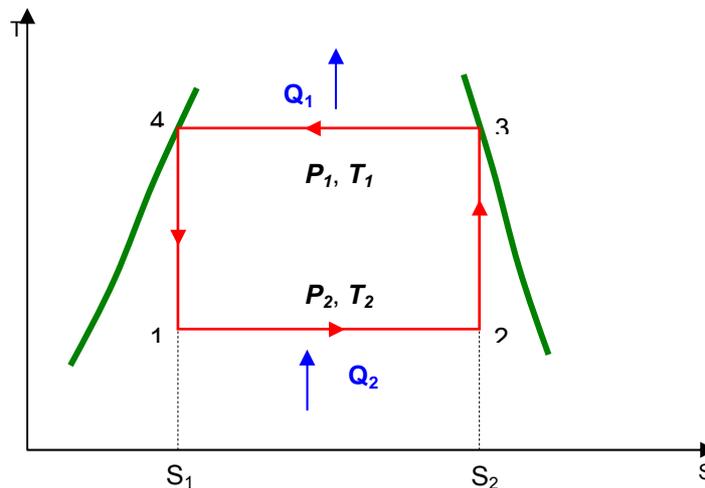


Figura 75. Diagrama temperatura-entropía de una instalación frigorífica teórica.

El balance energético en un elemento cualquiera del circuito frigorífico, por el que circula un fluido frigorígeno a caudal constante, el cual intercambia calor y trabajo con el exterior es:

$$U_e + \frac{1}{2} \cdot v_e^2 + g \cdot H_e + P_e \cdot V_e + Q + \tau = U_s + \frac{1}{2} \cdot v_s^2 + g \cdot H_s + P_s \cdot V_s \quad [\text{J/kg}] \quad (260)$$

donde,

- $U_e$  y  $U_s$  energías internas a la entrada y a la salida [J/kg].
- $v_e$  y  $v_s$  velocidades medias a la entrada y a la salida [m/s].
- $g$  aceleración de la gravedad, 9.8 [m/s<sup>2</sup>].
- $H_e$  y  $H_s$  alturas manométricas a la entrada y a la salida [m].
- $P_e$  y  $P_s$  presiones absolutas a la entrada y a la salida [Pa].
- $V_e$  y  $V_s$  volúmenes específicos a la entrada y a la salida [m<sup>3</sup>/kg].

$\tau$  trabajo mecánico [J/kg].

$Q$  equivalente mecánico del calor intercambiado al paso del fluido por el elemento [J/kg].

Los términos energéticos debidos a la cota del fluido,  $g \cdot H_e$  y  $g \cdot H_s$  se pueden eliminar, debido al escaso valor de las diferencias de altura.

Incluyendo el valor de la entalpía específica del fluido:

$$h = U + (P \cdot V) \text{ [kJ/kg]} \quad (261)$$

se tendrá:

$$h_e + v_e^2/2 + |Q| + |\tau| = h_s + v_s^2/2 \text{ [kJ/kg]} \quad (262)$$

También se puede admitir que las velocidades de entrada y salida son iguales (salvo en los compresores centrífugos cuyo fundamento es precisamente la diferencia de velocidades), resultando entonces:

$$h_e + |Q| + |W_t| = h_s \text{ [kJ/kg]} \quad (263)$$

En los cambiadores de calor, evaporador y condensador, no hay aporte ni cesión de trabajo,  $W_t = \tau = 0$ .

La absorción y cesión de calor se produce a costa de la propia energía del fluido:

$$Q = h_s - h_e \text{ [kJ/kg]} \quad (264)$$

Las transformaciones teóricas en los cilindros compresor y expansor son adiabáticas y reversibles,  $Q=0$ :

$$W_t = h_s - h_e \text{ [kJ/kg]} \quad (265)$$

Si se sustituye el cilindro expansor por una válvula de laminación, se obtiene un proceso termodinámico sin intercambio de calor y ni trabajo con el exterior:

$$Q=0 \text{ y } W_t=0.$$

### 10.3. Máquina real teórica

La máquina real teórica de compresión describe un ciclo que presenta dos diferencias fundamentales con el de Carnot:

1. El compresor trabaja en régimen seco, en la zona de vapor seco (isoentrópica **C-D**), a diferencia del régimen húmedo de Carnot. Comprime, aumentando la presión, hasta la isobara correspondiente a la temperatura de condensación ( $T_c$ ).

2. El paso de la alta presión a la baja presión se logra mediante una válvula de laminación, según un procedo isoentálpico (**A-B**), en lugar de a través de un cilindro expansor. La válvula actúa como reguladora de presiones sin recuperar parte del trabajo.

La vaporización parcial del fluido se realiza al disminuir la presión, absorbiendo el calor necesario para el cambio de estado del propio fluido, por lo que desciende su temperatura.

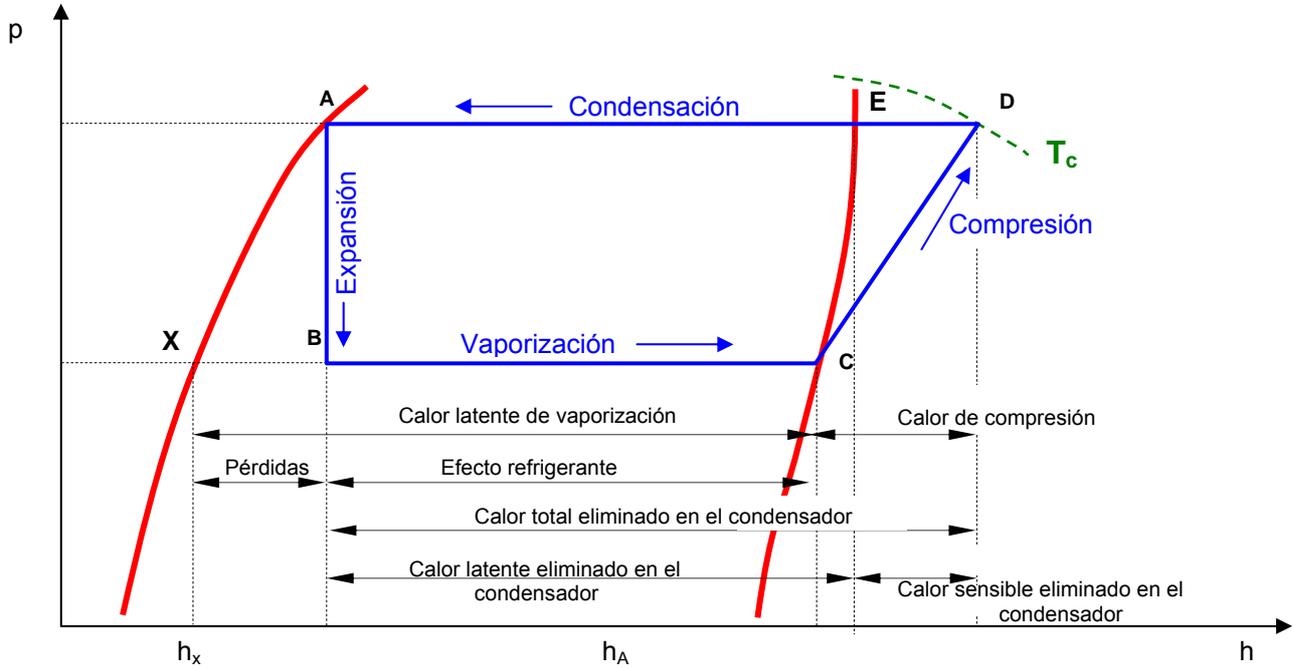


Figura 76. Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado simple.

La separación de la máquina real del ciclo de Carnot se basa tanto en consideraciones teóricas, variaciones de efecto frigorífico producido y trabajo recibido, y en consideraciones técnicas, ventajas mecánicas en el funcionamiento de la máquina.

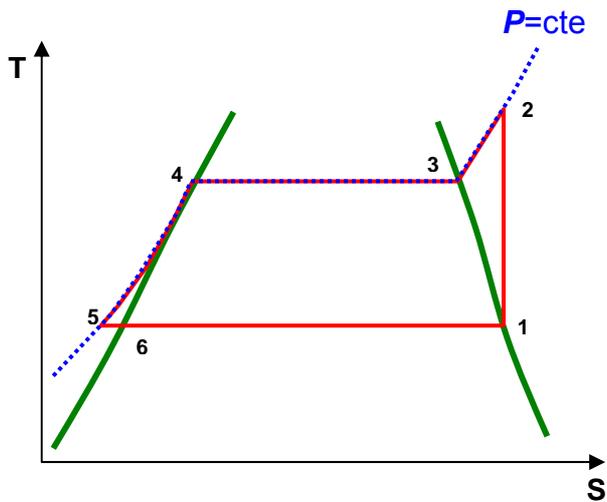


Figura 77. Condensación con subenfriamiento en el diagrama T-S.

En el condensador, el fluido evoluciona desde la presión y temperatura de descarga de compresión (2) hasta la temperatura de condensación (3), produciendo una cesión de su calor latente hasta que todo el fluido pasa a estado líquido (4).

Para obtener una máxima producción frigorífica, habría que enfriar el líquido hasta su temperatura de vaporización (5) siguiendo una isobara.

El calor cedido en el condensador, en esta evolución será:

$$dh = dQ + A \cdot V \cdot dp = T \cdot dS + A \cdot V \cdot dp \quad [\text{kJ/kg}] \quad (266)$$

$$\int_5^2 dh = \int_5^2 T \cdot dS + \int_5^2 A \cdot V \cdot dp \quad [\text{kJ/kg}] \quad (267)$$

La evolución se ha realizado a lo largo de una isobara, por tanto no hay variación de presión:

$$p = \text{cte} \Rightarrow \int_5^2 A \cdot V \cdot dp = 0 \Rightarrow \int_5^2 dh = h_2 - h_5 = \int_5^2 T \cdot ds \quad [\text{kJ/kg}] \quad (268)$$

En la práctica se introduce una simplificación realizando el subenfriamiento identificando la isobara con la curva  $x=0$ , lo que representa muchas ventajas, siendo el error cometido mínimo.

$$\int_6^2 dh = \int_6^2 T \cdot dS + \int_4^2 A \cdot V \cdot dp + \int_6^4 A \cdot V \cdot dp = \int_6^2 T \cdot dS + \int_6^4 A \cdot V \cdot dp \quad [\text{kJ/kg}] \quad (269)$$

Debido al pequeño valor relativo, del orden de uno por mil, se puede despreciar el siguiente término para facilitar el cálculo:

$$\int_6^4 A \cdot V \cdot dp \approx 0 \quad (270)$$

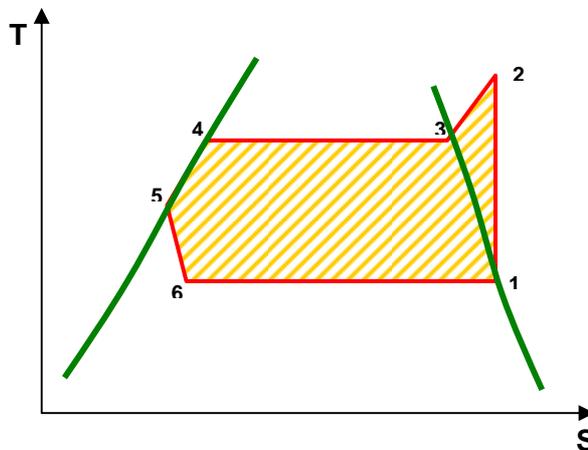


Figura 78. Ciclo real teórico en el diagrama T-S.

El subenfriamiento se realiza hasta una temperatura intermedia entre la de condensación y la de vaporización.

De igual forma, el trabajo realizado por el compresor, cumpliéndose el primer principio será:

$$W_t = Q - Q_o \quad [\text{kJ/kg}] \quad (271)$$

donde,

**Q** calor cedido en el condensador:  $h_2 - h_5$ .

**Q<sub>o</sub>** calor absorbido en el evaporador:  $h_1 - h_6$ .

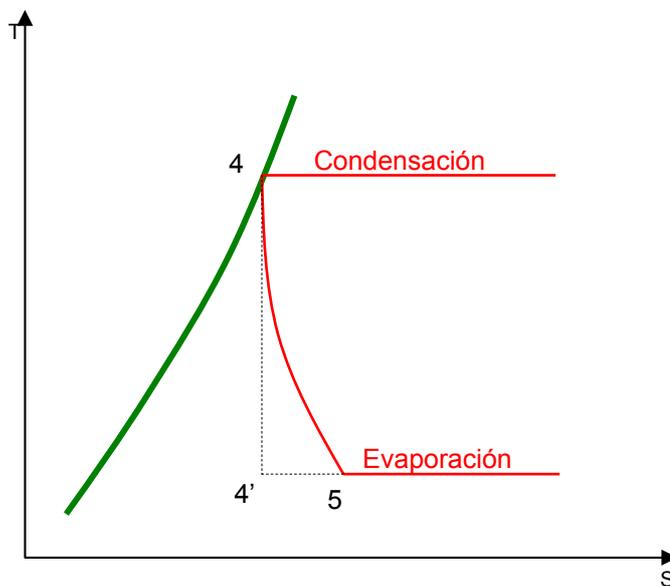


Figura 79. Desviación sufrida en la válvula de laminación.

El rendimiento frigorífico se define como la relación entre el efecto refrigerante y la energía de compresión:

$$\varepsilon_c = Q_o / W_t = T_{evap} / (T_{cond} - T_{evap}) \quad (272)$$

donde,

$\varepsilon_c$  rendimiento frigorífico referido al ciclo de Carnot.

$q_o$  efecto refrigerante referido al ciclo de Carnot [kJ/kg].

$W_t$  equivalente térmico del trabajo de compresión referido al ciclo de Carnot [kJ/kg].

$$\varepsilon_r = q'_o / \tau' \quad (273)$$

donde,

$\varepsilon_r$  rendimiento frigorífico de la instalación real.

$q'_o$  efecto refrigerante de la instalación real [kJ/kg].

$\tau'$  trabajo de compresión de la instalación real [kJ/kg].

Cumplíndose la relación:

$$q'_o < q_o; W_t < A \cdot \tau'$$

siendo:

$$\varepsilon_r < \varepsilon_c$$

La eficiencia de un ciclo real, rendimiento económico, se establece por la relación del rendimiento del ciclo real al rendimiento de un ciclo de Carnot que trabaje en sus mismas condiciones:

$$\eta = \varepsilon_r / \varepsilon_c < 1 > 0.7 \quad (274)$$

Termodinámicamente el ciclo de Carnot es más ventajoso, pero la utilización de un cilindro expensor aumenta las posibilidades de averías.

El cilindro expensor es caro debido a su gran volumen lo que no hace rentable el trabajo que recupera,  $h_4 - h_4''$  afectado por un rendimiento.

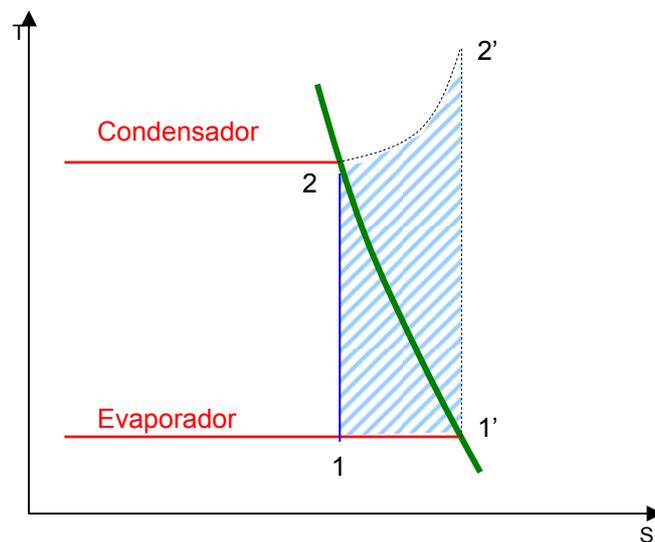


Figura 80. Desviación en la compresión realizándose en régimen seco.

El ciclo de Carnot realizará una transformación adiabática reversible en la zona de vapores húmedos (1-2) mientras que el ciclo real realiza una adiabática reversible en la zona de vapores secos (1'-2').

Esta variación aumenta la producción frigorífica y el trabajo a realizar por el compresor.

En instalaciones reales el consumo de energía por frigoría producida es menor en régimen seco que en régimen húmedo, debido a que aumenta el volumen de vapores aspirados.

Justificaciones de la compresión en régimen seco:

1. El compresor funciona mejor en la zona de vapor seco, y el funcionamiento con vapor húmedo puede causar averías por golpes de líquido.

2. En régimen húmedo tras la compresión se vaporizan las gotas de líquido por lo que parte de la carrera de aspiración resulta inútil.
3. No es rentable mover el líquido que no cambia de estado y no absorbe calor en el evaporador.

En la máquina real se producen pérdidas de carga en el circuito.

La máquina perfecta realiza un ciclo teórico reversible y en la que las superficies de los cambiadores de calor se suponen infinitas, y los intercambios se realizarán bajo diferencias de temperatura infinitesimales. En la máquina real la superficie de intercambio es limitada, y los intercambios de calor se efectúan bajo diferencias reales de temperatura.

#### 10.4. Efecto de la temperatura de vaporización y condensación sobre la eficacia del ciclo

La eficacia de un ciclo de refrigeración varía considerablemente con la temperatura de condensación y principalmente de vaporización.

En dos ciclos simples, trabajando en régimen seco, el efecto refrigerante es mayor con la temperatura de vaporización más alta.

A mayor temperatura, se vaporiza una menor fracción de refrigerante al paso por la válvula de laminación, aumentando la proporción que puede vaporizarse en el evaporador y la producción de frío útil.

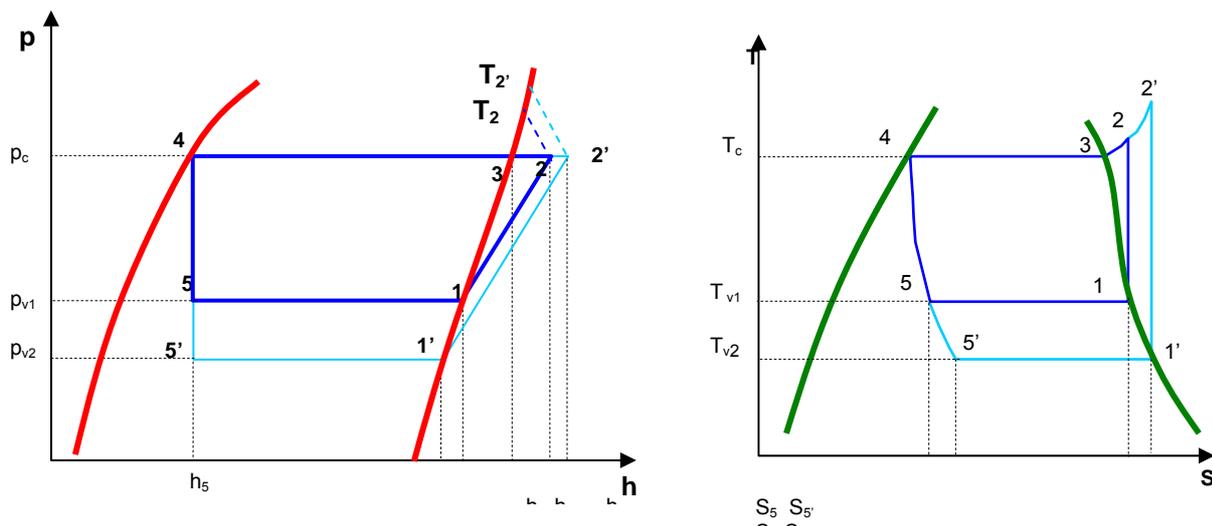


Figura 81. Efecto de la temperatura de vaporización. Comparación entre dos ciclos saturados simples.

Al aumentar el efecto refrigerante, disminuye la cantidad de fluido frigorígeno que debe circular.

En el ciclo con mayor temperatura disminuye el trabajo de compresión al ser inferior la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador.

Al disminuir el trabajo de compresión y el peso de fluido refrigerante que circula cuando aumenta la temperatura de aspiración, también disminuye la potencia teórica requerida y el calor eliminado en el condensador.

El volumen de vapor movido por el compresor disminuye a medida que aumenta la temperatura de vaporización, afectando a la capacidad y eficiencia del ciclo.

El efecto de la temperatura de condensación es inverso, disminuyendo la eficacia del ciclo con el aumento de ésta.

La temperatura del líquido que pasa a través de la válvula de laminación es mayor, lo que reduce el efecto refrigerante por lo que debe circular mayor peso de fluido refrigerante, incrementado el volumen de vapor que debe ser comprimido.

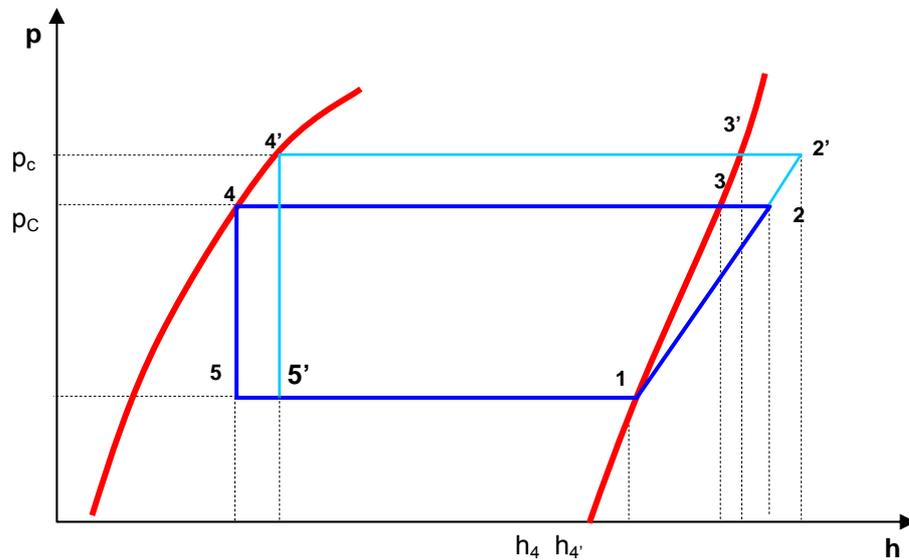
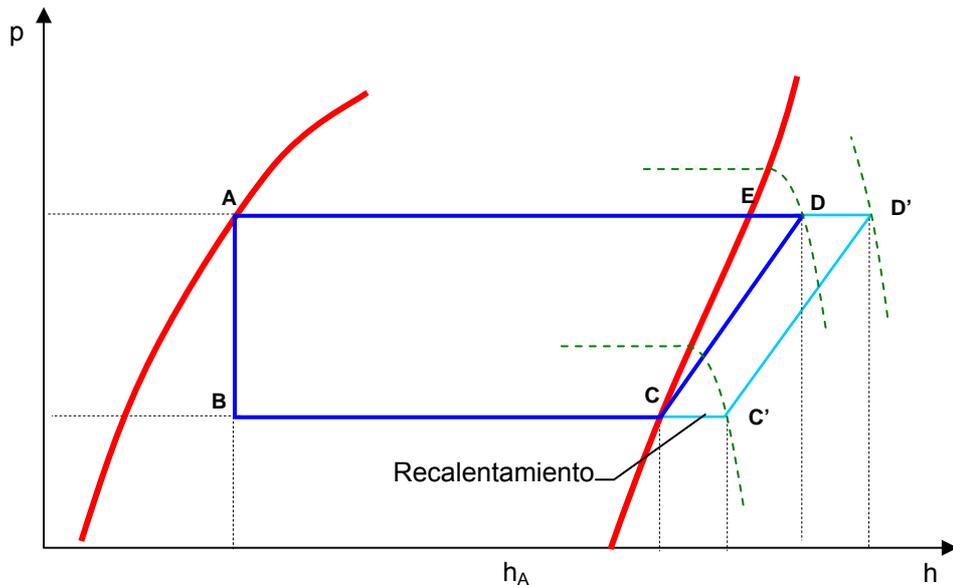


Figura 82. Efecto de la temperatura de condensación. Comparación entre dos ciclos saturados simples.

Al aumentar la temperatura de condensación se incrementa el trabajo de compresión necesario para aumentar la presión del vapor hasta la presión correspondiente a esa temperatura y la potencia teórica requerida.

### 10.5. Recalentamiento del vapor

En el ciclo de refrigeración saturado simple, se supone que el vapor de aspiración llega al compresor como vapor saturado a la temperatura y presión de evaporación.



**Figura 83. Diagrama presión-entalpía comparando el ciclo saturado simple con el ciclo con recalentamiento.**

En la práctica, después de que el refrigerante líquido se vaporice completamente en el evaporador, el vapor saturado frío, continúa absorbiendo calor en el tramo de aspiración, pasando a un estado recalentado antes de llegar al compresor.

Despreciando la caída de presión del vapor en la tubería de aspiración, se puede suponer constante durante el recalentamiento.

El trabajo de compresión por unidad de refrigerante para el ciclo con recalentamiento, es ligeramente mayor que en un ciclo con vapor saturado seco.

La temperatura del vapor a la salida del compresor es mayor en el ciclo con recalentamiento del vapor que en el ciclo simple para la misma temperatura y presión de condensación, por lo que aumenta la cantidad de calor por kg de refrigerante eliminado en el condensador (calor sensible).

El volumen específico del vapor recalentado es mayor que el del vapor saturado a la misma presión, aumentando así el caudal volumétrico [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], que el compresor debe manejar por capacidad unitaria de refrigerante.

La potencia requerida, por unidad de capacidad refrigerante del ciclo, es mayor para el ciclo con recalentamiento disminuyendo el rendimiento obtenido (o eficiencia energética).

En el ciclo con recalentamiento el compresor, el motor del compresor y el condensador deberán ser mayores, aumentando la inversión económica inicial en el sistema frigorífico.

Al pasar el vapor directamente hasta la aspiración del compresor sin recalentamiento, puede arrastrar pequeñas cantidades de líquido no vaporizado (vapor húmedo) que puede causar efectos negativos en la capacidad del compresor, y provocarle daños mecánicos.

El recalentamiento del vapor en el tramo de aspiración puede realizarse en diferentes puntos:

1. Al final del evaporador.
2. En la tubería de aspiración instalada dentro del local refrigerado.
3. En la tubería de aspiración situada fuera del espacio refrigerado.
4. En un cambiador de calor, tramo de aspiración-tubería de líquido.

El aislamiento del tramo de aspiración es necesario para prevenir la formación de escarcha en la superficie de la tubería.

El recalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado puede ocurrir al final del evaporador o en la tubería de aspiración localizada dentro del espacio refrigerado, o en ambos sitios.

El calor necesario para recalentar el vapor se puede tomar del espacio refrigerado, se obtiene un enfriamiento útil aumentando el efecto frigorífico por unidad de masa de refrigerante.

Un recalentamiento del vapor en el evaporador excesivo reduce la capacidad del evaporador innecesariamente y requiere que el evaporador opere a una temperatura de vaporización menor o el uso de un evaporador mayor por lo que no es económico.

La instalación de un tramo de tubería de aspiración adicional al evaporador (serpentín secador) permite el recalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado sin producir arrastre de líquido hasta el compresor, y un uso más efectivo de la superficie del evaporador.

El recalentamiento del vapor de aspiración, dentro del espacio refrigerado, está limitado a 2-3°C por debajo de la temperatura del local refrigerado (temperatura de régimen).

## 10.6. Subenfriamiento del líquido

El subenfriamiento del líquido refrigerante antes de la válvula de expansión incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa de fluido ( $h_A - h_{A'} = h_B - h_{B'}$ )

El aumento de la producción frigorífica específica produce varias modificaciones:

1. En el ciclo subenfriado disminuye el caudal másico de fluido frigorígeno por capacidad unitaria refrigerante.
2. Disminuye el volumen de vapor desplazado por el compresor por capacidad unitaria refrigerante.
3. El aumento de efecto refrigerante por unidad de masa originado por el subenfriamiento, no requiere un aumento de energía en el compresor.

4. Se incrementa el coeficiente de rendimiento del ciclo, y disminuye la potencia absorbida por el compresor por unidad de capacidad frigorífica desarrollada.

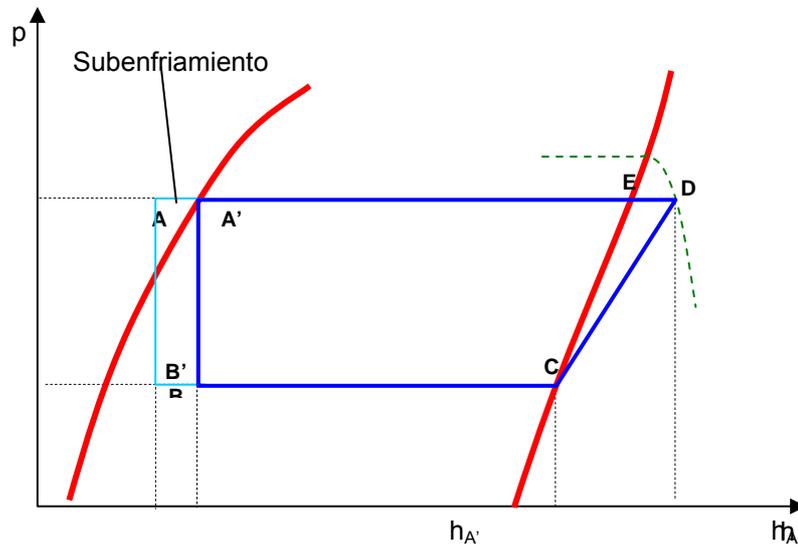


Figura 84. Diagrama presión-entalpía comparando el ciclo subenfriado con el ciclo saturado simple.

El subenfriamiento del líquido frigorígeno se efectúa en el recipiente de líquido o cuando circula por la tubería de líquido, cediendo calor al aire circundante. También se puede usar un intercambiador especial para subenfriar el líquido.

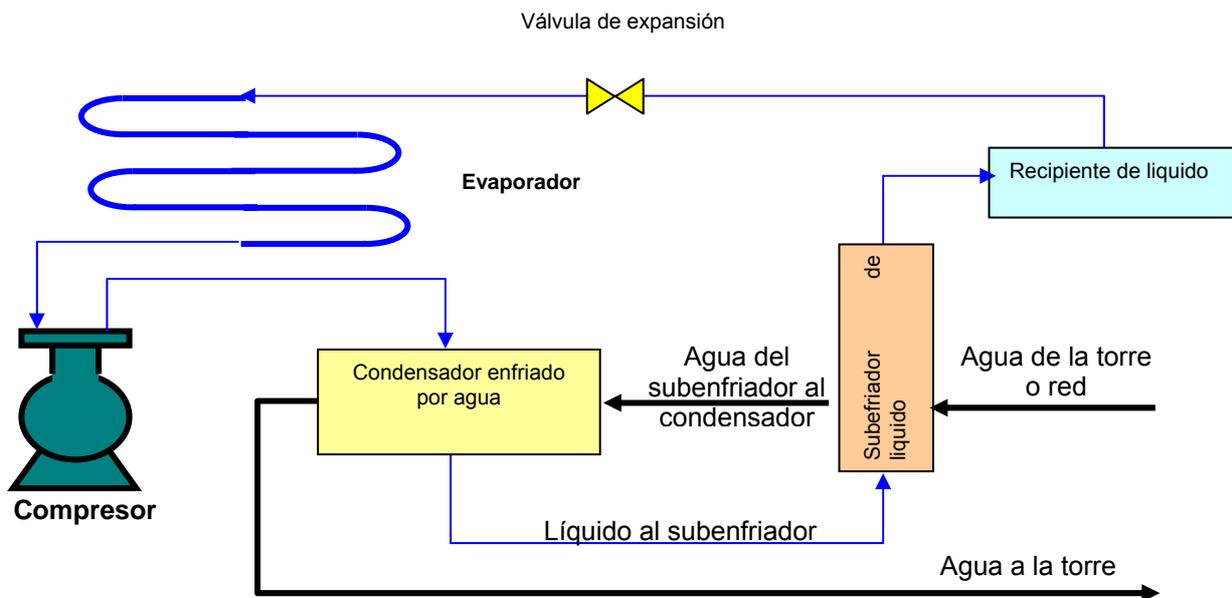


Figura 85. Diagrama de flujo mostrando un subenfriador y un condensador conectados en serie.

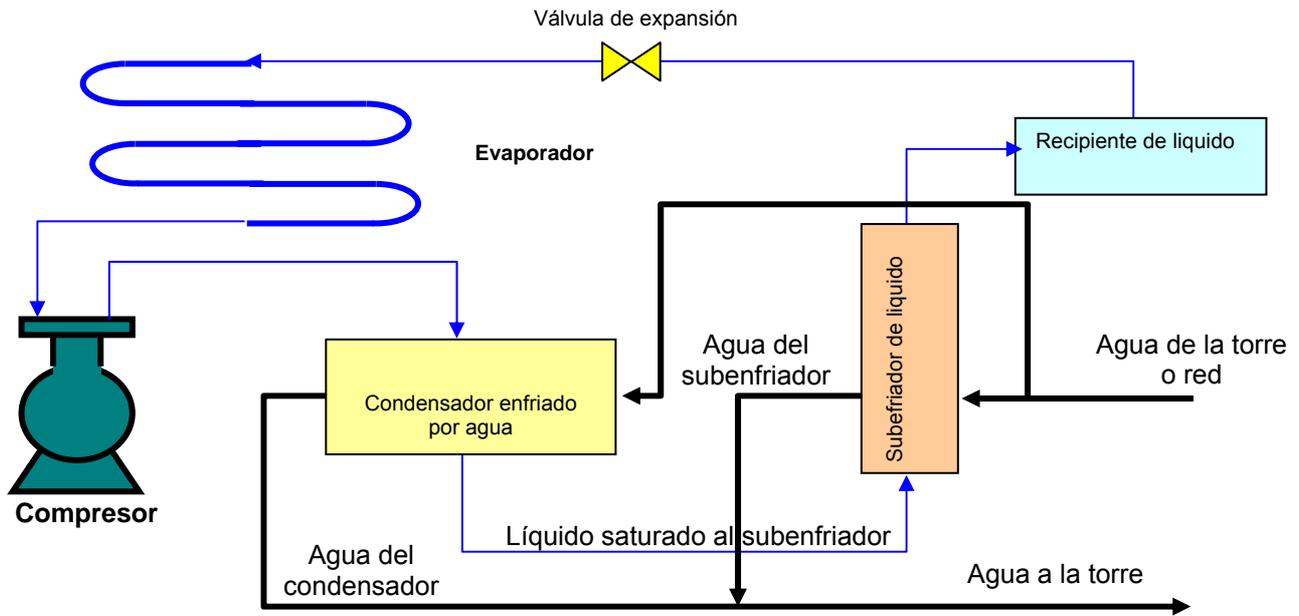


Figura 86. Diagrama de flujo mostrando un subenfriador y un condensador conectados en paralelo.

En un ciclo real es inevitable el recalentamiento del vapor frío que entra en el compresor al absorber calor de las paredes del cilindro sin producir enfriamiento útil.

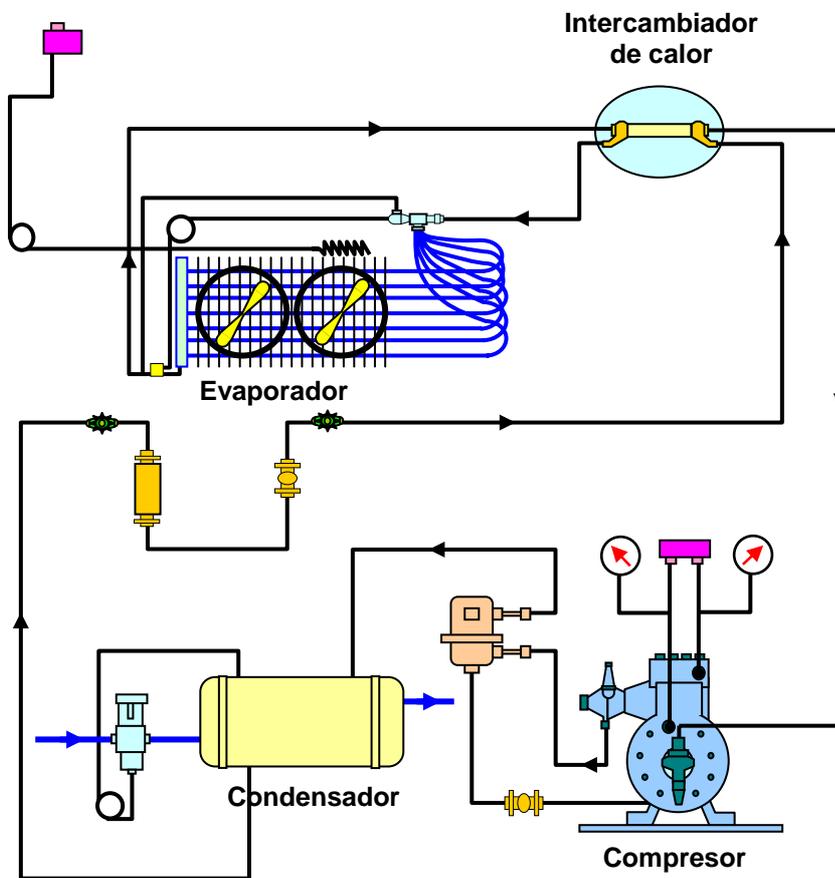


Figura 87. Instalación de refrigeración con intercambiador subenfriador-recalentador.

Mediante un cambiador de calor se puede aprovechar el enfriamiento del líquido, obteniéndose la máxima cantidad de calor intercambiado entre el líquido y el vapor cuando mayor es la diferencia de temperaturas.

El aumento en la temperatura del vapor es mayor que la disminución de la temperatura del líquido debido a que el calor específico del vapor es menor que el del líquido.

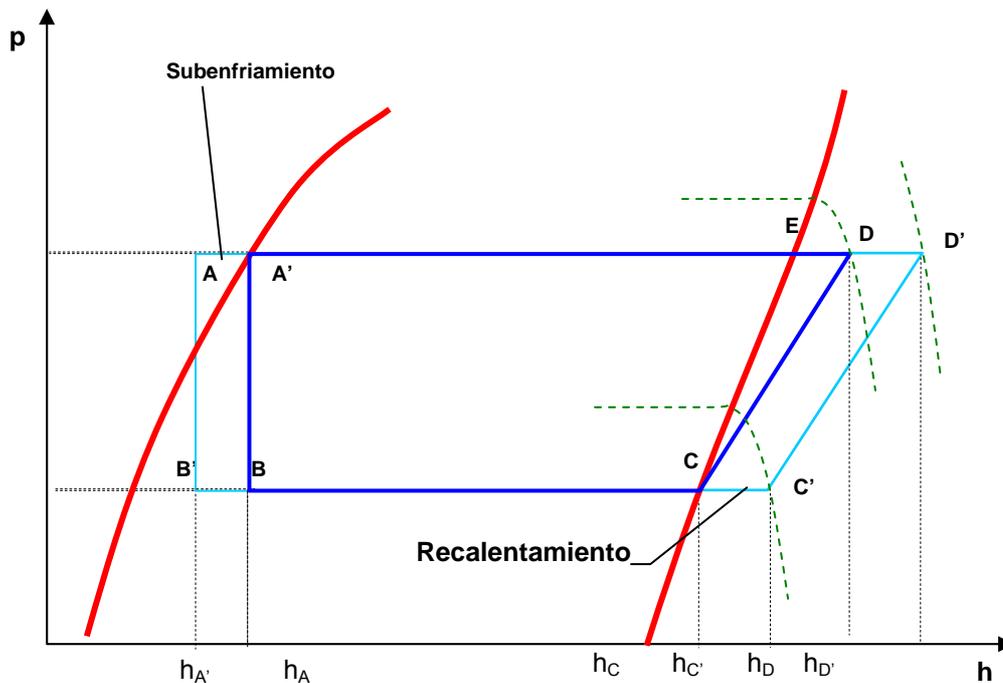


Figura 88. Diagrama presión-entalpía comparando un ciclo simple con otro que emplea un intercambiador de calor.

## 10.7. Pérdidas de presión

El refrigerante experimenta una pérdida de carga por fricción, durante su circulación por las tuberías, evaporador, condensador, recipiente de líquido y a través de las válvulas y demás accidentes del circuito frigorífico.

La caída de presión en el evaporador provoca un aumento del caudal volumétrico movido por el compresor y de la potencia requerida por capacidad frigorífica unitaria.

La caída de presión producida en el evaporador, en la tubería de aspiración, los cambiadores de calor o a cualquier otro dispositivo auxiliar situado en ella, debe mantenerse dentro de un valor mínimo que no reduzca excesivamente la eficiencia del ciclo frigorífico.

La tubería del tramo de aspiración debe ser diseñada de manera que la temperatura de saturación no disminuya más de  $1^{\circ}\text{C}$  debido a la caída de presión.

La caída de presión que normalmente se produce en un evaporador bien diseñado es de 0.14 a 0.21 Kg/cm<sup>2</sup>.

Para forzar la salida del vapor, a través de las válvulas de descarga venciendo la presión de condensación y la acción de los resortes es necesario que el vapor sea comprimido en el compresor hasta una presión mayor que la de condensación.

Las caídas de presión producidas en el lado de la descarga del compresor aumentan la presión de descarga, el trabajo y la potencia del compresor.

Las pérdidas de carga producidas en el tramo de tubería entre el recipiente de líquido y la válvula de expansión deben ser inferiores a 0.35 kg/cm<sup>2</sup>.

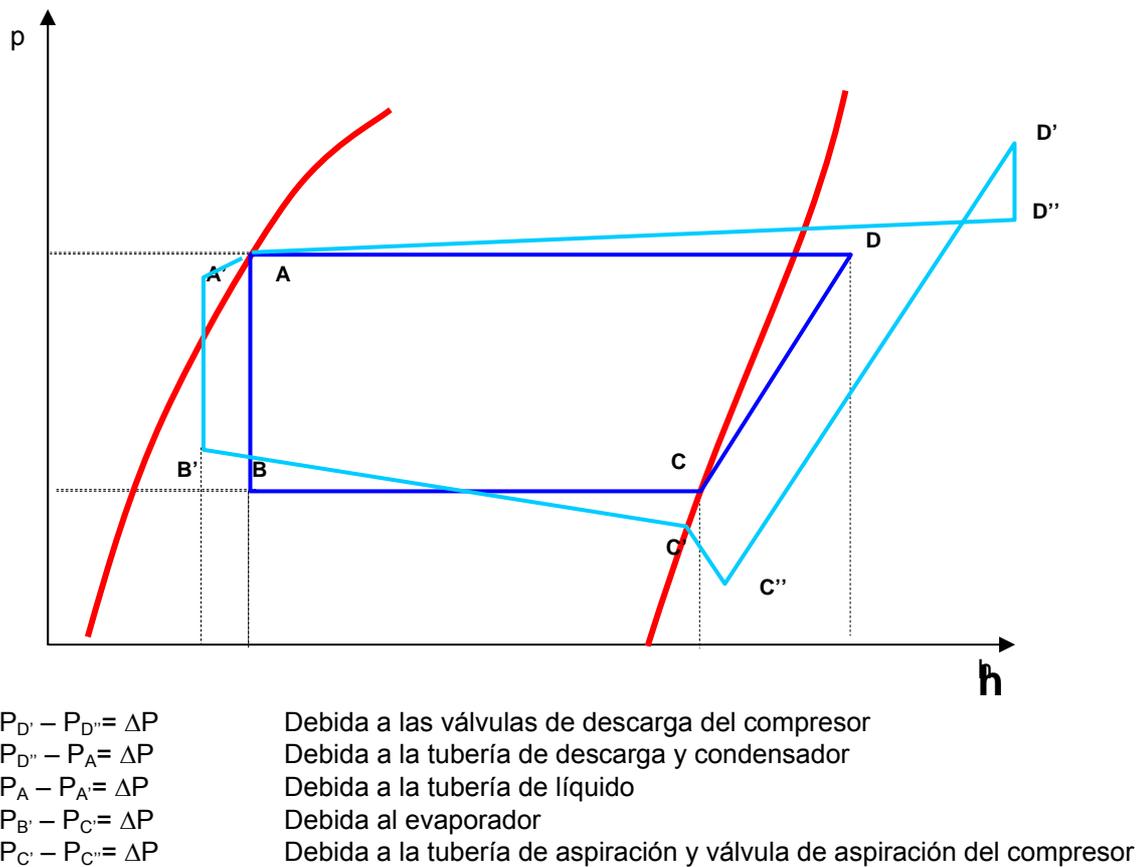


Figura 89. Diagrama presión-entalpía de un ciclo real de refrigeración, indicando los efectos del subenfriamiento, recalentamiento y pérdida de presión frente al ciclo saturado simple.

# Tema 11. Compresores

## 11.1. Tipos de compresores

El compresor es una máquina normalmente constituida por un cilindro cerrado en cuyo interior se desliza un pistón que es accionado por un motor mediante un sistema de biela-manivela.

El compresor es el elemento que permite producir en el evaporador una presión suficientemente baja para que se vaporice el fluido refrigerante a la temperatura deseada y en el condensador una presión suficientemente alta para que el fluido se condense a temperaturas próximas a la del ambiente.

Los compresores utilizados hoy día en las instalaciones de refrigeración deben reunir las siguientes características:

- Bajo consumo energético
- Reducidas dimensiones
- Gran fiabilidad y durabilidad
- Alto nivel de seguridad
- Baja emisión de ruido
- Bajo coste de mantenimiento

Actualmente existe una amplia gama de compresores que pueden ser utilizados en las instalaciones frigoríficas. Todos ellos han sido clasificados inicialmente en dos grandes grupos según el principio de funcionamiento que se basa en el desplazamiento del elemento compresor. En los compresores de desplazamiento positivo el fluido refrigerante sufre una verdadera compresión mecánica al producirse una reducción volumétrica mediante un elemento compresor. En los compresores dinámicos se utiliza la acción de la fuerza centrífuga para genera la compresión.

### 1. Compresores de desplazamiento positivo o volumétrico

#### a) Compresores alternativos:

- Ordinarios: verticales, horizontales y radiales.
- Especiales: de laberinto, de pistón seco oscilantes y electromagnéticos.

#### b) Compresores rotativos:

- De paletas
- De émbolo
  
- De anillo líquido
- De excéntrica

#### c) Otros tipos:

- De tornillo
- De membrana

2. Compresores de desplazamiento cinético o dinámicos
- Centrifugos
  - Axiales

Todos los compresores pueden clasificarse a su vez en función del tipo de conexión entre el elemento compresor y el motor.

### a) Compresores herméticos

Son compresores herméticos aquellos en los que el motor de accionamiento se encuentra en la misma carcasa que el compresor de forma que la hermeticidad de ésta dificulta la aparición de fugas. Este tipo se corresponde con los de los frigoríficos domésticos.

Estos compresores se presentan como una envolvente de acero formado por dos partes, soldadas eléctricamente una a la otra, cuya forma se asemeja a la de un cilindro o una esfera.



Figura 90. Compresor de tipo hermético (Marca BITZER Serie ORBIT 8).

### b) Compresores semiherméticos

Los compresores semiherméticos se caracterizan por incluir el conjunto motor-compresor en una sola carcasa aunque accesible desde el exterior, y unida mediante juntas.

Estos compresores, poseen ciertas partes del compresor accesible en el propio lugar de la instalación, elementos que pueden desmontarse, verificarse y, de ser necesario, cambiarse.



Figura 91. Compresor de tipo semihermético (Marca BITZER Modelo S6F-30.2).

En estos dos primeros tipos la aspiración y la descarga de los gases se realiza con silenciadores, consiguiendo así un funcionamiento sin ruido.

### c) Compresores abiertos

Se denominan compresores de tipo abierto a los que el motor de accionamiento se encuentra claramente separado del compresor en una segunda carcasa. Estos compresores igual que los semiherméticos todas sus partes son accesibles en el propio lugar de la instalación, ya que el motor no va incorporado en el misma carcasa, sino que es un motor eléctrico corriente, el cual transmite el movimiento al compresor mediante poleas y correas o mediante transmisión directa con acoplamientos elásticos.

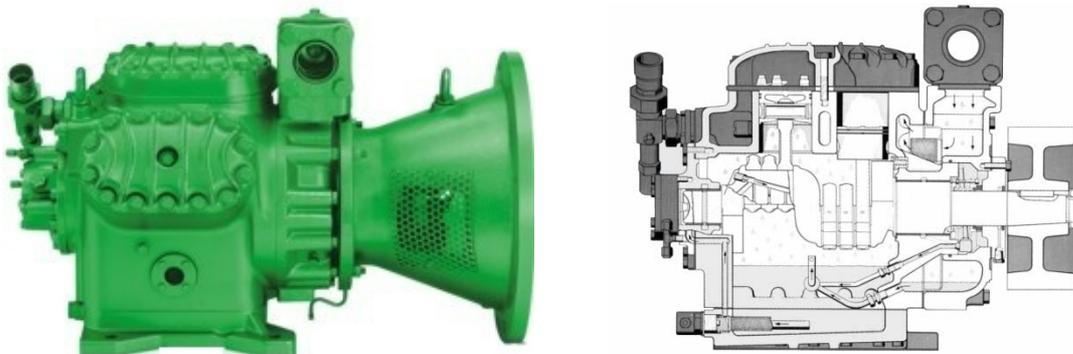


Figura 92. Compresor de tipo abierto (Marca BITZER Modelo KP-520-8).

## 11.2. Descripción y principio de funcionamiento

Los compresores de desplazamiento positivo realizan una verdadera compresión mecánica, produciendo una reducción volumétrica por el desplazamiento alternativo, rotativo o helicoidal de un elemento compresor móvil en el interior de un espacio cerrado fijo.

En los compresores alternativos, el elemento compresor, émbolo o pistón se mueve alternativamente, accionando por un sistema biela-manivela, dentro de un cilindro que contiene los vapores de refrigerante.

### **11.2.1. Compresores alternativos ordinarios**

Para realizar la compresión se ha de desplazar un elemento compresor con movimiento alternativo, rotativo o helicoidal, dando lugar esta forma de movimiento a los distintos tipos de compresores. El tipo más utilizado es el compresor alternativo donde el émbolo es accionado por un sistema biela-manivela. Dentro de estos compresores alternativos hay varios grupos.

#### **a). Según el número de caras activas del émbolo:**

- De simple efecto, donde una sola cara del émbolo es activa.
- De doble efecto, con dos caras activas del émbolo, con dos compresiones por vuelta.

#### **b). Según la dirección de movimiento del émbolo:**

- Compresores horizontales.
- Compresores verticales.
- Dos cilindros en V (o múltiplos de 2)
- Tres cilindros en W (o múltiplos de 3)
- Compresores radiales.

#### **c). Según el movimiento del fluido en el cilindro, en su expulsión:**

- Compresores de tipo continuo, donde el vapor de admisión tiene el mismo sentido, que el fluido comprimido.
- Compresores de flujo interno, en el que los sentidos son opuestos en las dos caras.

#### **d). Según la estanqueidad:**

- Compresores de cárter abierto, en los que el sistema de biela-manivela no esta aislado del exterior.
- Compresores de cárter cerrado, en los que el sistema de biela-manivela esta aislado del exterior.

#### **e). Según los saltos de compresión:**

- De compresión simple, cuando solo realizan un escalonamiento.
- De compresión múltiple, cuando realizan más de un escalonamiento.

#### **f). Según su ambiente de aplicación:**

- Domésticos de menos de 500 [kcal·h<sup>-1</sup>] de capacidad frigorífica.
- Comerciales entre 500 y 15000 [kcal·h<sup>-1</sup>]
- Industriales de más de 15000 [kcal·h<sup>-1</sup>].

Como es lógico, muchas de estas características se solapan en un compresor, por ejemplo encontramos un compresor de simple efecto, vertical o radial y de cárter cerrado.

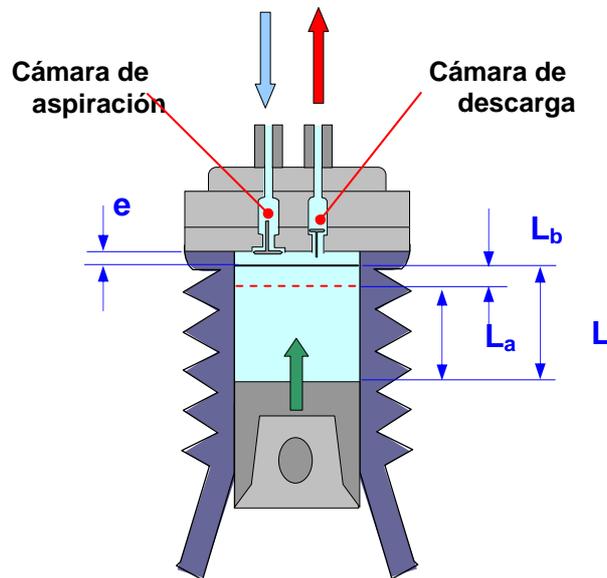


Figura 93. Funcionamiento de un compresor alternativo.

En el movimiento de un compresor alternativo se produce el descenso del pistón y la subida de éste.

#### a) Descenso del pistón.

Cuando el pistón acaba de descargar el gas en la cámara de descarga se encuentra en el punto más alto de su carrera. En este punto la cabeza del pistón se encuentra a una distancia denominada espacio perjudicial o espacio muerto,  $e$ , del fondo del cilindro (Figura 93). En este espacio se encuentra confinado el fluido frigorígeno en estado gaseoso a la presión de descarga. Al descender el pistón, ambas válvulas se encuentran cerradas por lo que el gas progresivamente va ocupando un volumen mayor y la presión va descendiendo.

Cuando la presión en la parte superior del cilindro disminuye por debajo del valor existente en la cámara de aspiración se produce la apertura de la válvula de aspiración, entrando entonces el gas en el cilindro, que ha recorrido un espacio  $L_b$ . Este otro espacio también es ineficaz.

Según la ley de Boyle-Mariotte se cumple la igualdad:

$$P_d \cdot V_d = P_a \cdot V_a \quad (275)$$

siendo,

$$V_d = e \cdot \pi \cdot D^2 / 4 \quad \text{y} \quad V_a = (e + L_b) \cdot \pi \cdot D^2 / 4 \quad (276)$$

donde,

- $P_d$  Presión absoluta de descarga [Pa]  
 $V_d$  Volumen de descarga [m<sup>3</sup>]  
 $P_a$  Presión absoluta de aspiración [Pa]  
 $V_a$  Volumen de aspiración [m<sup>3</sup>]  
 $D$  Diámetro del cilindro [m].

A partir de las igualdades (275) y (276) se puede calcular el valor de la parte ineficaz de la carrera de aspiración:

$$L_{b,a} = e \left( \frac{P_d - P_a}{P_a} \right) \quad (277)$$

donde,

- $L_{b,a}$  Carrera del pistón hasta que se produce la apertura de la válvula de aspiración [m]  
 $e$  espacio perjudicial [m].

### a) Ascenso del pistón.

En el punto inferior el cilindro se encuentra completamente lleno de gas a la presión de aspiración. Al comienzo del ascenso la válvula de aspiración se cierra de forma que el pistón comprime el gas hasta que su presión llega a ser ligeramente superior a la presión de la cámara de descarga, cuando se produce la apertura de la válvula de descarga, pasando los gases a la cámara de descarga y de ésta al condensador.

Debido a la inercia de las válvulas y a la presión ejercida por los muelles que mantienen cerradas las válvulas hay un pequeño tiempo de retardo en la apertura que se supone igual para la válvula de aspiración y descarga.

En este caso la carrera recorrida por el pistón con la válvula de descarga abierta será:

$$L_{b,d} = e \left( \frac{P_a - P_d}{P_d} \right) + L \frac{P_a}{P_d} \quad (278)$$

donde,

- $L$  Carrera del pistón [m]

La parte de la carrera del pistón antes de que se abra la válvula de descarga será:

$$L_{a,d} = L - L_{b,d} \quad (279)$$

### 11.2.3. Compresores rotativos

En los compresores rotativos el rotor recibe directamente el movimiento del árbol de transmisión del motor. El elemento compresor, que puede ser un émbolo o paletas, realiza la reducción volumétrica comprimiendo los vapores de refrigerante en el espacio comprendido entre el cilindro estator y el elemento mecánico que lo complete, según el tipo de compresor.

Estos compresores presentan un movimiento continuo, lo que permite hacerlos girar a velocidades mayores que los alternativos.

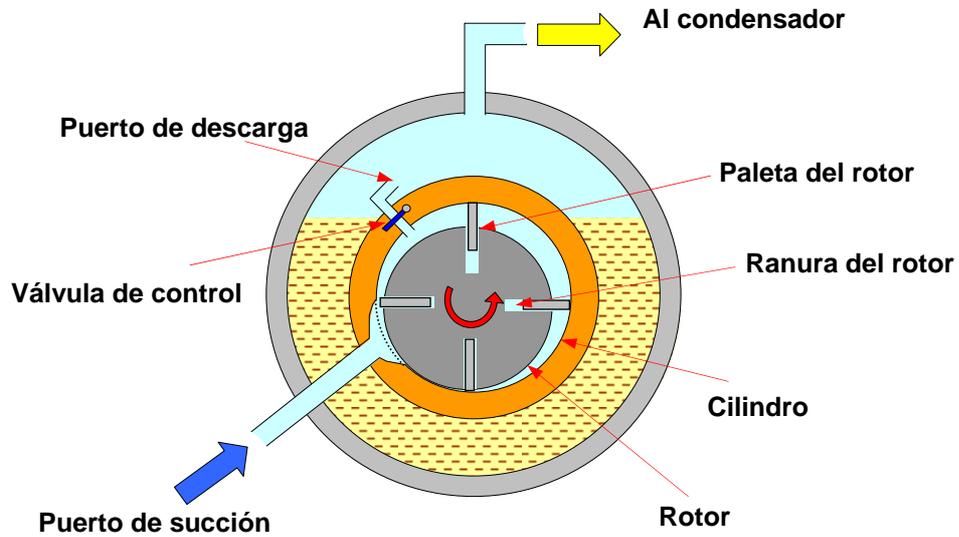


Figura 94. Compresor rotativo del tipo de paletas.

Estos compresores se fabrican en todas las potencias y pueden conseguir un vacío muy grande dado que su espacio perjudicial es prácticamente despreciable.



Figura 95. Compresor rotativo helicoidal (Marca BITZER Modelo ESH743B).

### 11.2.4. Compresores de tornillo

Se denomina también compresor rotatorio helicoidal, de desplazamiento positivo, la compresión se obtiene por el engranamiento de rotores ranurados helicoidalmente (Fig. 93b) y colocados dentro de una cubierta cilíndrica equipados con bocas de aspiración y descarga.

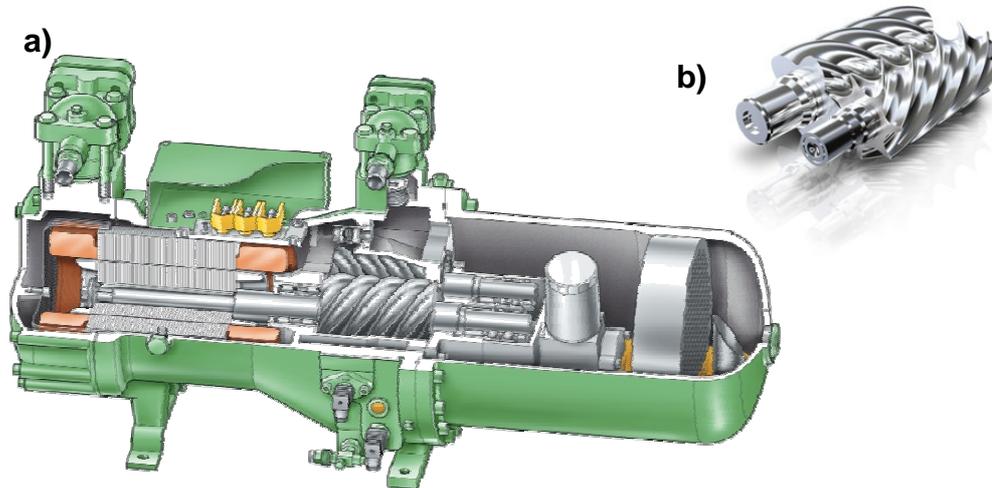


Figura 96. Compresor de tornillo (a) y detalle de los rotores ranurados (b) (Marca BITZER Modelo sp-171-1).

Los sistemas de lubricación son bastante elaborados. Por las relativamente grandes cantidades de aceite que son inyectadas al compresor, se tiene salida del mismo en la corriente del gas a través de la descarga, por lo que es muy necesario instalar un separador de aceite que trabaje con eficacia.

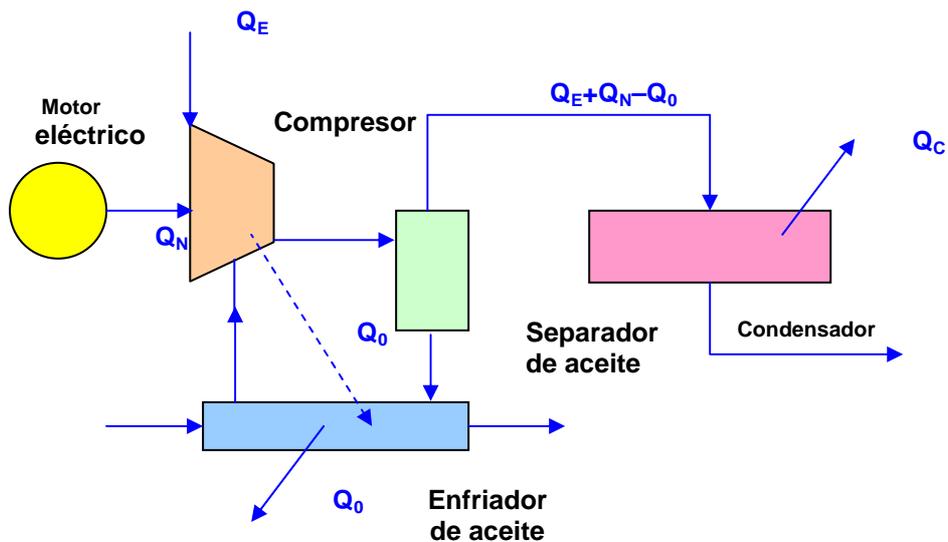


Figura 97. Flujo de calor en un compresor de tornillo.

Este aceite debe ser enfriado antes de volverlo a inyectar al compresor para que realice adecuadamente su función. El flujo de calor entre el compresor de tornillo, el enfriador de aceite y el condensador se muestra en la figura 95.

En este tipo de compresores se cumple que:

$$Q_C = Q_E + Q_N - Q_0 \quad (280)$$

donde,

- $Q_C$  Calor eliminado en el condensador [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]
- $Q_E$  Capacidad frigorífica del evaporador [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]
- $Q_N$  Potencia suministrada por el motor eléctrico [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]
- $Q_0$  Calor de enfriamiento del aceite [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]

Este tipo de compresores se utilizan en capacidades superiores a  $150000 \text{ kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ .

### 11.2.3. Compresores centrífugos

Consisten esencialmente en una o varias ruedas impulsoras montadas en un eje de acero contenidas dentro de una carcasa de hierro vaciado. Los principios de operación de los compresores centrífugos son similares a los de los ventiladores o bombas centrífugas.

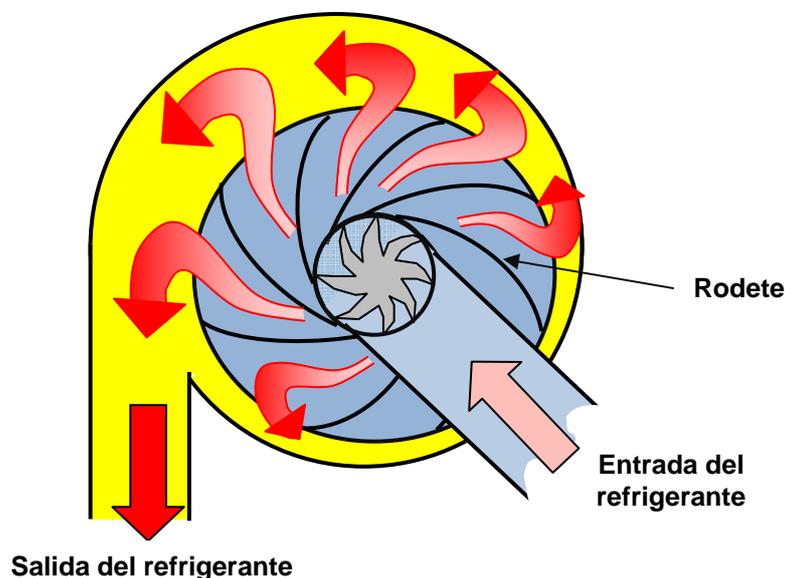


Figura 98. Esquema de un compresor centrífugo.

Los compresores centrífugos se fabrican desde  $100000$  a  $30 \times 10^6 \text{ kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ . La eficiencia volumétrica de estos compresores es del 70-80%. El control de capacidad de refrigeración en los compresores centrífugos por lo general se hace variando la velocidad del compresor.

Desde el punto de vista de rentabilidad, los compresores centrífugos superan casi siempre a los compresores de pistón por encima de las  $500000 \text{ kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Sus ventajas son coste más bajo, ausencia de vibraciones debido al riguroso equilibrado de las piezas rotativas y mantenimiento reducido. Otras ventajas más destacables son: facilidad en la variación de la potencia frigorífica, el fluido frigorígeno se halla en estado perfectamente puro, toda presencia de aceite o refrigerante líquido provocaría una rápida una rápida erosión de las alabes.

Las temperaturas de evaporación con estos compresores varían entre  $+10^\circ\text{C}$  (en acondicionamiento de aire) y  $-160^\circ\text{C}$  (en licuefacción del metano).

### 11.3. Rendimiento volumétrico

La capacidad refrigerante real de un compresor es siempre menor a la capacidad teórica calculada; teóricamente se supone que con cada carrera del pistón el cilindro del compresor se llena completamente con vapor de la tubería de aspiración. Si estas consideraciones fueran correctas la capacidad refrigerante real debería ser igual a la capacidad teórica. En realidad ocurre que el volumen de vapor que llena el cilindro siempre es menor que el volumen barrido por el pistón. Además, la densidad del vapor dentro del cilindro (tras la aspiración) siempre es menor que la densidad del vapor en la tubería de aspiración.

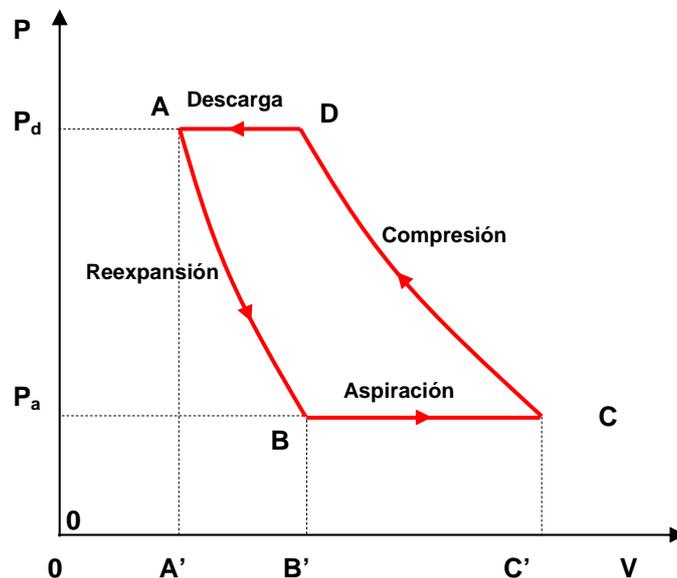


Figura 99. Ciclo teórico de compresión.

Un ciclo de compresión teórico es el representado en la figura 10, siendo los cuatro puntos característicos los de apertura de la válvula de aspiración, **B**, su cierre, **C**, apertura de la válvula de descarga, **D**, y su cierre, **A**.

El volumen desplazado por el compresor es función de sus diferentes elementos mecánicos, como diámetro del cilindro, carrera del pistón, velocidad de rotación y el número de cilindros:

$$V_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot N \cdot L \cdot n \cdot 60 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (281)$$

donde,

- V<sub>t</sub>** Volumen desplazado por el compresor [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ]
- D** Diámetro del cilindro [m]
- N** Número de cilindros
- L** Carrera del pistón [m]
- n** Velocidad de rotación [rpm]

Dividiendo este volumen desplazado por el volumen específico del fluido frigorígeno en las condiciones de aspiración se obtendrá el peso de fluido refrigerado.

Si se conoce el efecto frigorífico por cada unidad de masa que circula por el evaporador, se puede obtener la capacidad de refrigeración teórica del compresor:

$$Q_t = G \cdot \Delta h_{evp} = \frac{V_t}{V_e} \cdot (h_{sevp} - h_{eevp}) \quad (282)$$

donde,

- Q<sub>t</sub>** capacidad de refrigeración teórica del compresor [kW]
- G** caudal másico de fluido refrigerante [kg/s]
- v<sub>e</sub>** volumen específico del fluido frigorígeno en las condiciones de operación, aspiración [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]
- h<sub>ve</sub> y h<sub>le</sub>** entalpías del vapor y del líquido en las condiciones del evaporador [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

La capacidad refrigerante de cualquier compresor se puede calcular de forma teórica como el producto del caudal másico de refrigerante que pasa por el compresor por el efecto refrigerante del fluido frigorífico en las condiciones de operación del sistema frigorífico.

Sin embargo la capacidad real de refrigeración de un compresor es siempre inferior a la capacidad teórica calculada, debido a que el volumen de vapor que llena el cilindro en cada carrera del pistón es inferior al volumen barrido por el pistón debido a los efectos del espacio perjudicial y a la compresibilidad de los vapores.

La relación entre el volumen real del compresor y el volumen teórico barrido por el pistón, es conocida como rendimiento volumétrico real del compresor.

$$\eta_{vr} = \frac{V_r}{V_t} \quad (283)$$

- V<sub>r</sub>** volumen desplazado por el compresor [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ]
- V<sub>t</sub>** volumen teórico desplazado por el compresor [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ]

La eficiencia volumétrica del compresor, y la capacidad de refrigeración real, se ven disminuidas por el aumento del espacio perjudicial o volumen muerto de líquido. Al aumentar la presión en la descarga o disminuir la presión de aspiración se tiene el mismo efecto sobre la capacidad de refrigeración real del compresor, que si se aumenta el volumen del espacio perjudicial del cilindro.

• **Relación de compresión**

Cuando las presiones de aspiración y descarga varían se puede incrementar la eficiencia volumétrica del compresor y la capacidad frigorífica real del mismo. La relación de compresión es la proporción entre la presión absoluta de descarga y la presión absoluta de aspiración:

$$\rho = P_d / P_a \quad (284)$$

donde,

$P_a$  presión absoluta de aspiración o succión [Pa]

$P_d$  presión absoluta de descarga o impulsión [Pa]

El espacio muerto del volumen desplazado por el compresor,  $e$ , representa la relación entre el volumen del espacio perjudicial y el volumen desplazado por el pistón.

Existen varias relaciones matemáticas entre el rendimiento volumétrico teórico y la relación de compresión y el espacio muerto del volumen desplazado por el compresor:

$$\eta_{vT} = 1 - e \cdot \left[ (P_d - P_a)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (285)$$

$$\eta_{vT} = 1 - e \cdot \left[ (T_d - T_a)^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1 \right] \quad (286)$$

siendo,

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (287)$$

donde,

$T_d$  Temperatura de descarga [°C]

$T_a$  Temperatura de admisión [°C]

$c_p$  calor específico a presión constante [J/kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]

$c_v$  calor específico a volumen constante [J/kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]

El rendimiento volumétrico real se puede estimar mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{vr} = 1 - e \cdot \rho \quad (288)$$

Cuando las presiones de aspiración y descarga varían de tal manera que se incremente la relación de compresión, se disminuirá la eficiencia volumétrica del compresor y la capacidad frigorífica real del mismo.

- **Efecto de estrangulamiento**

El efecto de estrangulamiento tiene lugar a través de las válvulas, en el vapor a la entrada y salida del cilindro del compresor, causando una pérdida de carga. Este efecto también disminuye la eficiencia volumétrica del compresor, y por lo tanto su capacidad frigorífica real.

- **Efectos del calentamiento del cilindro**

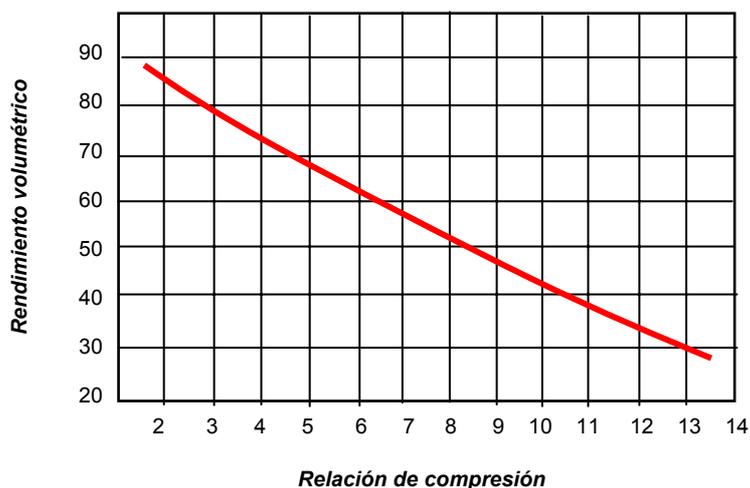
Otro factor que tiende a reducir la eficiencia volumétrica del compresor es el calentamiento del vapor en el cilindro después de la aspiración del mismo. El calentamiento del cilindro aumenta a medida que se aumenta la relación de compresión, aumentando la transferencia de calor hacia el vapor de aspiración, por parte de las paredes del cilindro.

- **Efecto de las fugas por el pistón y válvulas**

Cualquier fuga de gas hace disminuir el volumen de vapor trasegado por el compresor. Debido a los procesos de fabricación se tienen muy pocas fugas de vapor alrededor de los pistones para un compresor en buenas condiciones. Sin embargo, siempre hay una cierta cantidad de vapor que se fuga a través de las válvulas de descarga.

- **Determinación de la eficiencia volumétrica real**

El efecto combinado de todos los factores anteriores en la eficiencia o rendimiento volumétrico del compresor varía con el diseño del compresor y con el refrigerante utilizado.



**Figura 100. Eficiencia volumétrica real.**

El rendimiento volumétrico real de un compresor es difícil predecirlo matemáticamente y podrá obtenerse con exactitud solamente en base a pruebas reales hechas al compresor en el laboratorio. En la figura 98 se muestra la influencia de la relación de compresión sobre la eficiencia volumétrica de un compresor típico.

Los valores dados son para compresores cuyo rango está entre 5 y 25 CV. Los compresores más pequeños tienen eficiencias ligeramente menores, mientras que los compresores mayores tienen eficiencias ligeramente más altas.

Por otro lado, para cualquier desplazamiento dado, la masa de refrigerante circulado por el compresor en la unidad de tiempo se aumentara a medida que se aumenta la temperatura en la aspiración (temperatura de vaporización). También, en general, la capacidad refrigerante del compresor disminuye a medida que la temperatura de condensación se aumenta.

#### 11.4. Potencia necesaria en el compresor

A partir del rendimiento volumétrico del compresor se puede conocer la capacidad refrigerante real del compresor, como:

$$Q_r = Q_t \cdot \eta_{vr} \quad (289)$$

donde,

- $Q_r$  capacidad refrigeración real del compresor [ $\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1}$ ]
- $Q_t$  capacidad de refrigeración teórica del compresor [ $\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1}$ ]

La potencia teórica del compresor:

$$N_t = \frac{Q_r}{630 [\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{CV}^{-1}]} \quad [\text{CV}] \quad (290)$$

Las desviaciones del ciclo de compresión se pueden determinar de forma experimental registrando gráficamente la evolución de la presión en el cilindro en función del movimiento del pistón.

El ciclo real de compresión producido durante la prueba del compresión llevado a un diagrama presión-volumen, recibe el nombre de diagrama indicado (Fig. 12). Las áreas por encima de la presión de impulsión teórica,  $P_d$  y por debajo de la presión de aspiración  $P_a$ , representan un aumento de trabajo en el ciclo debido al estrangulamiento y efecto de válvulas.

Las otras desviaciones respecto a la compresión y expansión adiabáticas, indican que estas evoluciones siguen en realidad líneas politrópicas con cesión de calor entre el cilindro y los vapores de fluido frigorígeno.

Del análisis del diagrama indicado se observa que los factores que influyen sobre el rendimiento indicado son prácticamente los mismos que afectan al rendimiento volumétrico total: efectos de estrangulamiento, intercambio de calor entre el vapor y el cilindro, fricción en el fluido debido a las turbulencias y a no ser un fluido perfecto. De hecho para cualquier compresor, los rendimientos volumétricos e indicados también denominado de compresión son prácticamente iguales y variarán en la misma proporción con la relación de compresión.

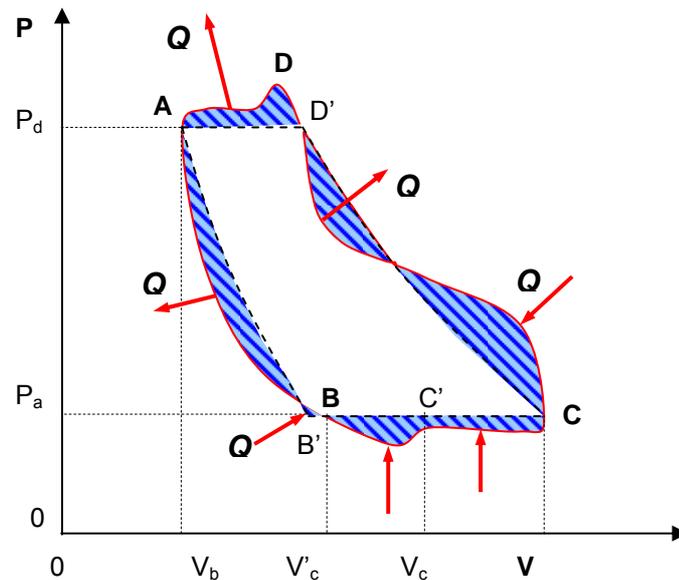


Figura 101. Diagrama indicado teórico para un ciclo de compresión real.

Cuando en las pérdidas de potencia se incluyen las mecánicas debidas a la transmisión del motor y compresor, se obtiene la potencia total que debe ser suministrada al árbol de transmisión, la cual recibe el nombre de potencia al freno. Dicha potencia se puede calcular a partir de la potencia teórica dividiendo por un factor de rendimiento total, el cual consta de los componentes: rendimiento indicado,  $\eta_i$ , y rendimiento mecánico,  $\eta_m$ .

$$N_F = \frac{N_T}{\eta_t} \quad (291)$$

siendo:

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m \quad (292)$$

Con gran exactitud, se puede calcular la potencia al freno dividiendo la potencia teórica por el rendimiento volumétrico real y añadiéndole el 10% como complemento de las pérdidas mecánicas:

$$N_F = \frac{G \cdot (h_d - h_a)}{\eta_{vr}} \cdot 1.1 \quad (293)$$

donde,

**G** caudal másico real de fluido refrigerante que circula en la unidad de tiempo por el compresor [ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ]

$h_d$  y  $h_a$  entalpía del refrigerante en las condiciones de impulsión o de descarga, y de aspiración, respectivamente [ $\text{kcal} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

El rendimiento isoentrópico constituye el producto de los rendimientos volumétrico y mecánico:

$$\eta_{iso} = \eta_v \cdot \eta_m \quad (294)$$

Este valor del rendimiento representa la siguiente relación:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{dt} - h_a}{h_{dr} - h_a} \quad (295)$$

donde,

$h_{dt}$  y  $h_{dr}$  entalpía del refrigerante en las condiciones de descarga teórica y real, respectivamente [ $\text{kcal} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

## 11.5. Régimen de funcionamiento de un compresor

### 11.5.1. Funcionamiento de un compresor en régimen húmedo

Las condiciones de funcionamiento de un compresor cambian constantemente debido a:

1. variaciones en la velocidad del compresor.
2. la válvula de regulación no deja pasar siempre la misma cantidad de líquido en el evaporador.
3. introducción variable de mercancías en la cámara.

Como consecuencia de todo ello también se produce una variación en el estado de los vapores a la entrada del compresor.

Cuando entra en el cilindro una mezcla de vapor y líquido en forma de gotitas no evaporadas todavía, se dice que el compresor trabaja en régimen húmedo. Esto puede suceder cuando por cualquier razón la válvula de laminación deja pasar demasiado líquido. Al llegar al cilindro, donde la temperatura es más elevada las gotitas de líquido se vaporizan, pero esto sucede en perjuicio del rendimiento de la instalación, ya que estas gotas deberían de haberse evaporado en el evaporador produciendo un efecto frigorífico útil.

En la fase de compresión, el calor de compresión es el encargado de acabar de evaporar las gotitas de líquido que puedan quedar en el cilindro.

Con este régimen, la tubería de aspiración está escarchada si la temperatura de evaporación es inferior a  $0^\circ\text{C}$  y la escarcha cubre también una parte del cuerpo del compresor, alrededor de la entrada. La tubería de descarga está relativamente fría.

### 11.5.2. Funcionamiento del compresor en régimen seco o régimen recalentado

Por el contrario si la última gota de líquido se ha evaporado en el evaporador, antes de llegar al compresor, los vapores que entran en el compresor son vapores saturados

secos o recalentados y se dice que el compresor trabaja en régimen seco o recalentado respectivamente.

La tubería de aspiración estará fría y húmeda o incluso escarchada si la temperatura del vapor recalentado es todavía inferior a 0°C. La tubería de descarga estará caliente.

El funcionamiento en régimen recalentado es el más empleado pues supone un aumento del rendimiento del 10 al 12% sobre el régimen húmedo y además evita el peligro de “golpes de líquido” en el compresor.

Si bien es interesante trabajar en régimen recalentado, este recalentamiento no debe ser excesivo. Lo ideal sería que entrasen en el cilindro únicamente vapores en el estado exacto de vapor saturado seco, pero dadas las inevitables irregularidades de caudal en la válvula de regulación, es necesario trabajar con un recalentamiento de algunos grados.

## 11.6. Selección del compresor

Por lo indicado anteriormente la capacidad del compresor y su potencia son calculados exactamente mediante pruebas reales que se efectúan en el compresor. La tabla siguiente es una tabla típica de especificaciones de compresores proporcionadas por los fabricantes para ser utilizada en la selección de los mismos.

**Tabla 16. Potencias frigoríficas de compresores (Marca BITZER Serie BCH).**

Tipo de Compresor	Temp. de Cond. °C	Potencia de refrigeración $Q_0$ [W]						Potencia consumida $P_e$ [kW]					
		Temperatura de evaporación °C											
		10	5	0	-5	-10	-15	10	5	0	-5	-10	-15
CSH8593-140Y	30	465300	385000	316000	257000	206800	164300	65,88	62,38	59,45	57,10	55,34	54,17
	40	419000	345000	281400	227200	181200	142300	77,00	73,84	71,11	68,84	67,02	65,67
	50	368500	301400	24400	195100	153800	119000	92,37	89,42	86,79	84,46	82,47	80,82
	60	314600	255200	204500	161500	125300	95000	113,37	110,52	107,85	105,36	103,08	101,00
CSH9553-180Y	30	468300	388600	319700	260400	209500	165700	68,03	64,20	61,46	59,50	58,01	56,68
	40	423100	349000	285000	229900	182500	141600	76,92	74,96	72,92	70,86	68,85	66,95
	50	371200	303800	245700	195700	152800	116000	92,68	90,87	88,71	86,37	84,00	81,76
	66	314100	254500	203200	159300	121800	89800	113,20	110,96	108,56	106,06	103,54	101,04
CSH9563-160Y	30	549600	456000	375300	305700	246000	194700	78,21	73,80	70,66	68,40	66,69	65,16
	40	496700	409800	334700	270100	214500	166600	88,42	86,17	83,82	81,46	79,14	76,96
	50	436000	357000	288800	230200	179800	136700	106,54	104,45	101,97	99,28	96,56	93,98
	60	369400	299400	239200	187700	143700	106200	130,12	127,55	124,79	121,92	119,02	116,15
CSH9573-180Y	30	632100	522300	428100	347800	279800	222500	85,59	81,82	78,79	76,23	73,90	71,55
	40	580500	476500	387600	312100	248500	195200	102,17	98,19	94,90	92,07	89,43	86,73
	50	511300	417200	337100	269300	212400	165000	120,95	116,91	113,54	110,59	107,80	104,91
	60	432500	351000	281800	223500	174600	134100	144,80	140,87	137,57	134,66	131,88	128,97
CSH9583-210Y	30	716800	595200	490500	400800	324500	259700	97,07	93,73	90,54	87,52	84,71	82,14
	40	650300	537500	440500	357500	286900	227100	115,47	112,13	108,83	105,61	102,48	99,49
	50	577800	474400	385700	310100	245800	191600	139,54	135,95	132,29	128,60	124,91	121,25
	60	499500	406400	326800	259200	202100	154100	169,17	165,07	160,80	156,39	151,88	147,29

**Nota:** Datos de potencia a 50 Hz correspondientes al refrigerante R134a para un recalentamiento en la aspiración de 10°C, sin subenfriamiento de líquido.

Como tanto la capacidad refrigerante como las necesidades de potencia de un compresor varían con las condiciones del vapor refrigerante a la entrada y salida del compresor, las tablas suministradas por los fabricantes muestran las capacidades refrigerantes y las necesidades de potencia para distintas temperaturas de evaporación y distintas temperaturas de condensación.

Excepto en casos poco comunes, no se tendrá mucho error si las especificaciones tomadas de estas tablas se usan sin correcciones de ningún tipo. Se ha de tener en cuenta que raras veces es posible seleccionar un compresor que tenga exactamente la capacidad requerida por las condiciones de diseño; de aquí que se tienda a seleccionar un compresor que tenga una capacidad igual o mayor a la requerida según las condiciones de diseño.

Para seleccionar un compresor para una aplicación concreta, se necesitan los siguientes datos:

- Capacidad refrigerante requerida [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$  o  $\text{W}\cdot\text{h}^{-1}$ ], y su evolución del tiempo durante el funcionamiento previsible de la instalación.
- Temperatura de evaporación [ $^{\circ}\text{C}$ ], que dependerá de la aplicación del sistema frigorífico en la industria agraria.
- Temperatura de condensación [ $^{\circ}\text{C}$ ], que dependerá del sistema de condensación que se seleccione, agua o aire.

## Tema 12. Evaporadores

### 12.1. Características y función de los evaporadores

Cualquier equipo de transferencia de calor (cambiador de calor), en el cual se vaporiza un refrigerante con el propósito de eliminar calor de un material o de un recinto a refrigerar recibe el nombre de evaporador.

En general un evaporador es un intercambiador, en el que un fluido refrigerante se evapora a baja temperatura y por tanto a baja presión, aunque usualmente superior a la atmosférica, con el objeto de evitar la entrada de gases y/o vapor de agua en el circuito de baja presión. El evaporador es el elemento productor de frío de la instalación frigorífica y uno de sus elementos más importantes.

El evaporador de la instalación frigorífica está ubicado entre la válvula de expansión y la tubería de aspiración del compresor. Su misión es la de absorber calor del recinto a refrigerar y transmitir ese calor al fluido refrigerante, lo que se consigue de la forma siguiente: el fluido proveniente de la válvula de expansión entra al evaporador a la temperatura de ebullición correspondiente a la presión existente en el mismo, y lo hace como vapor saturado muy húmedo (con un título de vapor muy bajo); debido a su baja temperatura, absorbe calor a través de las paredes del evaporador, por lo que se evapora la fracción líquida y aumenta el título del vapor hasta el valor  $x=1$  (vapor saturado seco) en el momento de salida del evaporador.

Su cálculo debe tener en cuenta:

- Dificultades de elección del tipo adecuado para cada instalación en particular.
- Determinación de su emplazamiento en las instalaciones.
- Variación temporal del coeficiente de transmisión de calor como consecuencia de la formación de hielo, sobre los tubos.
- Disminución de rendimiento debido a la presencia en su interior de aceite procedente del compresor.

Dentro de los evaporadores es necesario prestar especial atención a los enfriadores de aire dado que este tipo es el más empleado. Originariamente, estos enfriadores consistían en una superficie de intercambio de calor formada por una serie de tubos de acero, a través de los cuales circulaba el refrigerante. En su uso más primitivo, dichos tubos se situaban en una o dos filas ubicadas en el techo y/o paredes del recinto a enfriar. Se les denominaba evaporadores de convección natural o enfriadores. En recintos a baja temperatura, presentaban problemas de formación de escarcha, estando generalmente cubiertos por una capa de hielo, la cual tenía una influencia negativa en el funcionamiento de los mismos. El consumo de energía aumentaba de forma ostensible en estos equipos.

Dado que los valores del coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ , eran bajos, entre  $10$  y  $15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , se necesitaban grandes superficies de intercambio. Gracias a la convección natural era posible sin embargo, establecer una importante diferencia de

temperaturas entre los tubos y el aire del recinto, lo cual compensaba parcialmente el bajo valor de  $U$ .

Posteriormente, se construyeron cambiadores de tubos con circulación forzada de aire, simplemente ligando los tubos a un ventilador. Usando velocidades de aire de 5 m/s, los valores de  $U$  se incrementaron hasta  $20\text{-}25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  para el amoniaco, con flujo cruzado y doble paso por los tubos.

La siguiente modificación fue la instalación de recipientes de drenaje y la realización de un desescarche regular, usando principalmente sistemas de pulverización de agua. Los enfriadores todavía eran muy voluminosos y ocupaban mucho espacio, se situaban principalmente, fuera del recinto a enfriar y resultaban muy caros.

## 12.2. Tipos de evaporadores

Debido a las muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican según distintos diseños.

Se clasifican según los criterios:

- Método de alimentación del líquido
- Tipo de construcción
- Procedimiento de circulación del aire o líquido
- Tipo de regulación del refrigerante
- Por sus aplicaciones

Según una clasificación de los evaporadores según el método de alimentación del líquido refrigerante, los evaporadores pueden ser inundados, de expansión seca y alimentados por bomba o sobrealimentados.

### • De expansión seca

Con el método de expansión seca la cantidad de líquido que entra en el evaporador está limitada a la cantidad que puede ser completamente vaporizada durante el tiempo de llegada hasta el extremo final del evaporador, de forma que solo llegue vapor al tramo de aspiración. En este tipo de evaporadores se utiliza una válvula de expansión de tipo termostático.

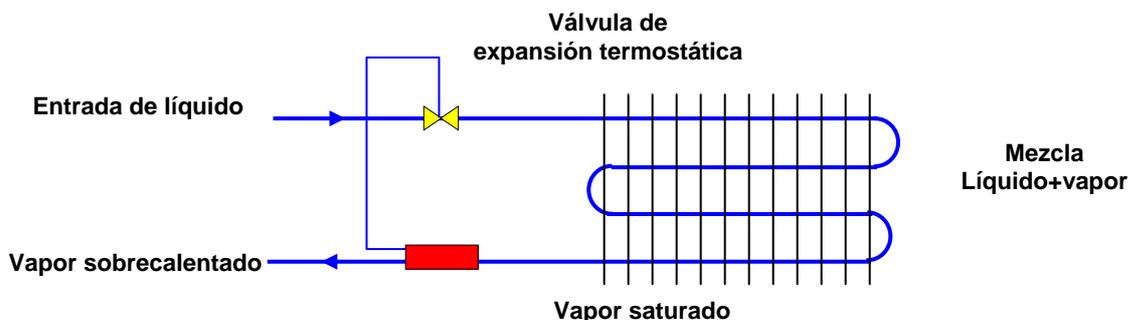


Figura 102. Esquema de un evaporador de expansión seca.

Este tipo de evaporadores a pesar de tener peor rendimiento que los tipo inundado o alimentados por bomba, son mucho más baratos y más simples en su diseño. También tienen menos problemas de recirculación del aceite y requieren menos carga de refrigerante. Estos evaporadores son los más utilizados.

- **De tipo inundado**

Los evaporadores de este tipo tienen líquido refrigerante en todo su recorrido. El nivel de líquido en el evaporador se mantiene mediante una válvula de regulación de flujo de flotador. El vapor generado en la vaporización se separa del líquido en el separador de donde se saca a través del tramo de aspiración.

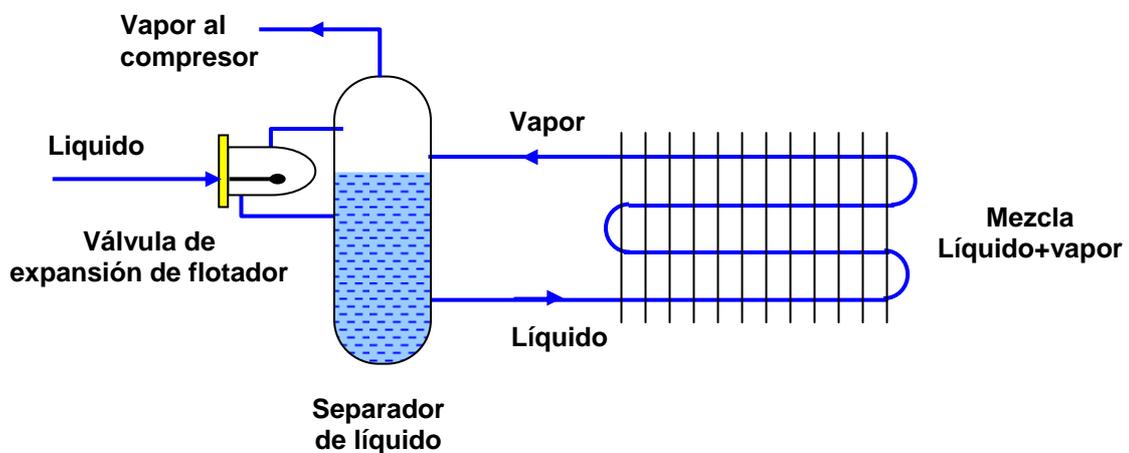


Figura 103. Esquema de un evaporador de expansión seca.

- **Evaporadores sobrealimentados (por bomba)**

Este tipo de evaporador es alimentado con un exceso de líquido refrigerante por medio de una bomba.

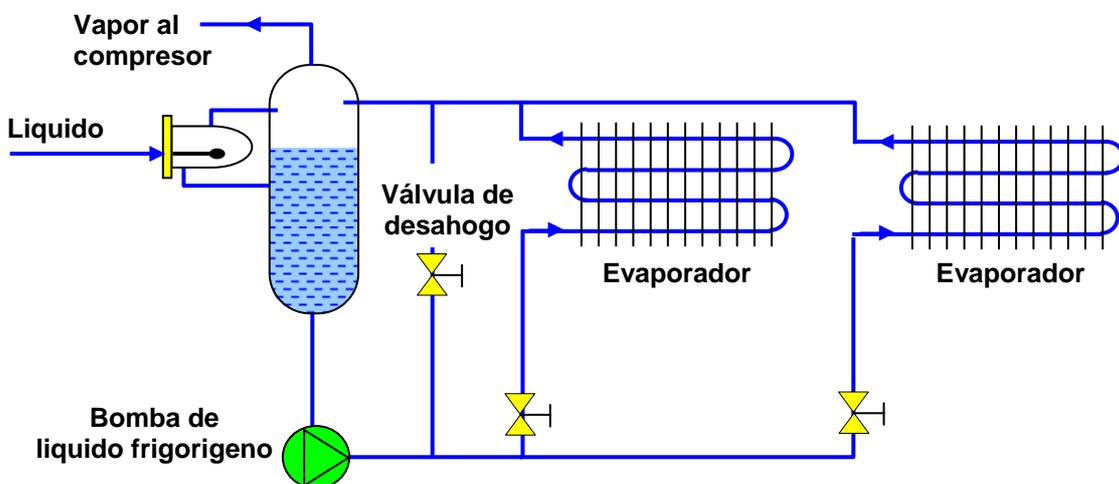


Figura 104 Esquema de evaporadores sobrealimentados por bomba.

Este exceso de líquido es separado del vapor en un colector de baja presión y es recirculado de nuevo hacia el evaporador, mientras que el vapor es extraído por el tramo de aspiración del compresor.

Este tipo de evaporadores se utiliza en sistemas de evaporador múltiple con válvulas de desahogo para evitar sobrealimentación excesiva.

Los evaporadores también se pueden clasificar según el tipo de construcción, de forma que se distinguen evaporadores de tubos lisos, de tubos aleteados y de placas.

#### **a) Evaporadores de tubos lisos**

Se construyen con tubos de acero o de cobre. El tubo de acero se usa en evaporadores grandes y en aquellos que trabajan con amoníaco. Los de tubo de cobre se corresponden con evaporadores pequeños y cuando se utilizan refrigerantes distintos al amoníaco. Para el enfriamiento de líquidos los evaporadores de este tipo se diseñan con un serpentín.

#### **b) Evaporadores de placas**

Estos evaporadores se construyen según dos placas planas de metal realizadas y soldadas unas con otras de tal forma que puede fluir el refrigerante entre ellas (como los congeladores domésticos), o según una tubería doblada instalada entre dos placas metálicas soldadas por los bordes (este último tipo se emplea en camiones refrigerados).

#### **c) Evaporadores de tubos de aletas**

Se trata de serpentines lisos sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas. Estas aletas tienen el efecto de aumentar la superficie de intercambio del evaporador. Las aletas están soldadas a la tubería en algunos casos y en otros se deslizan sobre la tubería y se hace expandir el tubo por presión para que las aletas queden bien unidas en la superficie del tubo.

Un evaporador de tubos con aletas ocupa menos espacio que uno sin aletas o de placas (para una misma superficie de intercambio). Se utilizan con ventiladores en unidades de convención forzada.

Los evaporadores también se pueden diferenciar en función de como se genera el movimiento de aire a través de ellos. La circulación de aire en el espacio refrigerado es esencial para la transferencia de calor del producto hacia el evaporador. Cuando es inadecuada la circulación de aire, se ve disminuida la capacidad del evaporador.

La razón deseada de circulación de aire varía con las diferentes aplicaciones y depende sobre todo de la humedad del espacio, del tipo de producto y del periodo de tiempo de almacenaje.

- **Evaporadores de convención natural**

Los evaporadores estáticos son apropiados para su colocación en pequeñas cámaras o vitrinas abiertas con circulación de aire por convección natural. Los evaporadores estáticos (Fig. 105) se diseñan para cámaras que trabajan a temperaturas altas y medias, fundamentalmente para conservación de género.

Las baterías de evaporadores se suelen fabricar en tubo de cobre con aletas de aluminio corrugada de con separaciones de unos 12 mm. El bastidor está construido en chapa de aluminio, provisto de collarines de protección.



Figura 105. Evaporador de convención natural (Marca Intersam, serie IES).

Se utilizan en casos donde se desee aire a baja velocidad y deshidratación mínima del producto. Generalmente los mejores serpentines son de poco espesor extendiéndose a lo largo del enfriador y cubriendo la mayor parte de la superficie del techo de la cámara.

- **Evaporadores de convención forzada**

Son esencialmente serpentines de tubo liso o aleteado, colocados en una carcasa metálica, y equipados con uno o más ventiladores para la circulación forzada de aire. Las unidades grandes pueden tener serpentines húmedos (con parte de líquido) o secos (solo circulando vapor).



Figura 106. Evaporador de convención forzada (Marca SEARLE, serie TEC).

### 12.3. Capacidad frigorífica de los evaporadores

La capacidad frigorífica de cualquier evaporador es la cantidad de calor que pasa a través de su superficie de intercambio procedente del recinto o producto refrigerado, y que se invierte fundamentalmente en la vaporización del líquido refrigerante.

La capacidad del evaporador se puede expresar en  $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$  o W, y debe ser suficiente para absorber calor con la rapidez necesaria para producir el enfriamiento requerido:

$$Q_e = A_{evp} \cdot U_{evp} \cdot \Delta t_{ml} \quad (296)$$

donde

- $Q_e$  cantidad de calor intercambiado [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]
- $A_{evp}$  superficie de intercambio [ $\text{m}^2$ ]
- $U_{evp}$  coeficiente global de transmisión de calor, para las condiciones concretas de cada evaporador [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ]
- $\Delta t_{ml}$  diferencia de temperatura, media logarítmica entre la temperatura exterior del evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador [ $^\circ\text{C}$ ]

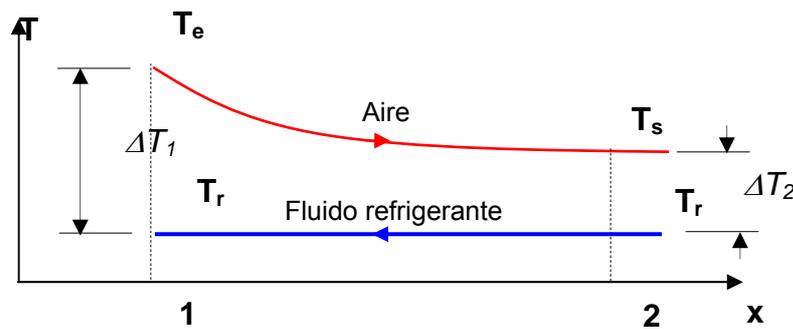


Figura 107. Distribución de temperaturas en un evaporador.

#### Diferencia media logarítmica

La temperatura del aire disminuye de forma progresiva a medida que éste pasa a través del serpentín de enfriamiento. Se ha comprobado que la caída de temperatura no es lineal, sino que es mayor al cruzar la primera hilera del serpentín y disminuye a medida que pasa el producto por las demás hileras.

Esto es debido a que el  $\Delta t$  sigue esa evolución en el transcurso del intercambio de calor. Entonces, la caída de temperatura se ve mejor representada por una curva. El incremento de temperatura media se puede determinar de forma aproximada como:

$$\Delta t_{ma} = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{2} \quad (297)$$

donde

- $T_e$  Temperatura de entrada del aire [ $^\circ\text{C}$ ]
- $T_s$  Temperatura de salida del aire [ $^\circ\text{C}$ ]

$T_r$  Temperatura de cambio de estado del refrigerante [°C]

El punto medio de la curva de la figura expresa la temperatura media real del aire, ocurriendo que:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln \frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}} \quad (298)$$

Es importante destacar que la capacidad de un evaporador varía directamente con el área de la superficie exterior, pero solo cuando no varié ni  $U$  ni el  $\Delta t_{ml}$ . Cuando se aumenta la superficie de un evaporador incrementando el número de hileras de superficie en profundidad se disminuye el  $\Delta t_{ml}$ .

#### 12.4. Coeficiente global de transmisión de calor

En el caso más general de la configuración cilíndrica por estar compuesta de tubos, en ocasiones con extensión superficial en el lado externo (aletas), el coeficiente global de transmisión de calor depende de cuál de las superficies (interior o exterior) es la empleada en la ecuación (1), aunque el producto  $U_{evp} \cdot A_{evp}$  es siempre el mismo ( $U_o \cdot A_o = U_i \cdot A_i$ ). Suele ser costumbre emplear el correspondiente a la superficie exterior y al coeficiente global se le llama «coeficiente global exterior de transmisión de calor».

El valor del inverso del coeficiente global de transmisión de calor, referido al área exterior del tubo es:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_i \cdot \left( \frac{D_i}{D_o} \right)} + \frac{1}{2} \cdot \frac{D_o}{\lambda} \cdot \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_o} \quad (299)$$

donde,

- $h_i$  coeficiente de película interior [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $h_o$  coeficiente de película exterior [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
- $D_o$  diámetro externo [m]
- $D_i$  diámetro interno [m]
- $\lambda$  conductividad térmica [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

Puesto que es deseable una alta velocidad de transferencia de calor a través de las paredes del evaporador, el valor del coeficiente global de transferencia de calor debe ser tan alto como sea posible.

El cálculo del coeficiente de película interior,  $h_i$  se puede realizar mediante el uso de la expresión para la ebullición nucleada en un cilindro horizontal (Foster y Zuber, 1955):

$$h_{nu} = 0.00122 \cdot \left[ \frac{\lambda_L^{0.79} \cdot C_{pL}^{0.45} \cdot \rho_L^{0.49}}{\sigma_L^{0.5} \cdot \mu_L^{0.29} \cdot L^{0.24} \cdot \rho_V^{0.24}} \right] \cdot (t_w - t_s)^{0.24} \cdot (p_w - p_s)^{0.75} \quad (300)$$

donde,

$h_{nu}$	Coefficiente de película interior [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
$\lambda_L$	Conductividad térmica del refrigerante líquido [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
$C_{pL}$	Calor específico del líquido [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
$\rho_v$	Densidad del vapor [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
$\rho_L$	Densidad del líquido [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
$L$	Calor latente [ $J \cdot kg^{-1}$ ]
$\mu_L$	Viscosidad del líquido [ $N \cdot s \cdot m^{-2}$ ]
$t_w$	Temperatura de la superficie de la pared [ $^\circ C$ ]
$t_s$	Temperatura de saturación del líquido en ebullición [ $^\circ C$ ]
$P_w$	Presión de saturación correspondiente a la temperatura de la superficie de la pared [Pa]
$P_s$	Presión de saturación correspondiente a la temperatura de saturación del líquido en ebullición [Pa]
$\sigma_L$	Tensión superficial del líquido [ $N \cdot m^{-1}$ ]

El fenómeno de ebullición nucleada se caracteriza por la formación en el interior de los tubos del evaporador de burbujas de vapor que aumentan paulatinamente de tamaño, se desprenden y ascienden hasta la superficie del líquido, donde estallan liberando el vapor. En este régimen el fluido refrigerante está muy agitado y como es lógico este movimiento tiende a intensificar el proceso de transmisión de calor. Por lo tanto, es muy interesante elegir un valor de salto térmico del evaporador tal que el proceso de vaporización del refrigerante en el interior de los tubos del evaporador se efectúe por ebullición nucleada debido a las ventajas ya expuestas que este tipo de ebullición presenta.

Tanto la suciedad como la escarcha que se acumulan en la superficie exterior de intercambio del evaporador dificultan el buen desarrollo de la transferencia de calor. En el enfriamiento de líquidos hay formación de incrustaciones y corrosión. La suciedad en el interior de los tubos es debida a la presencia de aceite, procedente del compresor.

Todos estos factores deben ser tenidos en cuenta en el cálculo del valor del coeficiente global de transmisión de calor en el evaporador, el cual adopta una nueva expresión:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{os}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{D_e}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) + \frac{1}{h_{is} \cdot \left(\frac{D_i}{D_e}\right)} + \frac{1}{h_i \cdot \left(\frac{D_i}{D_e}\right)} \quad (301)$$

donde,

$h_{os}$	Coefficiente de suciedad exterior [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
$h_{is}$	Coefficiente de suciedad interior [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

En resumen y debido al efecto que tienen los coeficientes de película interior y exterior sobre el coeficiente global de transmisión de calor, el valor de  $U$  para un evaporador depende de:

- tipo de construcción del evaporador

- cantidad de superficie interior humedecida
- velocidad y coeficiente de convección del refrigerante
- cantidad de aceite presente en el evaporador
- producto a enfriar y velocidad de circulación del mismo, que junto a su estado, gas o líquido determinarán el coeficiente de película  $h_o$
- relación de superficie interior-externo
- ensuciamiento externo (escarcha).

Este bajo coeficiente global,  $U$ , implica que para conseguir un determinado flujo calórico se debe aumentar considerablemente la superficie de intercambio térmico en el cambiador, encareciendo la inversión de equipos.

### 12.5. Diferencias de temperatura en el evaporador

Uno de los factores más importantes a considerar en cualquier aplicación para la selección del evaporador adecuado es el salto térmico ( $\Delta t$ ) del evaporador, que viene definido como la diferencia entre la temperatura de diseño del espacio refrigerado y la temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador.

La relación entre la capacidad del evaporador y el  $\Delta t$  del evaporador es lineal considerando que el resto de condiciones se mantienen constantes.

La conservación de alimentos y otros productos en condiciones óptimas de refrigeración, depende no solo de la temperatura sino también de la humedad relativa del recinto o almacén refrigerado.

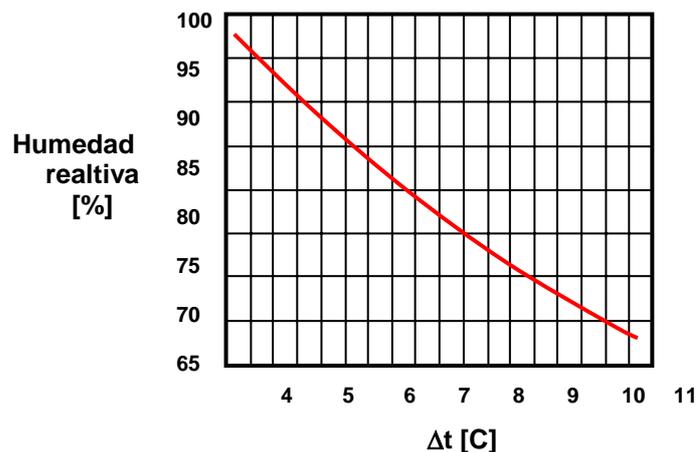


Figura 108. Diferencia de temperatura del evaporador en función de la humedad relativa del recinto.

El factor más importante que regula la humedad en el espacio refrigerado es el valor del salto térmico  $\Delta t$ . Cuanto menor sea el  $\Delta t$ , mayor será la humedad relativa de la cámara. Se tendrá que conseguir un salto térmico adecuado para obtener una

humedad relativa determinada según el producto a conservar. En la tabla se dan los valores de diseño de  $\Delta t$  del evaporador para varias humedades del recinto o cámara enfriada, en evaporadores de convención natural y convención forzada.

## 12.6. Escarche y desescarche de los evaporadores

A temperaturas de la superficie por debajo de 0°C, el vapor de agua que se halla en suspensión en el aire que atraviesa el evaporador, se congelará sobre los tubos. Se forma escarcha o incluso una capa de hielo. Aparte de las aperturas de puertas con las consiguientes entradas de aire caliente y húmedo, los productos almacenados también pierden humedad contribuyendo a la citada formación de escarcha.

Esto provoca:

- Una disminución del coeficiente de película exterior.
- Una reducción del volumen efectivo de aire libre a través de los tubos y de las aletas dado que la caída de presión del aire aumenta y el flujo del mismo disminuye.
- Una variación del contenido de humedad adecuado para la correcta conservación del género.

Debido a estas razones, el consumo de energía eléctrica de la planta aumentará al incrementarse el tiempo de funcionamiento del equipo siendo necesario la realización de un desescarche de forma regular.

El proceso de desescarche presenta considerables inconvenientes:

- Se produce una perturbación de la temperatura y de la humedad del almacén frigorífico sino por la adición de calor y humedad, por la interrupción del ciclo de enfriamiento.
- Se tiene energía de desescarche desperdiciada dentro del almacén frigorífico.
- Los ventiladores requieren un período de retraso antes de entrar en funcionamiento, de otra forma ellos distribuirán el exceso de humedad en el recinto.
- El calor expande el aire en el almacén frigorífico de tal forma que se produce una presión contra las paredes y el techo.

Tratando de realizar un uso racional de la energía, los sistemas utilizados actualmente para determinar la entrada de un evaporador en desescarche son aquellos que se basan en el aumento del espesor de la capa de hielo, en el incremento de la pérdida de carga, y del salto térmico entre el aire y la aleta, o incluso en el del peso del equipo enfriador.

### 12.6.1. Duración práctica del funcionamiento del compresor

Para las cámaras frigoríficas utilizadas en refrigeración con una temperatura próxima a 0°C, la duración de funcionamiento del grupo frigorífico es de unas 16 horas por día, lo que deja tiempo suficiente (8 horas) para efectuar el desescarche del evaporador por diferentes métodos. El tiempo de funcionamiento del grupo frigorífico se puede fijar en

18 horas para cámaras frigoríficas con temperatura negativa. El tiempo que resta es suficiente para el desescarche del evaporador con el aporte calorífico correspondiente.

### **12.6.2. Frecuencia de desescarche**

La frecuencia de desescarche depende del tipo de evaporador, de la naturaleza de la instalación y del procedimiento utilizado para ello. Los grandes evaporadores de tubos lisos (en conservación de congelados) se desescarchan una o dos veces al mes, mientras que los serpentines aleteados son desescarchados dos o tres veces al día.

La mejor frecuencia de desescarche está alrededor de las 3 ó 4 veces al día, es decir se realizará un desescarche cada 8 ó 6 horas. El tiempo de desescarche con gases calientes oscila entre 15 y 20 minutos, mientras que el desescarche eléctrico se efectúa en torno a los 30 minutos.

### **12.6.3. Métodos de desescarche**

En principio, se distinguen tres métodos:

- desescarche natural
- desescarche con aporte de calor
- desescarche mecánico

El desescarche natural utiliza el calor del aire de la cámara refrigerada, mientras que el desescarche con aporte de calor se consigue con la utilización de agua, resistencias eléctricas y gases calientes obtenidos de la descarga del compresor. También existe el procedimiento de desescarche mecánico por aplicación de aire comprimido aunque se utiliza poco.

En instalaciones con temperatura de régimen no inferior a  $+2^{\circ}\text{C}$ , el control automático del sistema debe realizarse de forma que se mantenga el llamado ciclo de desescarchado natural. Como es conocido, se forma escarcha en el evaporador durante el período de funcionamiento, desescarchando durante el de parada.

El desescarche natural consiste en parar el equipo frigorífico y dejar calentar el espacio refrigerado hasta conseguir que el hielo acumulado sobre el evaporador se funda.

#### **12.6.3.1. Desescarche con agua, salmueras o soluciones anticongelantes**

Para recintos frigoríficos de temperatura muy próxima a  $0^{\circ}\text{C}$ , el desescarche puede hacerse atomizando agua sobre la superficie de los serpentines del evaporador, pero si la temperatura es inferior a  $-2^{\circ}\text{C}$ , se ha de utilizar salmuera o solución anticongelante en lugar de agua.

El sistema de desescarche por pulverización de agua es posiblemente el más sencillo de todos los empleados. Una lluvia de agua a presión sobre las capas de hielo

acumuladas sobre el evaporador, funde el hielo y limpia el evaporador, preparándolo para el siguiente ciclo de operación.

Es preciso controlar el funcionamiento del ventilador para asegurar que no funcionará desde unos minutos antes de la inyección de agua, hasta unos minutos después de interrumpida ésta, a fin de evitar la proyección de agua fuera del evaporador.

Antes de iniciar el proceso de desescarche se debe cerrar la válvula de regulación y se han de detener los ventiladores. El compresor que estaba en funcionamiento para debido a que la presión de admisión se reduce por debajo de la del presostato de baja. A continuación, se pone en marcha el sistema de pulverización de agua.

El desescarche por este procedimiento dura aproximadamente 4-5 minutos. Después de interrumpirse el funcionamiento de las duchas de agua, se necesitan unos minutos de paro total de la instalación a fin de que se produzca el llamado ciclo de drenaje, es decir, para que se efectúe el drenado del agua del equipo y de la bandeja inferior de éste, antes de poner de nuevo en marcha los ventiladores del mismo. A continuación, se conectan de nuevo los ventiladores y la válvula solenoide, quedando la instalación en condiciones para realizar un nuevo ciclo de funcionamiento.

En el tubo de drenaje exterior del agua se ha de instalar una válvula para evitar que entre en la cámara aire caliente del exterior durante los períodos de ausencia de funcionamiento del sistema de desescarche. Además se ha de evitar que el agua de desescarche se congele en la tubería de drenaje.

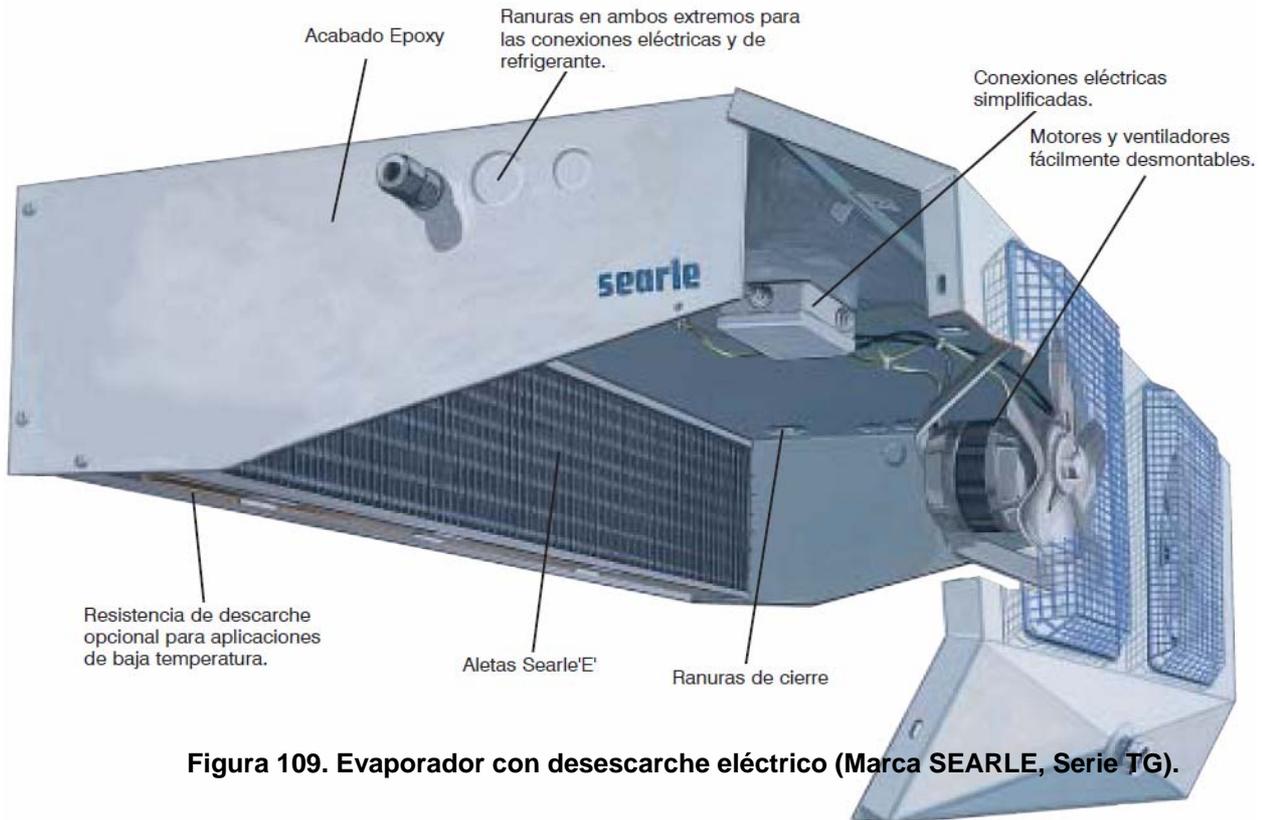
Cuando se utiliza agua con anticongelante no se elimina después del desescarche, sino que se vierte en un depósito para después ser recirculada. Como cada vez que se utiliza, tanto la salmuera como la solución de agua y anticongelante, se produce una disolución por el arrastre de agua de desescarche, se ha de disponer de un concentrador para evaporar el exceso de agua y retornar la solución a su concentración original.

### **12.6.3.2. Desescarche eléctrico**

Es un sistema cómodo, fácil de instalar y relativamente sencillo de regular y controlar, por lo que puede decirse que es el más generalizado.

Es un procedimiento muy utilizado para el desescarche de evaporadores de tubos aleteados. Además, cuando se utiliza este sistema suele calentarse eléctricamente también la bandeja del evaporador y el tubo de drenaje para evitar una nueva congelación del hielo fundido.

Un juego de resistencias acopladas en el evaporador, en íntimo contacto con las aletas, se encargará llegado el momento, de calentar el evaporador hasta fundir el hielo.



**Figura 109. Evaporador con desescarche eléctrico (Marca SEARLE, Serie TG).**

### **12.6.3.3. Desescarche con gas caliente**

Este sistema presenta distintas variantes, teniendo todas en común, el utilizar como fuente de calor el gas caliente descargado por el compresor, para conseguir el desescarche del evaporador.

Uno de los métodos más simples de descongelación con gases calientes se indica en la figura 8. Una tubería de derivación, equipada con una válvula de solenoide, se instala entre la descarga del compresor y el evaporador. Cuando la válvula de solenoide abre, el gas caliente de la descarga del compresor deriva del condensador y entra en el evaporador en un punto situado inmediatamente delante del sistema de control de refrigerante. El desescarche se consigue conforme el gas caliente cede su calor al evaporador frío, provocando la condensación del refrigerante. Parte del refrigerante que se ha condensado permanece en el evaporador, mientras que el resto regresa al compresor donde es evaporado por el calor del compresor, siendo recirculado al evaporador.

Uno de los inconvenientes de este sistema es que a medida que se produce el desescarche, se acumula líquido en el evaporador y vuelve poco refrigerante al compresor para su recirculación. De esta forma, el sistema tiende a agotar el vapor antes de que el evaporador esté completamente desescarchado. Otra desventaja más sería de este método, cuando no hay depósito separador, es la posibilidad de que retorne una cantidad considerable de refrigerante líquido al compresor y provoque su deterioro.

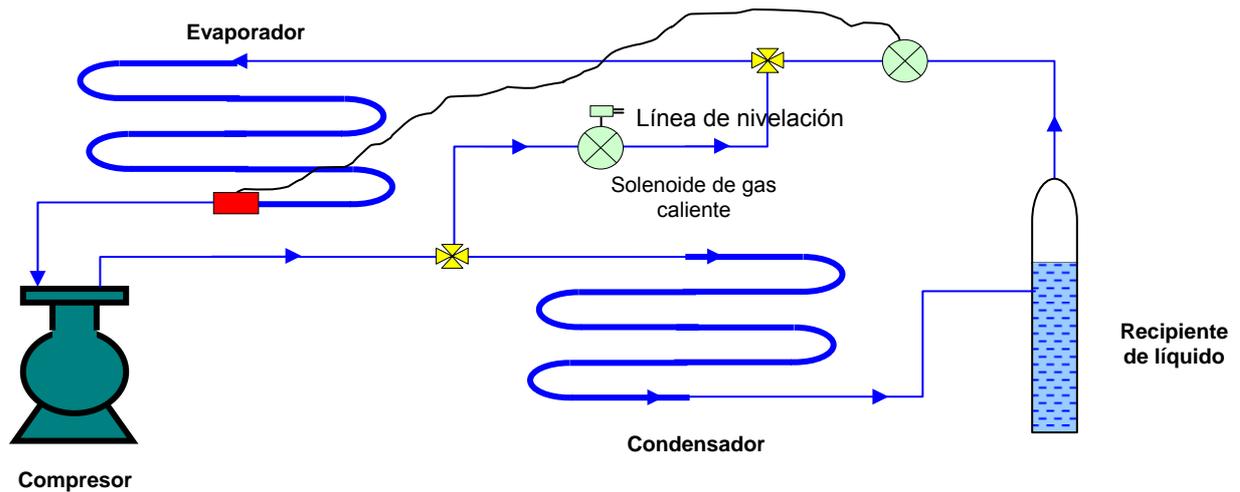


Figura 110. Planta de refrigeración con desescarche por gas caliente.

Estos inconvenientes pueden solucionarse intercalando algún dispositivo para re evaporar el líquido que se condense en el evaporador antes de que regrese al compresor. El método particular que se utilice para re evaporar el líquido es el factor principal que distingue a un sistema de desescarche por gas caliente, respecto a otro.

Un método común de desescarche por gas caliente es el de emplear un serpentín evaporador suplementario en la línea de aspiración para re evaporar el líquido, como se muestra en la figura 108. Durante el ciclo de funcionamiento normal, la válvula de solenoide en la línea de aspiración está abierta y el vapor procedente del evaporador deriva del serpentín reevaporador para evitar una pérdida excesiva de presión en la línea de aspiración.

A intervalos regulares (3 a 6 horas) el control de tiempo de desescarche inicia el ciclo de descongelación, abriendo la válvula de solenoide en la línea de gas caliente y cerrando la de la línea de derivación de succión. Al mismo tiempo, se paran los ventiladores del evaporador y arranca el del reevaporador. El líquido condensado en el evaporador, es re evaporado nuevamente en el serpentín del reevaporador y regresa como vapor al compresor, en donde es comprimido y circulado nuevamente al evaporador.

Cuando se ha terminado la descongelación, puede cerrarse el ciclo por medio de un control de tiempo o por un control de temperatura en el evaporador. En cualquier caso, el sistema vuelve a ponerse en operación cerrando la solenoide de gas caliente, abriendo la de la aspiración, parando el ventilador del reevaporador y arrancando los ventiladores del evaporador.

Cuando dos o más evaporadores se conectan a un condensador común, se han de desescarchar por separado, según este sistema. En este caso, el evaporador en operación puede servir como reevaporador del refrigerante condensado formado en el evaporador que se está desescarchando.

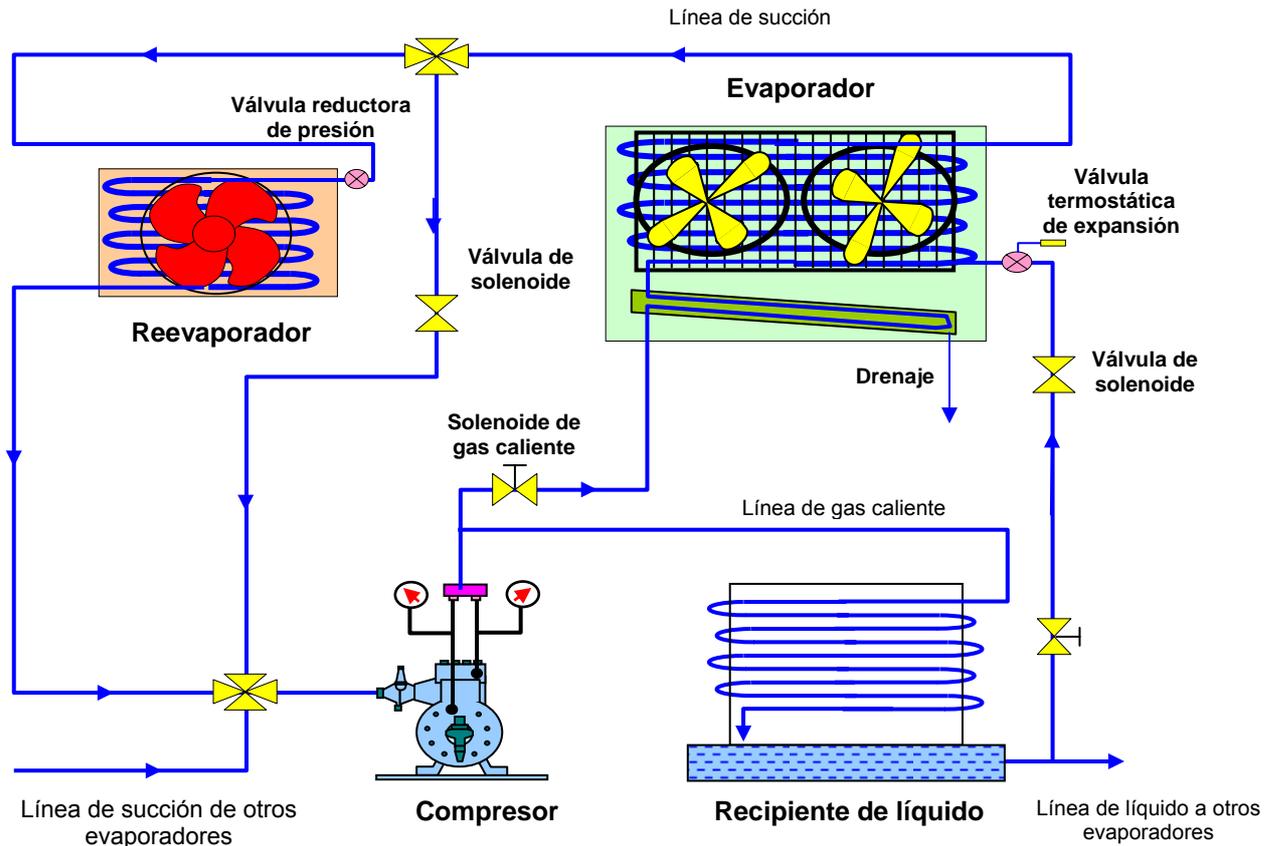


Figura 111. Planta de refrigeración con desescarche por gas caliente con reevaporador.

Otro procedimiento para evitar los problemas anteriores es el que emplea el condensador con serpentín reevaporador del refrigerante que se condensa en el evaporador durante el ciclo de desescarche. Este método utiliza el principio del ciclo inverso. Se utiliza una válvula de expansión automática para controlar el refrigerante líquido que va al condensador para su reevaporación.

Otros métodos de desescarche con gas caliente, emplean un acumulador de agua para almacenar una parte del calor desprendido en el condensador cuando el evaporador está siendo refrigerado en un ciclo normal. Durante el ciclo de desescarche, el calor almacenado en ese acumulador de agua es utilizado para re evaporar el refrigerante condensado en el evaporador en desescarche.

## 12.7. Selección del evaporador

Debido a que la evaluación matemática de todas las variables que intervienen en el rendimiento de un evaporador no resulta ser práctico, el rendimiento de un enfriador generalmente se obtiene a través de pruebas reales verificadas sobre el mismo. La selección de evaporadores a partir de los datos dados por el fabricante, es relativamente simple, una vez que hayan sido definidas las condiciones a las que va a trabajar el evaporador. Los rendimientos de los evaporadores que se indican en las tablas de los catálogos comerciales (Tabla 17) están dados con un  $\Delta t$ , que en la

mayoría de las veces no coincide con el seleccionado para obtener el grado de humedad del producto a refrigerar.

Tabla 17. Potencia de catálogo  $Q_e$  de evaporadores para un temperatura de evaporación de  $-8^{\circ}\text{C}$  y de entrada del aire de  $0^{\circ}\text{C}$  (Marca SEARLE, serie DSR).

	MODEL	CAPACITY kW (SC2) R404A R507A	MOTOR DETAILS 230V-1Ph-50Hz				FAN DATA			
			No. of Fans	$Q_e$	FLC Per Fan Amps	SC Per Fan Amps	Speed RPM	Air Volume $\text{m}^3/\text{s}$	Air Throw m	Noise Level dB(A)
3mm	DSR12-3	1.20	1	26	0.14	0.14	750	0.17	7.2	34
	DSR19-3	1.67	1	26	0.14	0.14	750	0.17	6.9	34
	DSR22-3	1.89	1	26	0.14	0.14	750	0.16	6.5	34
	DSR36-3	3.13	2	52	0.28	0.28	750	0.33	7.8	37
	DSR42-3	3.44	2	52	0.28	0.28	750	0.31	7.0	37
	DSR51-3	4.64	3	78	0.42	0.42	750	0.49	7.8	39
	DSR62-3	5.05	3	78	0.42	0.42	750	0.47	7.0	39
	DSR68-3	6.25	4	104	0.56	0.56	750	0.66	7.8	40
	DSR83-3	6.77	4	104	0.56	0.56	750	0.62	7.0	40
	DSR100-3▼	9.01	4	376	3.46	7.90	800	0.93	6.8	48
DSR116-3▼	9.79	4	376	3.46	7.90	800	0.86	5.9	48	
4mm	DSR12-4	1.04	1	26	0.14	0.14	750	0.18	7.3	34
	DSR19-4	1.46	1	26	0.14	0.14	750	0.17	6.9	34
	DSR22-4	1.67	1	26	0.14	0.14	750	0.16	6.7	34
	DSR36-4	2.76	2	52	0.28	0.28	750	0.34	7.9	37
	DSR42-4	3.18	2	52	0.28	0.28	750	0.32	7.3	37
	DSR51-4	4.06	3	78	0.42	0.42	750	0.50	7.9	39
	DSR62-4	4.79	3	78	0.42	0.42	750	0.49	7.3	39
	DSR68-4	5.52	4	104	0.56	0.56	750	0.67	7.9	40
	DSR83-4	6.41	4	104	0.56	0.56	750	0.65	7.3	40
	DSR100-4▼	8.23	4	376	3.46	7.90	800	0.98	7.2	48
DSR116-4▼	9.01	4	376	3.46	7.90	800	0.89	6.6	48	

Por ello los fabricantes incluyen en sus catálogos factores de corrección para la selección de los mismos dependiendo del tipo de refrigerante (Tabla 18) y del  $\Delta t$  de trabajo necesario para la obtención del grado de humedad en el recinto refrigerado (Fig. 112).

Tabla 18. Factor de corrección  $f_2$  en función del refrigerante para un evaporador (Marca SEARLE, serie DSR).

Refrigerant	R404A	R134a	R507A	R407A	R407C
Capacity Factor (dew point, DT1)	1.00	0.91	1.00	1.18*	1.35*
Capacity Factor (mid point, DT1)	0.97	0.91	1.00	0.91	1.01
Refrigerant Charge Density ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )	0.312	0.338	0.313	0.332	0.332

**Nota:** El factor de capacidad para el punto de rocío solo es aplicable en las condiciones de funcionamiento nominal, mientras que el valor para el punto medio se puede aplicar en cualquier situación.

La potencia de catálogo del evaporador viene dada por la expresión:

$$NFC = Q_e = \frac{Q_0}{f_1 \cdot f_2} \quad (302)$$

donde,

$Q_0$  potencia necesaria en la instalación frigorífica [W]

$f_1$  y  $f_2$  factores de corrección por refrigerante, por diferencia de temperatura o por escarcha

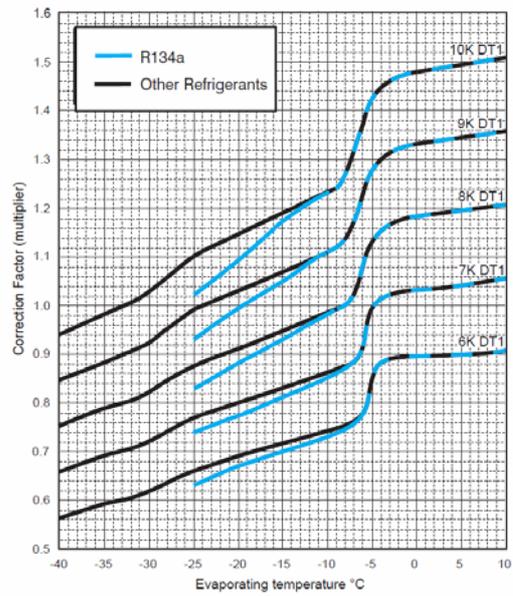


Figura 112. Factores de corrección  $f_1$  en función de la temperatura de evaporación y de la diferencia  $DT1$  entre la temperatura del aire que entra y la temperatura del gas saturado de admisión a la salida del evaporador (Marca SEARLE, serie DSR).



## Tema 13. Condensadores

### 13.1. Clasificación de los condensadores

Igual que el evaporador, el condensador es un intercambiador con una determinada superficie de transferencia de calor. En el condensador, el refrigerante es enfriado hasta saturación y después condensado totalmente. En la mayoría de los casos, el medio refrigerante, en el condensador es agua o aire, o una combinación de ambos.

Los condensadores se pueden clasificar según la proporción de calor intercambiado (sensible y latente) como:

#### 1. De calor sensible:

##### a) de aire:

- Circulación natural
- Circulación forzada del aire

##### b) de agua:

- de inmersión
- de doble tubo a contracorriente
- multitubulares

#### 2. De calor latente:

##### a) Atmosféricos

- multitubulares verticales
- de lluvia
- de lluvia a contracorriente

##### b) De evaporación forzada

- condensadores evaporativos.

#### **13.1.1. Condensadores de agua de inmersión:**

Constituyen el tipo más antiguo de condensadores de agua. Se emplearon al principio de la industria frigorífica para las maquinas de amoniaco y cloruro de metilo.

El flujo se condensa en el exterior de un serpentín de circulación de agua, el cual esta alojado en una carcasa cilíndrica horizontal. El liquido condensado se recoge en el fondo del recipiente.

#### **13.1.2. Condensadores de doble tubo a contracorriente**

Es el tipo más clásico de cambiador de calor. Actualmente esta desplazado por los condensadores multitubulares. Consta de dos tubos concéntricos, circulando el fluido frigorígeno por el espacio anular que queda entre ambos tubos. Tiene como ventaja que es muy fácil de diseñar, permitiendo velocidades altas de circulación, con un valor del coeficiente global de transmisión de calor ( $U$ ) alto. Se utilizan fundamentalmente como intercambiadores de subenfriamiento.



Figura 113. Condensador de doble tubo (Marca TECNEC).

### 13.1.3. Condensadores multitubulares

Son el diseño perfeccionado de los de doble tubo a contracorriente. La condensación del fluido se efectúa en el exterior de los tubos de agua, sirviendo muchas veces la parte inferior como recipiente de líquido condensado. Se encuentran bajo dos formas distintas: condensadores multitubulares horizontales y verticales.

#### a) Condensadores multitubulares horizontales:

En este grupo se encuentran los que son de:

- Tubos lisos
- Tubos rectos con aletas laminadas
- Tubos en U y aletas laminadas



Figura 114. Condensador multitubular horizontal (Marca API Heat Transfer Inc., serie Basco WHITLOCK HUB).

## **b) Condensadores multitubulares verticales**

Se consideran como aparatos intermedios entre los que utilizan calor sensible y los condensadores de evaporación natural o forzada.

Entre las ventajas de los condensadores multitubulares verticales están:

- Ocupan poco espacio en planta, pudiendo ir colocados en el interior o en el exterior de la sala de maquinas.
- Fácil limpieza sin detener el funcionamiento.
- No hay pérdida de carga, luego no se necesita tener agua a presión.
- Mejora este sistema el valor de ***U***

Sin embargo, tiene un consumo elevado de agua (1.5-2 veces más que el horizontal), solo cubre el campo de las grandes potencias frigoríficas, no conviene utilizarlo con aguas duras (con sales) porque se forman incrustaciones, y económicamente es algo más elevado su coste que el horizontal.

### **13.1.4. Condensadores atmosféricos**

En este tipo se utiliza el calor latente del agua como refrigerante. Basándose este sistema en la evaporación del agua, el estado higrométrico tendrá una influencia muy importante en el funcionamiento de este tipo de condensador. Será mucho más eficaz cuando el aire sea seco.

En este grupo de condensadores se encuentran los de:

- Condensación por simple lluvia de agua
- Condensación por lluvia de agua a contracorriente

Estos tipos de condensadores se instalan en el exterior de los edificios en un lugar aireado.

### **13.1.5. Condensadores de evaporización forzada (evaporativos)**

En este tipo de aparatos la temperatura de condensación se sitúa entre 10 y 12 °C por encima de la temperatura ambiente.

Se recomienda el uso de estos condensadores en los casos en que el agua necesaria para la condensación es costosa o escasa, ya que requiere menos del 10% del agua de condensación que un condensador multitubular horizontal. En muchos casos reemplazara a las torres de enfriamiento existentes con considerable economía de consumo.

### 13.1.6. Condensadores de aire

El aire tiene un calor específico muy bajo ( $c_p=0.24 \text{ kcal}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$  de aire seco) y, por otra parte, el coeficiente de transmisión térmica entre un vapor condensante y un gas es igualmente débil. Estas dos características obligan a que se tenga que mover grandes volúmenes de aire y a poner en juego grandes superficies de intercambio para potencias frigoríficas relativamente pequeñas.

Dado el precio del  $\text{m}^3$  de agua y las restricciones en su consumo existen cada vez más máquinas frigoríficas industriales equipadas con condensadores de aire.

Teniendo en cuenta la longitud necesaria de tubo aleteado para obtener la superficie de condensación deseada, el condensador puede construirse de varias hileras de tubos.

Dichas hileras de tubos aleteados se conectan en paralelo sobre colectores de entrada y salida con objeto de limitar las pérdidas de carga del fluido frigorígeno.

#### a) Condensadores de aire de circulación natural

Se emplean en instalaciones de potencia frigorífica pequeña especialmente en muebles frigoríficos domésticos y en muebles frigoríficos comerciales de pequeña potencia.



Figura 115. Condensador de aire de circulación natural (Marca McQuay, serie HI-F5).

#### 2) Condensadores de aire de circulación forzada del aire

En este tipo de condensadores de aire, la velocidad en la sección libre de la superficie frontal no debe exceder de  $7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , lo que lleva a una velocidad media sobre el haz de tubos y aletas comprendida entre  $2$  y  $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Sin embargo debido a los diferentes factores involucrados, la velocidad óptima del aire para un diseño específico de condensador se determina mejor mediante experimentación. Por esta razón los

condensadores enfriados con aire salen de la fábrica ya equipados con ventiladores, de modo que la cantidad de aire y la velocidad del aire que pasa por el condensador esta fijada por el fabricante.



Figura 116. Condensador de aire de circulación forzada del aire (Marca McQuay, serie RCS).

## 13.2. Selección de los condensadores

En un condensador se distinguen tres zonas de intercambio, una de enfriamiento, otra de condensación y otra de subenfriamiento. Los coeficientes globales de transmisión de calor tienen un valor diferente por cada zona, luego en buen lógica sería necesario calcular en cada una de ellas las superficies respectivas que han de darse para conseguir el intercambio térmico deseado.

En realidad, esta determinación se simplifica por parte de los constructores de condensadores, con la adopción de un coeficiente de orden práctico como promedio de transmisión de calor, teniendo en cuenta que las cantidades de calor evacuadas en las zonas de enfriamiento y subenfriamiento son reducidas, en relación con la de la zona de condensación, Se trata de coeficientes prácticos que facilitan los constructores.

Estos coeficientes globales de transmisión de calor se determinan de los datos experimentales obtenidos en la explotación de las máquinas frigoríficas. Indican la cantidad de calor (en kcal/h) que el condensador puede evacuar por  $m^2$  de superficie, por hora y  $^{\circ}C$  de diferencia entre la temperatura del fluido frigorígeno y la temperatura del medio de condensación.

## 13.3. Funcionamiento de los condensadores

### 13.3.1. Carga del condensador

Dado que el calor cedido por el refrigerante en forma de vapor al medio de condensación incluye ambos: el calor absorbido en el evaporador y el trabajo de

compresión, la carga total de calor a eliminar en el condensador siempre excederá a la del evaporador en una cantidad igual al trabajo de compresión.

Para condiciones de operación fijas, existe una relación entre la carga del condensador y la del evaporador:

$$Q_c = Q_e + N_{ir} + G \cdot \Delta h_{rext} \quad (303)$$

donde,

$Q_c$  capacidad del condensador [kW]

$Q_e$  capacidad frigorífica del evaporador [kW]

$N_{ir}$  potencia indicada real [kW]

$\Delta h_{rext}$  incremento de entalpía en el recalentamiento producido fuera del evaporador [kJ/kg]

### 13.3.2. Capacidad del condensador

Dado que la transferencia de calor a través de las paredes del condensador se realiza por conducción, la capacidad del condensador es:

$$Q_c = A_c \cdot U_c \cdot \Delta t_{ml} \quad (304)$$

donde,

$A_c$  Superficie de transmisión de calor del condensador [m<sup>2</sup>]

$U_c$  Coeficiente global de transmisión de calor del condensador [kW·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>]

$\Delta t_{ml}$  Diferencia de temperatura media logarítmica entre el medio de condensación y el refrigerante [°C]

Si las condiciones de intercambio de calor se mantienen constantes ( $U_c = \text{cte}$ ), se cumple que la capacidad del condensador es directamente proporcional a  $A_c$  y a la diferencia de temperatura entre el medio condensante y la temperatura de condensación del refrigerante.

### 13.3.3. Caudal másico de fluido de condensación

Tanto en el caso de condensadores enfriados por aire o por agua, la cantidad de calor eliminado por el refrigerante al condensar, incrementa la temperatura del medio de condensación. El incremento de temperatura experimentado por el medio que enfría el condensador es directamente proporcional a la carga del condensador e inversamente proporcional al caudal y calor específico del mismo:

$$(t_s - t_e) = \frac{Q_c}{m \cdot c_p} \quad (305)$$

donde,

$t_s$  temperatura del aire o agua a la salida del condensador [°C]

$t_e$  temperatura del aire o agua a la entrada del condensador [°C]

- $Q_c$  Capacidad del condensador [ $\text{kcal}\cdot\text{h}^{-1}$ ]  
 $m$  masa de aire o agua que circula a través del condensador [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ]  
 $c_p$  calor específico a presión constante del aire o agua [ $\text{kcal}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$ ]

En el caso del aire, se tiene:

$$m_{\text{aire}} = \frac{Q_c}{c_p \cdot \Delta t} \quad (306)$$

El aire seco contiene en suspensión vapor de agua por lo que su volumen específico varía con la temperatura y la cantidad de vapor de agua en suspensión. Esta variación es muy pequeña, por lo que se puede suponer, sin cometer error apreciable, que el aire es seco para el cálculo de caudales de aire. En estas condiciones el calor específico del aire seco tiene el valor  $c_p=0.24 \text{ kcal}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}$ , que relacionándolo con el  $\text{m}^3$  de aire da un valor:

$$c_p \cdot \rho = 0.24 \cdot 1.293 \text{ (kg}\cdot\text{m}^{-3}) = 0.31 \text{ kcal}\cdot\text{m}^{-3}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$$

de forma que el caudal de aire que tendrá que circular por el condensador será:

$$V_{\text{aire}} = \frac{Q_c}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} \quad (307)$$

En el caso de los condensadores de aire, se admite generalmente que la temperatura de condensación se superior en 7-8 °C a la temperatura de salida del aire, calentándose éste de 5 a 6 °C. Este aumento de temperatura conduce a que la de condensación sea superior alrededor de 15 °C a la temperatura ambiente, que es la de entrada del aire sobre el condensador.

### 13.4. Torres de enfriamiento o de recuperación

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene del condensador de un circuito de refrigeración mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre (Fig. 115). A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado "relleno". El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores. De esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico.

El relleno sirve para aumentar el tiempo y la superficie de intercambio entre el agua y el aire. Una vez establecido el contacto entre el agua y el aire, tiene lugar una cesión de calor del agua hacia el aire. Ésta se produce debido a dos mecanismos: la transmisión de calor por convección y la transferencia de vapor desde el agua al aire, con el consiguiente enfriamiento del agua debido a la evaporación.

En la transmisión de calor por convección, se produce un flujo de calor en dirección al aire que rodea el agua a causa de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos.

La tasa de enfriamiento por evaporación es de gran magnitud en las torres de enfriamiento; alrededor del 90% es debida al fenómeno difusivo. Al entrar en contacto el aire con el agua se forma una fina película de aire húmedo saturado sobre la lámina de agua que desciende por el relleno. Esto es debido a que la presión parcial de vapor de agua en la película de aire es superior a la del aire húmedo que circula por la torre, produciéndose una cesión de vapor de agua (evaporación).

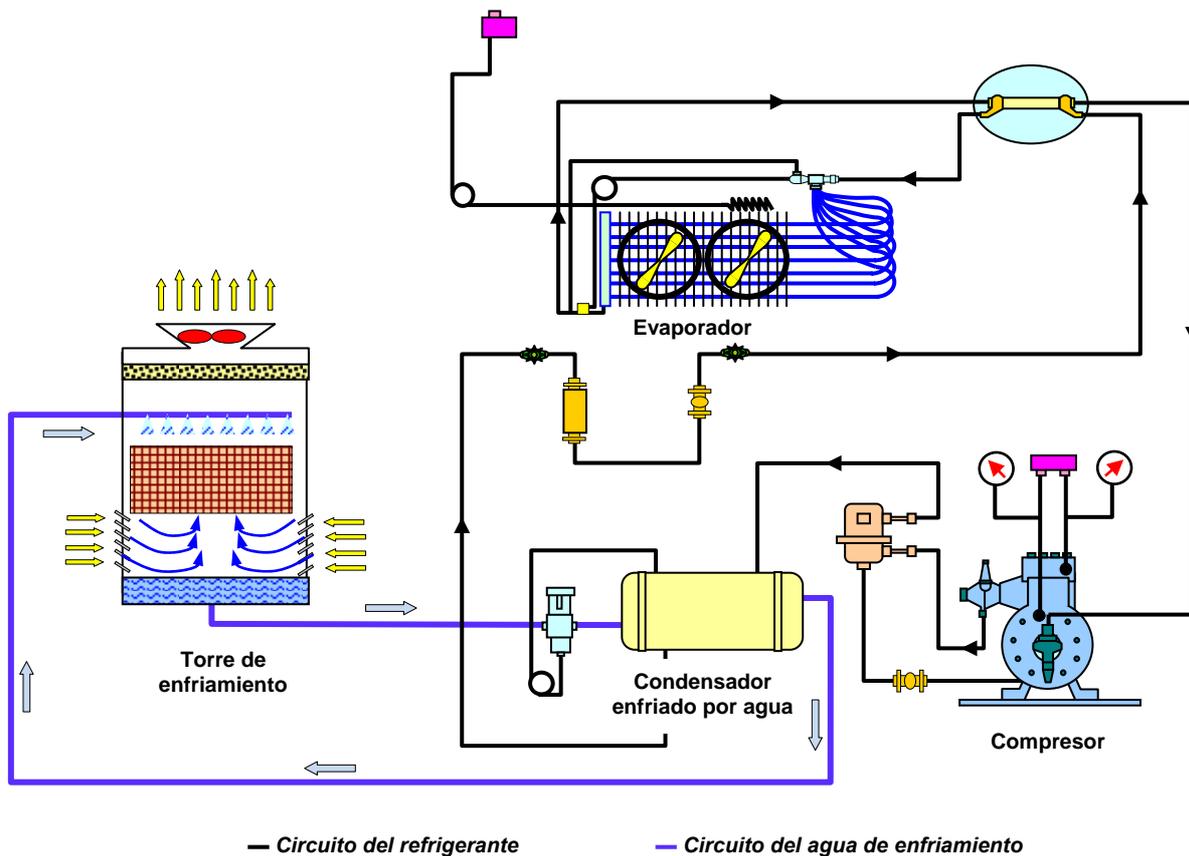


Figura 117. Sistema de refrigeración por compresión con condensador enfriado por agua y una torre de recuperación.

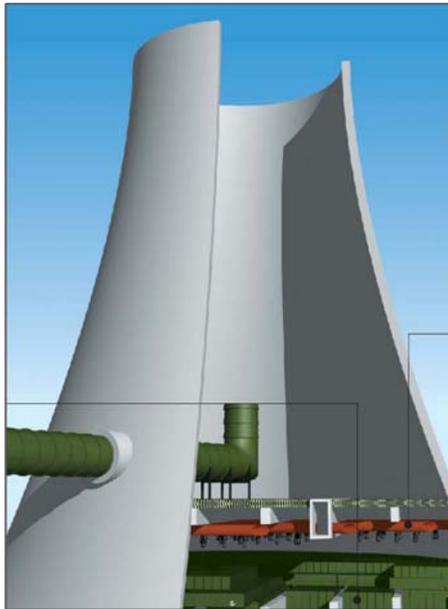
La masa de agua evaporada extrae el calor latente de vaporización del propio líquido. Este calor latente es cedido al aire, obteniéndose un enfriamiento del agua y un aumento de la temperatura del aire. La diferencia de temperaturas del agua a la salida y la temperatura húmeda del aire se llama «acercamiento» o “aproximación”, ya que representa el límite termodinámico de enfriamiento al que puede llegar el agua

La forma más simple y usual de clasificar las torres de enfriamiento es según la forma en que se mueve el aire a través de éstas. Según este criterio, existen torres de circulación natural y torres de tiro mecánico. En las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones climáticas y ambientales. Las torres de tiro mecánico utilizan ventiladores para mover el aire a través del relleno.

### 13.4.1. Torres de circulación natural

Se clasifican, a su vez, en torres atmosféricas y en torres de tiro natural.

Las torres atmosféricas utilizan las corrientes de aire de la atmósfera. El aire se mueve de forma horizontal y el agua cae verticalmente (flujo cruzado). Son torres de gran altura y pequeña sección transversal. Deben instalarse en lugares muy despejados, de forma que ningún obstáculo pueda impedir la libre circulación de aire a través de la torre. Tienen un costo inicial alto debido a su gran tamaño, pero el costo de mantenimiento es reducido, al no existir partes mecánicas móviles. Una torre de este tipo puede ser una solución muy económica para determinadas necesidades de refrigeración si se puede garantizar que funcionará habitualmente expuesta a vientos de velocidades iguales o superiores a los  $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Si la velocidad promedio del viento es baja, los costos fijos y de bombeo aumentan mucho con relación a una torre de tiro mecánico y no compensan el ahorro del costo de ventilación. Actualmente, las torres atmosféricas están en desuso.



**Figura 118. Esquema de una torre de refrigeración por convección natural (Fabricada por SPX Cooling Technologies GmbH).**

Una torre de tiro natural es aquella en la que el aire es inducido por una gran chimenea situada sobre el relleno. La diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente y el aire atmosférico es el principal motivo por el cual se crea el tiro de aire a través de la torre. La diferencia de velocidades entre el viento circulante a nivel del suelo y el viento que circula por la parte superior de la chimenea también ayuda a establecer el flujo de aire. Por ambos motivos, las torres de tiro natural han de ser altas y, además, deben tener una sección transversal grande para facilitar el movimiento del aire ascendente. Estas torres tienen bajos costos de mantenimiento y son muy indicadas para enfriar grandes caudales de agua. Al igual que las torres atmosféricas,

no tienen partes mecánicas. La velocidad media del aire a través de la torre suele estar comprendida entre 1 y 2  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Las torres de tiro natural no son adecuadas cuando la temperatura seca del aire es elevada, ya que ésta debe ser siempre inferior a la del agua caliente. No es posible conseguir un valor de acercamiento pequeño y es muy difícil controlar exactamente la temperatura del agua. En las torres de tiro natural no se pueden utilizar rellenos de gran compacidad, debido a que la resistencia al flujo de aire debe ser lo más pequeña posible. Estas torres son muy utilizadas en centrales térmicas; muy pocas veces son aplicables a plantas industriales debido a la fuerte inversión inicial necesaria.

### 13.4.2. Torres de tiro mecánico

Las torres de tiro mecánico proporcionan un control total sobre el caudal de aire suministrado. Se trata de torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación con las torres de tiro natural. En estas torres se puede controlar de forma precisa la temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de acercamiento muy pequeños (hasta de 1 o 2  $^{\circ}\text{C}$ , aunque en la práctica acostumbra a ser de 3 o 4  $^{\circ}\text{C}$ ). Si el ventilador se encuentra situado en la entrada de aire, el tiro es forzado. Cuando el ventilador se ubica en la zona de descarga del aire, se habla de tiro inducido.

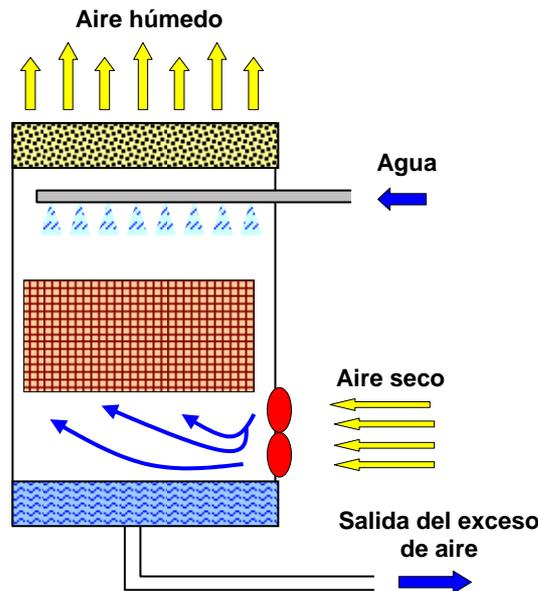


Figura 119. Esquema de una torre de tiro forzado (Hensley, 2009).

En las torres de tiro forzado el aire se descarga a baja velocidad por la parte superior de la torre (Fig. 119). Estas torres son, casi siempre, de flujo a contracorriente. Son más eficientes que las torres de tiro inducido, puesto que la presión dinámica suministrada por el ventilador convertida a estática realiza un trabajo útil. El aire que se mueve es aire frío de mayor densidad que en el caso de tiro inducido.

Esto también significa que el equipo mecánico tendrá una duración mayor que en el caso de tiro inducido, ya que el ventilador trabaja con aire frío y no saturado, menos corrosivo que el aire caliente y saturado de la salida. Como inconveniente debe mencionarse la posibilidad de que exista recirculación del aire de salida hacia la zona de baja presión, creada por el ventilador en la entrada de aire.

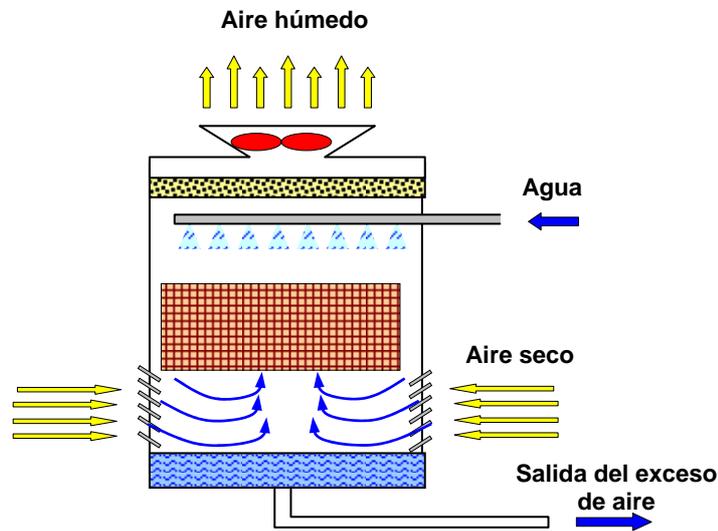


Figura 120. Torre de flujo a contracorriente y tiro inducido (Hensley, 2009).

Las torres de tiro inducido pueden ser de flujo a contracorriente (Fig. 120) o de flujo cruzado (Fig. 121). El flujo a contracorriente significa que el aire se mueve verticalmente a través del relleno, de manera que los flujos de agua y de aire tienen la misma dirección pero sentido opuesto (Fig. 120).

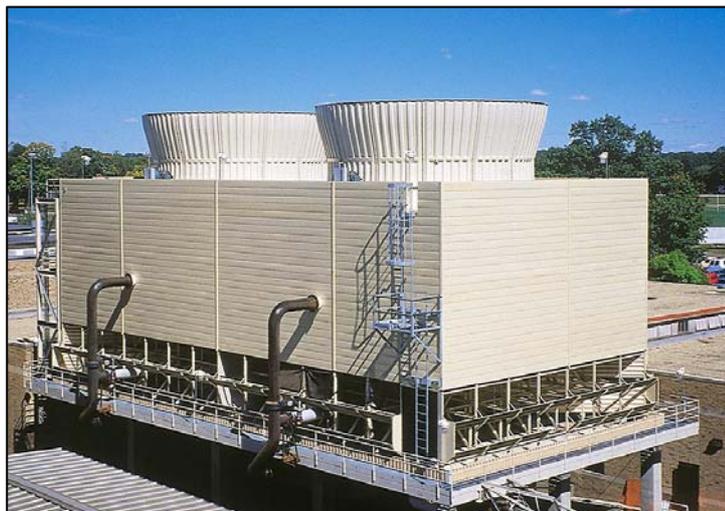


Figura 121. Torre de tiro inducido y flujo a contracorriente (Fabricada por SPX Cooling Technologies).

La ventaja que tienen este tipo de torres es que el agua más fría se pone en contacto con el aire más seco, lográndose un máximo rendimiento. En éstas, el aire puede entrar a través de una o más paredes de la torre, con lo cual se consigue reducir en gran medida la altura de la entrada de aire.

Además, la elevada velocidad con la que entra el aire hace que exista el riesgo de arrastre de suciedad y cuerpos extraños dentro de la torre. La resistencia del aire que asciende contra el agua que cae se traduce en una gran pérdida de presión estática y en un aumento de la potencia de ventilación en comparación con las torres de flujo cruzado.

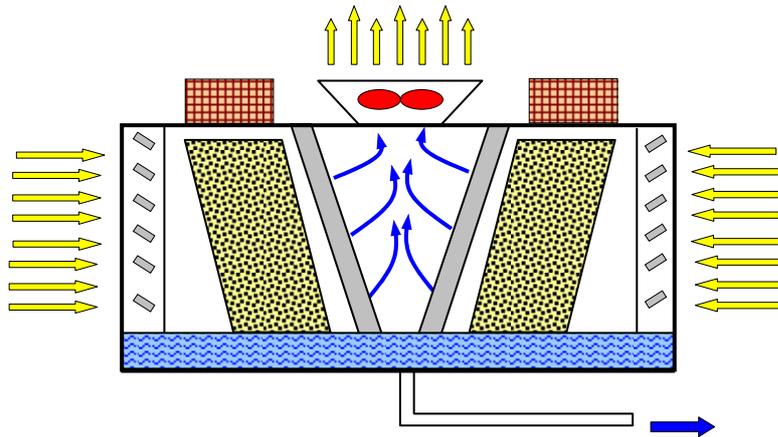


Figura 122. Torre de flujo cruzado con tiro inducido (Hensley, 2009).

En las torres de flujo cruzado, el aire circula en dirección perpendicular respecto al agua que desciende (Fig. 122). Estas torres tienen una altura menor que las torres de flujo a contracorriente, ya que la altura total de la torre es prácticamente igual a la del relleno.



Figura 123. Torre de refrigeración de flujo cruzado con tiro inducido (Marca SPX, Modelo MARLEY NX).

## Tema 14. Regulación y control del sistema frigorífico

### 14.1. Control de la capacidad de una instalación

Controles automáticos de funcionamiento.

- Flujo y nivel de líquidos y gases.
- Temperatura.
- Presión.
- Periodo de funcionamiento.
- Humedad relativa.
- Capacidad de la instalación.

Controles de seguridad y ahorro.

- Exceso en los niveles de líquido.
- Temperaturas extremas.
- Presiones extremas.
- Retrasos en la alimentación de líquidos.
- Fallos en la presión de aceite.
- Humedad en el refrigerante.
- Sobrecarga en el motor.
- Congelación del agua o salmuera.
- Impurezas en el refrigerante.

Para poder mantener los niveles de temperatura y humedad deseados en los momentos de carga punta, la instalación frigorífica se ha de diseñar para una capacidad ligeramente superior a la carga promedio máxima.

Cuando se requieran cargas inferiores a la máxima será necesario realizar una regulación de la capacidad de funcionamiento.

Para variaciones de carga pequeñas el sistema se regula mediante la temporización de los ciclos de arranque y paro.

Cuando en una instalación se producen grandes variaciones en la carga frigorífica, es necesario el diseño de medios de regulación o variación de la capacidad del equipo.

El control de la capacidad de una instalación frigorífica normalmente se realiza variando la capacidad de funcionamiento del evaporador y del compresor.

#### 14.1.1. Control de la capacidad del evaporador

La capacidad del evaporador se puede regular de forma muy efectiva cuando se compone de varios circuitos aislados que van entrando en funcionamiento conforme aumenta la carga necesaria.

La capacidad del evaporador también puede modificarse controlando el caudal de aire que se hace circular sobre él.

### **14.1.2. Control de la capacidad del compresor**

La variación de la capacidad de un compresor alternativo se puede realizar modificando la velocidad de giro del motor. En los compresores de varios cilindros la regulación se puede conseguir descargando algunos de los cilindros de forma que no realicen trabajo. La descarga se puede conseguir mediante una válvula de solenoide instalada en una tubería de derivación desde la descarga a la aspiración.

Cuando baja la presión en la aspiración a un determinado valor, la válvula abre accionada por un presostato, descargando uno o más cilindros del compresor. Al aumentar la presión en la aspiración la válvula se cierra y el compresor funciona a su máxima potencia.

Otro método de descarga de los cilindros del compresor consiste en abrir las válvulas de aspiración durante la carrera de compresión. Además de la regulación de la capacidad de funcionamiento de la instalación frigorífica la descarga del compresor se suele utilizar para disminuir la potencia eléctrica necesaria en el arranque de los motores de los compresores.

La forma más económica y eficaz de controlar la capacidad de la instalación es la utilización de compresores en paralelo de forma que en función de las necesidades del sistema se hace funcionar a un número determinado de compresores permaneciendo el resto parados.

## **14.2. Válvulas**

La función de los elementos de control del flujo de refrigerante son:

- Regulación del caudal de líquido refrigerante, para que sea compatible con la velocidad de vaporización del líquido.
- Control de la diferencia de presiones ente la presión alta (condensador) y la baja presión (evaporador).

Los principales tipos de válvulas de control de flujo de refrigerante son:

- Válvula de expansión manual.
- Válvula de expansión automática.
- Válvula de expansión termostática.
- Tubo capilar.
- Válvula de flotador de alta y baja presión.
- Válvula de solenoide.
- Válvula de expansión electrónica.

### 14.2.1. Válvulas de expansión manuales

La válvula de expansión manual es utilizada como válvula auxiliar de regulación de flujo del refrigerante, instalándose en una tubería de desviación (Fig. 124).

Las válvulas de expansión manual son válvulas de aguja, operadas manualmente. El caudal de paso por la válvula depende del grado de apertura de la válvula y del diferencial de presión a través del orificio de la válvula

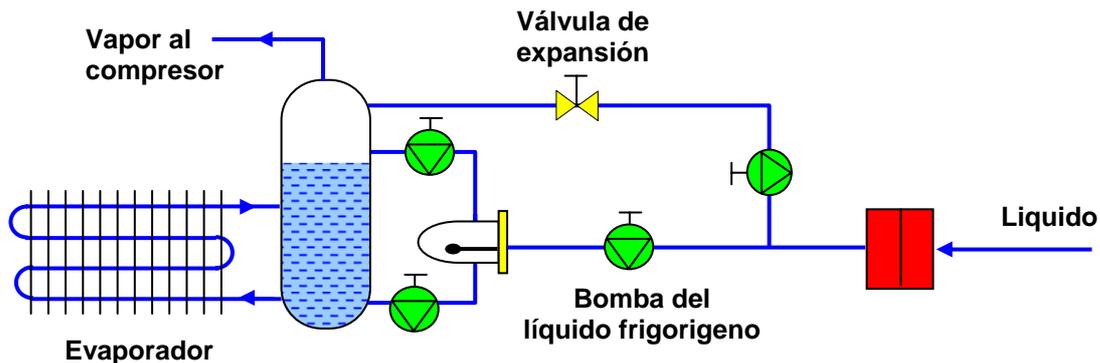


Figura 124. Esquema de colocación de las válvulas de expansión manuales.

Las válvulas de expansión manuales son válvulas de aguja que funcionan de forma similar a una llave de paso. En función de la regulación que se realice se aumenta o disminuye el tamaño del orificio a través del cual debe pasar el líquido refrigerante.



Figura 125. Válvula de expansión manual (Marca PARKER).

El flujo de líquido solo dependerá de la diferencia de presiones a un lado y otro del orificio, sin verse influido por la mayor o menor carga del evaporador. Sólo se utilizan en grandes instalaciones bajo la supervisión de un mecánico. Este tipo de válvulas se pueden utilizar para controlar el flujo a través de las tuberías de purgado de aceite.

### 14.2.2. Válvulas de expansión automáticas

Se trata en este caso de válvulas de asiento de accionamiento automático. Estas válvulas se componen de un tornillo de ajuste, resorte, fuelle o diafragma, vástago y asiento. La presión constante que pueden mantener estas válvulas en el evaporador se consigue con la interacción entre la presión en el evaporador y la presión en el resorte.

Cuando la presión en el evaporador disminuye por debajo de cierto valor establecido previamente (regulando el tornillo de ajuste) la válvula se abre dejando pasar líquido frigorígeno hasta que la presión en el evaporador vuelva a subir, cerrándose entonces la válvula.

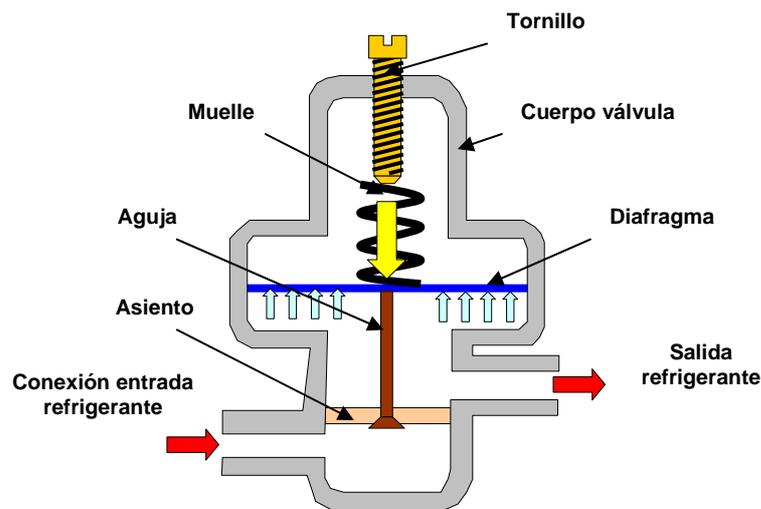


Figura 126. Esquema de una válvula de expansión automática

Con esta válvula, solo se permite que una pequeña parte del evaporador este lleno de líquido durante los periodos de elevada carga térmica. La característica de presión constante de la válvula de expansión automática limita la capacidad y eficiencia del sistema de refrigeración para la condición de capacidad alta.

Además, en condiciones de carga mínima el evaporador está prácticamente inundado aumentando la temperatura en los vapores del tramo de aspiración, teniendo pérdidas de capacidad y eficiencia del compresor.

Otra desventaja de la válvula de expansión automática es que no se puede utilizar junto con un control del compresor de baja presión, ya que en el evaporador se mantiene la presión constante. Por todo lo anterior, la válvula de expansión automática es adecuada solo en sistemas de carga pequeña. Pero, aun en estos sistemas es poco utilizada. Son válvulas de asiento accionadas de forma automática por la presión que existe la tubería de salida hacia el evaporador.

Este tipo de válvula permite mantener una presión del evaporador constante. Si el evaporador está a menos presión que la de regulación, el empuje del muelle sobre el diafragma abre la válvula.

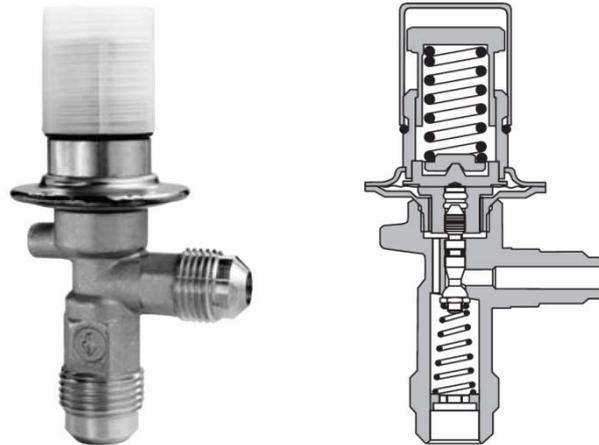


Figura 127. Válvula de expansión automática (Marca PARKER, Serie A de presión constante).

La válvula actúa de forma automática regulando el flujo de líquido refrigerante en el evaporador para que su presión se mantenga constante independientemente de la carga del evaporador.

La válvula permanece cerrada cuando el compresor está parado y se abre cuando el compresor arranca y aumenta la presión en el evaporador. Presenta el inconveniente de tener una baja eficiencia de regulación en comparación con otros sistemas de control del flujo de líquido refrigerante.

Si la temperatura de la cámara frigorífica es alta, la presión en el evaporador también será elevada por lo que la válvula está cerrada y dejará pasar poco refrigerante, por lo que tardará mucho tiempo en reducirse la temperatura.

Al contrario si la cámara está muy fría, porque se ha estropeado el termostato, la presión en el evaporador es pequeña y por lo tanto la presión del muelle abre la válvula y entra aún más líquido llegando retorno al compresor. Se utilizan en instalaciones pequeñas donde la carga de refrigeración permanece más o menos constante.

### 14.2.3. Válvulas de expansión termostáticas

Las válvulas de expansión termostáticas son las más utilizadas en las instalaciones frigoríficas debido a su fácil instalación y su gran eficiencia en la regulación del sistema en función de la variación de la carga.

El funcionamiento de las válvulas de expansión termostáticas está regulado principalmente por dos elementos:

Debido a sus grandes ventajas y a su fácil instalación, esta válvula es la más utilizada en sistemas frigoríficos. Esta válvula asegura que el vapor que se va formando en el evaporador se sobrecalienta hasta cierto nivel controlado. Esto permite mantener el evaporador completamente lleno de refrigerante líquido bajo las condiciones de carga del sistema, sin peligro de paso de líquido a la tubería de aspiración.

La válvula de expansión termostática es adecuada para la regulación de caudal de refrigerante en sistemas sujetos a amplias variaciones de carga. En la figura siguiente se muestra el esquema de una válvula de expansión termostática. Se trata de una válvula de asiento accionada por la dilatación o contracción de un fluido sensible a los cambios de temperatura registrados en un bulbo remoto.

La tensión del muelle que equilibra el esfuerzo de dilatación del fluido puede ser regulada por un tornillo de ajuste. Salvo algunas excepciones, el fluido del bulbo remoto es el refrigerante usado en el sistema. La presión del fluido en el interior del bulbo remoto actúa en uno de los lados de los fuelles o diafragma a través del bulbo capilar y tiende a mover el obturador abriéndolo. Pero, es la presión del interior del sistema del evaporador la que tiende a cerrar la válvula.

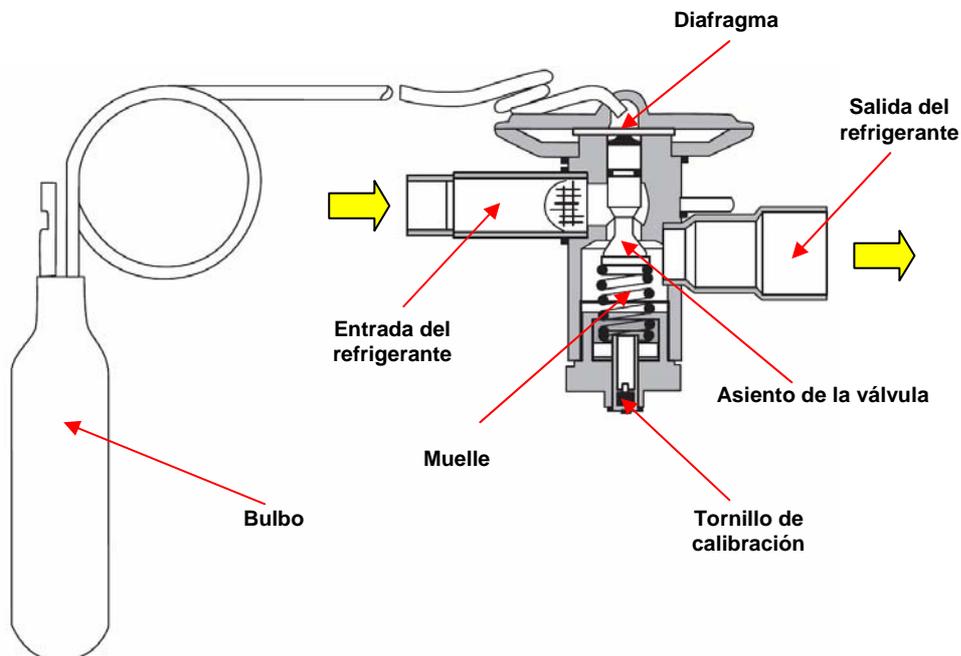


Figura 128. Esquema de una válvula de expansión termostática (Marca PARKER, Serie H).

Para este tipo de válvula la cantidad de sobrecalentamiento necesario para lograr el equilibrio depende de la tensión que se tenga en el resorte. Al aumentar la tensión en el muelle, se aumenta el sobrecalentamiento necesario para compensar esa tensión y llevar a la válvula a la condición de equilibrio.

Normalmente, las válvulas de expansión termostática se ajustan por el fabricante para un sobrecalentamiento del orden de 7-10 °C. Este sobrecalentamiento se mantendrá constante independientemente de las condiciones de carga térmica del evaporador. Esta válvula termostática no puede mantener una cierta temperatura y presión en el evaporador, únicamente un sobrecalentamiento constante.

Como el refrigerante sufre una pérdida de carga a través del evaporador, la temperatura de saturación del refrigerante es siempre menor a la salida del evaporador que a la entrada. Cuando este incremento de presión es grande, las diferencias de temperaturas entre la salida y la entrada también son considerables.

Esto da lugar a problemas de funcionamiento de la válvula termostática. Esta necesita de un mayor sobrecalentamiento en el tramo de aspiración para conseguir que la válvula llegue al equilibrio. Este fenómeno provoca el que se necesite gran parte del evaporador (de la superficie de intercambio) para satisfacer las necesidades de sobrecalentamiento. De esta forma, el hecho de que la caída de presión sea pronunciada, tiene como consecuencia una reducción de la superficie útil del evaporador.

La disposición de un compensador de presión no reduce la caída de presión en el evaporador, pero permite usar toda la superficie efectiva del evaporador. En este caso la presión que actúa sobre el diafragma de la válvula es la presión de salida del evaporador, en lugar de la presión de entrada del mismo. El bulbo se conecta a la salida del evaporador situado a unos 20 cms de la conexión del bulbo remoto.

La selección de las válvulas termostáticas se hacen con tablas facilitadas por el fabricante de las mismas.



Figura 129. Esquema de una válvula de expansión termostática (Marca PARKER, serie TEV).

- **Bulbo**

Es un elemento cargado con el mismo refrigerante que hay que controlar. La presión que ejerce este refrigerante depende de la temperatura al final del evaporador y actúa sobre el orificio calibrado de la válvula. La presión del bulbo es presión de apertura (a más temperatura mayor apertura).

- **Tornillo de recalentamiento**

El tornillo de la válvula se ajusta en fábrica a una determinada temperatura (respecto la presión de baja).

La presión que ejerce el muelle regulado mediante este tornillo contrarresta la presión del bulbo:

$$P_{\text{cierre}} = P_{\text{muelle}} + P_{\text{evaporador}} \quad (308)$$

$$P_{\text{apertura}} = P_{\text{bulbo}} \quad (309)$$

Este tipo de válvulas regulan el grado de recalentamiento del vapor que se va formando en el evaporador. Los valores de recalentamiento para los que los fabricantes ajustan las válvulas oscilan entre 7 y 10°C.

### **14.2.3.1. Válvulas de expansión termostática con compensación interna**

Cuando el refrigerante entra en el evaporador absorbe calor del medio a enfriar y se va evaporando calentando así el bulbo de control. Mientras no llega suficientemente líquido al bulbo la válvula de expansión permanece abierta.

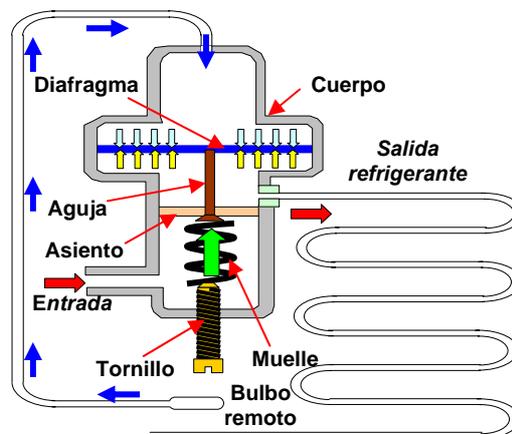


Figura 130. Esquema de válvula de expansión termostática equilibrada internamente.

Cuando se enfría suficientemente el bulbo y el recalentamiento desciende al nivel mínimo de ajuste del tornillo, empieza a cerrar la válvula.

Una vez cerrada la válvula aumenta el recalentamiento y por lo tanto la presión del bulbo vuelve a abrir la válvula.

Este tipo de válvulas no son recomendables para evaporadores en los que existan grandes pérdidas de presión.

### **14.2.3.2. Válvulas de expansión termostáticas de compensación externa**

Las válvulas de expansión de compensación externa se emplean cuando existen grandes pérdidas de carga en el evaporador.

Estas a diferencia de las anteriores toman la presión de baja al final del evaporador justo detrás del bulbo, de esta manera aunque existan pérdidas de carga la presión de baja es más exacta.

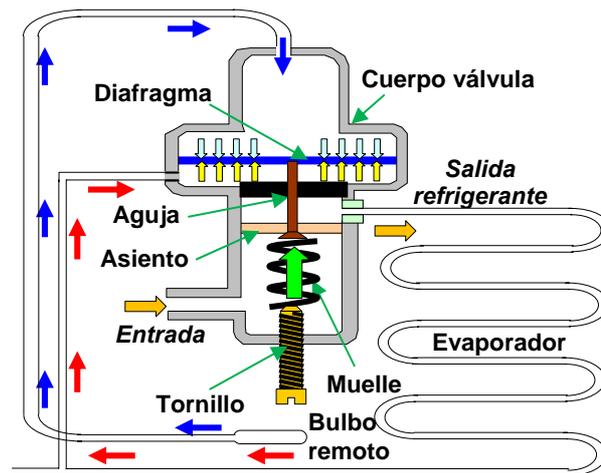


Figura 131. Esquema de válvula de expansión termostática equilibrada externamente.

### **14.2.3.3. Normas de colocación del bulbo**

El bulbo debe estar firmemente anclado al tubo mediante una presilla metálica. Se ha de colocar en una superficie limpia y lisa, y no se debe situar sobre un codo, curva o soldadura. El bulbo tiene una hendidura que es la que se aloja sobre el tubo.

No se puede colocar el bulbo en la parte baja del tubo ya que por esa parte es por donde circula el aceite que hace de capa aislante. El bulbo se debe colocar siempre en tramos horizontales.

En los casos que sólo se pueda colocar en un tramo vertical se colocará con el bulbo hacia arriba. Se debe aislar siempre el bulbo para que no le afecte en su funcionamiento las corrientes de aire y se debe colocar siempre dentro del medio a enfriar. El tubo de compensación exterior debe estar entre 10 o 15 cm después del bulbo.

### **14.2.3.4. Válvulas limitadoras de presión**

Si se añade mucha carga térmica en una cámara, dentro del evaporador se evapora más gas, la válvula no cierra y el compresor trabaja más. Las válvulas de expansión termostáticas tienden a abrir en exceso y sobrealimentar el evaporador cuando arrancan los compresores. La excesiva alimentación del evaporador permite que llegue líquido a la aspiración con el consecuente riesgo para el compresor. Esto se produce por la rápida caída de la presión en el evaporador debido al inicio de la aspiración y el mayor periodo de tiempo necesario hasta el enfriamiento del bulbo por bajada de temperatura.

Para evitar que el consumo del compresor sea elevado y la presencia de líquido en la aspiración, se coloca una válvula de expansión MOP o de presión de operación máxima. Las válvulas de expansión MOP limitadoras de presión producen un estrangulamiento en la entrada del líquido al evaporador cuando la presión en éste alcanza un valor máximo.

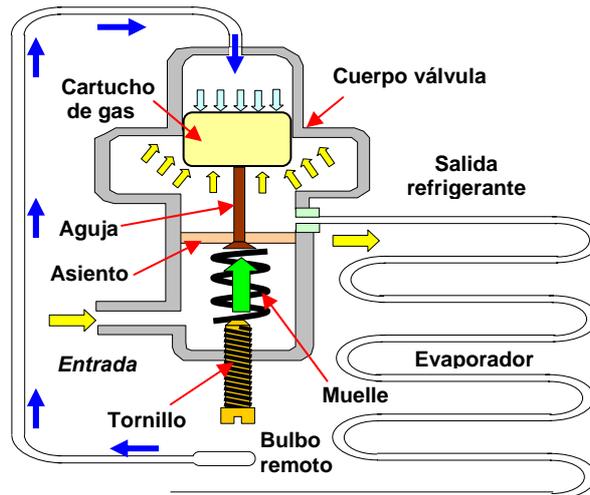


Figura 132. Esquema de una válvula limitadora de presión.

La presión máxima de operación se puede limitar por medios mecánicos colocando un cartucho colapsable entre el diafragma y el vástago de la válvula. La presión máxima de operación depende de la presión del gas del cartucho y se puede variar cambiando el tipo de cartucho de la válvula.

Este tipo de válvulas regulan la presión del evaporador a la vez que evitan la posibilidad de daños en el compresor por inundación con líquido en el arranque. La válvula permanece cerrada hasta pasado un tiempo suficiente después del arranque que permita que la presión en el evaporador se reduzca por debajo de la MOP, y se enfríe el bulbo restringiéndose así el grado de apertura.

#### **14.2.3.5. Válvulas de expansión con carga de gas**

La válvula de expansión termostática con carga de gas actúa de forma similar a las válvulas limitadoras de presión. El bulbo remoto está cargado con una cantidad limitada de fluido refrigerante de forma que cuando el recalentamiento excede el valor para el que se ha calibrado, todo el fluido se encuentra en estado de vapor.

Los aumentos posteriores de temperatura no se traducen en aumentos importantes de presión en el bulbo limitando así el empuje de apertura. Un aumento superior de la presión en el evaporador origina el cierre de la válvula aunque la temperatura en el bulbo sea elevada.

#### **14.2.3.6. Importancia de las válvulas limitadoras de presión**

Las válvulas limitadoras de presión tienen una gran importancia en los sistemas de refrigeración sujetos a cargas ocasionalmente muy altas, mayores que la carga media de funcionamiento de la instalación.

Cuando se produce una carga excesiva en el sistema, la temperatura y presión en el evaporador se elevan ocasionando una elevada demanda de potencia al compresor que suele originar sobrecargas del motor.

Si el producto que produce el aumento de carga necesita un proceso de enfriamiento rápido para su correcta conservación será necesario disponer de una mayor capacidad de compresión. En los casos en los que los productos a tratar permitan enfriamientos más lentos se pueden utilizar compresores menores con válvulas limitadoras de presión. Las válvulas de expansión limitadoras de presión suelen tener una PMO de 0.35 a 7 kg/cm<sup>2</sup> sobre la presión media de funcionamiento del evaporador.

#### **14.2.3.7. Válvulas de expansión con carga cruzada**

Las válvulas de expansión con carga cruzada disponen de un bulbo cargado con un fluido refrigerante diferente al de la instalación.

La curva de presión-temperatura del bulbo se cruza con la correspondiente a la del refrigerante de la instalación, lo que permite su funcionamiento para aplicaciones a baja temperatura.

#### ***14.2.4. Válvulas de salidas múltiples y distribuidores de refrigerante***

Cuando el evaporador está constituido por varios circuitos refrigerantes, el fluido es distribuido por medio de sistemas distribuidores situados después de la válvula de expansión o incluidos dentro de ellas.

Los principales tipos de distribuidores son:

- Distribuidores de tipo Venturi.
- Distribuidores de caída de presión.
- Distribuidores centrífugos.
- Distribuidores de tubo múltiple.

#### ***14.2.5. Tubos capilares***

Los tubos capilares son válvulas de expansión constituidas por una tubería de pequeño diámetro instalada entre el condensador y el evaporador.

Se utilizan habitualmente como elementos de expansión en pequeñas instalaciones por las razones siguientes:

- Facilidad de instalación.
- Bajo coste.
- Fiabilidad, no hay piezas en movimiento.
- Permiten la utilización de compresores de bajo par de arranque.

Cuando el refrigerante líquido entra dentro del tubo capilar se produce una estrangulación, (aumenta la velocidad y disminuye la presión) por lo que parte del líquido se evapora al cambiar de presión.

Para evitar que se evapore todo el líquido antes de entrar al evaporador, se suele soldar junto con la línea de aspiración para evitar que robe calor del exterior. El tubo está calibrado, ya que la potencia frigorífica está en función del diámetro y la longitud del tubo.

#### 14.2.6. Válvulas de flotador

Se usan en evaporadores inundados, para mantener un adecuado nivel de líquido en el evaporador. A medida que se evapora el líquido la bolla abre la válvula y entra líquido en el evaporador.

#### 14.2.7. Válvulas de solenoide

Las válvulas de solenoide (Fig. 133) están constituidas por una bobina de hilo de cobre aislado que crea un campo magnético que atrae a un núcleo de hierro unido al vástago que abre la válvula.

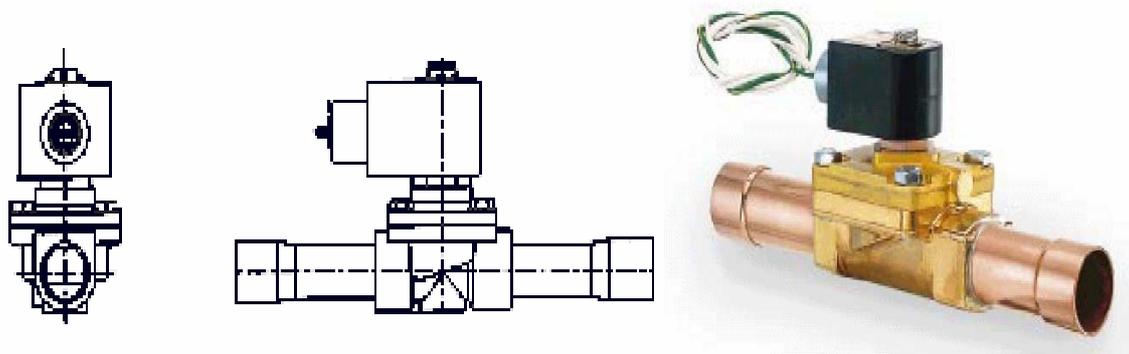


Figura 133. Válvula de solenoide (Marca PARKER, modelo 10E).

Una válvula de solenoide es accionada eléctricamente, y consiste esencialmente en un bobinado de hilo conductor (cobre) aislado y de un núcleo o armadura de hierro, que es desplazado hacia el campo magnético del bobinado cuando este está excitado eléctricamente.

Para efectuar la selección de una válvula solenoide, se realiza según el caudal que se desee dejar pasar a través de la válvula, no según el diámetro del tubo donde la válvula va a ser instalada. Debe conocerse también, para la selección de la válvula, la diferencia de presión máxima admisible a través de la misma y la caída de presión que tiene que producirse a través de ella.

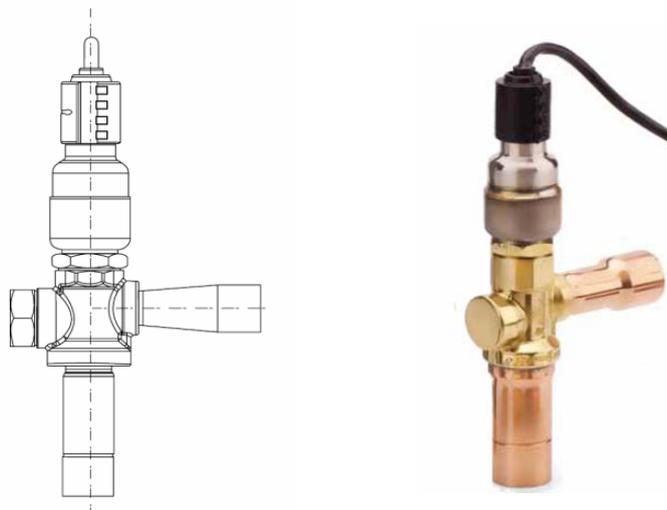
La bobina se energiza cuando recibe una corriente proveniente normalmente de un presostato eléctrico.

#### 14.2.8. Válvulas de expansión electrónicas

Las válvulas de expansión electrónicas (Fig. 134) están constituidas por una válvula de solenoide conectada a un microprocesador el cual lleva un programa y dos sondas de presión y temperatura, conectadas al principio y al final del evaporador. Permiten una regulación de trabajo muy precisa, hasta con 1°C de recalentamiento.

Este tipo de válvulas permiten además:

- Un correcto funcionamiento independientemente del refrigerante utilizado.
- Realizar un autoajuste a las condiciones de trabajo.
- Fácil control de la inyección de refrigerante en condiciones de funcionamiento variables.



**Figura 134. Válvulas de expansión electrónicas (Marca Sporlan, modelo SER).**

Las válvulas funcionan mediante la duración del periodo de cierre o apertura total, en ciclos de 6 segundos.

Presentan los siguientes inconvenientes:

- Se disminuye la vida útil de la válvula al aumentar el número de veces que cierran y abren.
- Producen sobrepresiones y golpes del líquido sobre las tuberías del sistema de refrigeración.

### 14.3. Presostatos

Los presostatos son interruptores eléctricos accionados por la presión del refrigerante en la tubería donde se instalan. Cuando la presión alcanza el nivel de control se interrumpe o se conecta el circuito eléctrico que regulan.

Los tipos de presostatos utilizados en la industria frigorífica son:

- Presostatos de baja presión. Interrumpen el circuito cuando la presión de aspiración disminuye de un determinado valor.
- Presostatos de alta presión. Interrumpen el circuito cuando la presión de impulsión o descarga supera el valor de control o seguridad.
- Presostatos combinados. Se utiliza como elemento de seguridad para el control simultáneo de las presiones de aspiración y descarga.
- Presostatos de aceite. Se utiliza para detener el funcionamiento del compresor cuando transcurre un periodo de tiempo con falta de aceite. Una vez activado se queda bloqueado y debe rearmarse de forma manual.

### 14.4. Reguladores de la presión de aspiración

En la tubería de aspiración se colocan reguladores de presión en el evaporador y en aspiración.

El regulador de presión en el evaporador evita la disminución de la presión en el evaporador, y por lo tanto de su temperatura, independientemente de la caída de presión que origina la aspiración del compresor en la tubería de baja.

El regulador de presión de evaporación va montado en la tubería de aspiración después del evaporador. La misión del regulador de presión en el evaporador es evitar que la presión caiga por debajo de un valor prefijado se utiliza para:

- Mantener una presión de evaporación constante, y por tanto una temperatura constante en la superficie del evaporador. El regulador efectúa un control modulante.
- Proteger contra una presión de evaporación demasiado baja, el regulador cierra el paso cuando la presión en el evaporador disminuye por debajo del valor de reglaje.

Se emplea sobre todo en instalaciones de evaporadores múltiples, si trabajan a la misma temperatura se coloca solo un regulador de presión en la tubería principal de aspiración; si trabajan a distinta temperatura, se utilizara una regulador distinto en el tramo de aspiración de cada evaporador menos en el de más baja temperatura.

No permite mantener una presión constante en el evaporador pero asegura una presión mínima de funcionamiento. Cuando la presión del evaporador disminuye en exceso el regulador se cierra total o parcialmente dificultando el paso de vapor desde el evaporador al compresor.

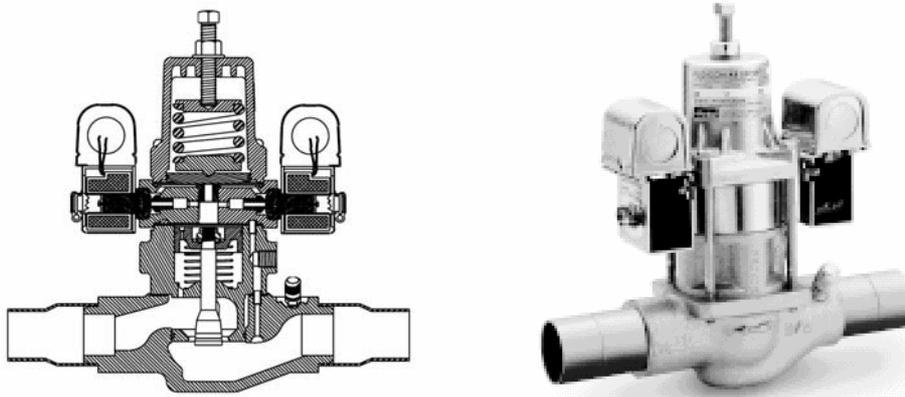


Figura 135. Válvula reguladora de presión (Marca PARKER, modelo Sport II-B).

Los reguladores de presión de aspiración limita la presión de entrada en el compresor a un nivel máximo para evitar que el compresor trabaje a presiones altas de aspiración cuando aumenta la carga en el evaporador.

## 14.5. Elementos auxiliares

Además de las válvulas de expansión existen otros elementos necesarios para el funcionamiento de las instalaciones frigoríficas.

### 14.5.1. Bombas de circulación

Las bombas de circulación (Fig. 136) sirven para impulsar el fluido refrigerante cuando existen grandes distancias entre la sala de máquinas donde están los compresores y las cámaras donde se sitúan los evaporadores.

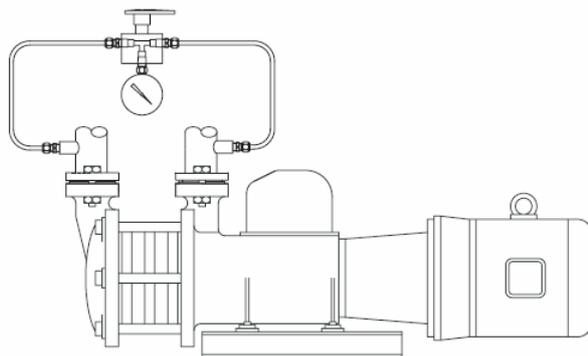


Figura 136. Bomba de circulación de refrigerante (Marca PARKER, serie GP).

La utilización de bombas de circulación mejora el intercambio de calor al disminuir la capa de aceite sobre los tubos y facilita su purga en el separador de líquido.

### 14.5.2. Acumuladores de líquido

Es un recipiente de almacenamiento del líquido refrigerante instalado debajo del condensador para evitar la acumulación de líquido alrededor de los tubos de condensación y la disminución de su rendimiento. También se pueden utilizar acumuladores en la zona de succión (Fig. 137).



Figura 137. Acumulador en la zona de succión (Marca Sporlan, tipo de tubo en U).

### 14.5.3. Subenfriador

Es un cambiador de calor de doble tubo que funciona a contracorriente, generando un paso de calor desde el refrigerante en estado líquido a una corriente de agua a baja temperatura.

Se suele colocar dentro del condensador, en el recipiente de líquido o entre el condensador y la válvula de laminación. Permite descender la temperatura del líquido por debajo de la de condensación antes de producirse la laminación.

### 14.5.4. Enfriador intermedio

Es un pequeño depósito cerrado con una entrada y una salida del fluido refrigerante que permite su enfriamiento mediante un circuito de serpentín.

### 14.5.5. Separador de líquido

Es un separador de partículas líquidas del gas que se coloca entre el evaporador y el compresor para asegurar que este trabaja en régimen seco.

### 14.5.6. Separador de aceite

Los separadores permiten recuperar el aceite que pasa desde los compresores a la tubería de descarga, antes de que llegue al condensador y se acumule en el evaporador.

Se deben utilizar en los siguientes casos:

- En instalaciones con refrigerantes no miscibles con el aceite.
- Cuando el retorno de aceite se ve dificultado por el diseño de la instalación.
- Al emplear evaporadores sin retorno de aceite.
- En instalaciones a baja temperatura.
- Con compresores funcionando a elevada velocidad.

En los separadores de aceite de choque, las partículas de aceite se precipitan al disminuir la velocidad del vapor a su paso por una malla.

En los separadores enfriadores el aceite se precipita al entrar en contacto con los tubos por los que circula agua fría.

El aceite precipitado por uno u otro método es enviado a los compresores por medio de un purgador de boya cerrada que permite mantener un determinado nivel.

#### 14.5.7. Filtro de succión

La utilización de los filtros en la tubería de succión o aspiración es recomendable para proteger al compresor de la suciedad. Deben producir pequeña pérdida de carga a pleno flujo y presentar máxima resistencia a la corrosión.

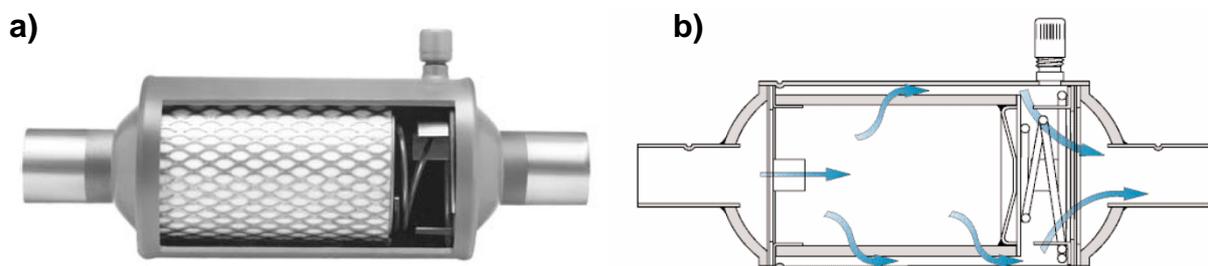


Figura 138. Filtro de succión (a) y movimiento del refrigerante en su interior (Marca SPORLAN, serie SF).



## Tema 15. Aislamiento térmico

### 15.1. Propiedades de los aislantes térmicos

La conducción de calor entre dos puntos puede modificarse mediante la colocación de materiales aislantes caracterizados por tener una conductividad térmica muy baja. Se consideran como aislantes aquellos materiales cuya conductividad es inferior a  $0.05-0.06 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ .

El aire y en general los gases en reposo presentan valores muy bajos de conductividad térmica, por lo que la mayoría de los materiales utilizados como aislantes están constituidos por celdillas en las que se encuentra ocluido algún gas.

Las principales características de los materiales aislantes son:

- Densidad baja. Permite su utilización sin sobrecargar las estructuras.
- Alta resistencia mecánica. Deben soportar tanto los agentes atmosféricos como los esfuerzos de compresión y tracción.
- Plasticidad. Deben adaptarse fácilmente a las posibles deformaciones de la estructura.
- Alta resistencia a la acción biológica. Los materiales aislantes tendrán que impedir el ataque de insectos, roedores y parásitos en general.
- Bajo poder higroscópico o hidrófugos. La acumulación de agua en los materiales aislantes aumenta su peso y su conductividad.
- Indeformabilidad térmica. Los materiales deben preservar su forma pese a las variaciones térmicas y la aparición ocasional de condensación.
- Inodoros e inoocuos. No pueden desprender gases ni productos tóxicos en las condiciones de operación.
- Alta resistencia al fuego o incombustibilidad. Deben mantener las condiciones de estabilidad mecánica, aislamiento térmico, estanqueidad a las llamas y ausencia de emisión de gases el mayor tiempo posible.
- Neutros químicamente. Permanecer inalterables ante el contacto con otros materiales de construcción o fluidos utilizados en la conservación.
- Facilidad de instalación. Deben permitir su colocación de forma sencilla adaptándose a diferentes formas y superficies.

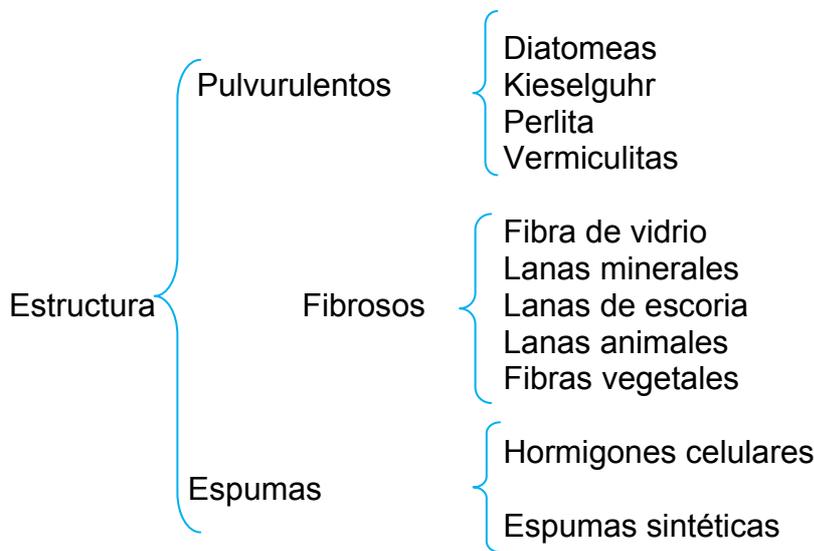
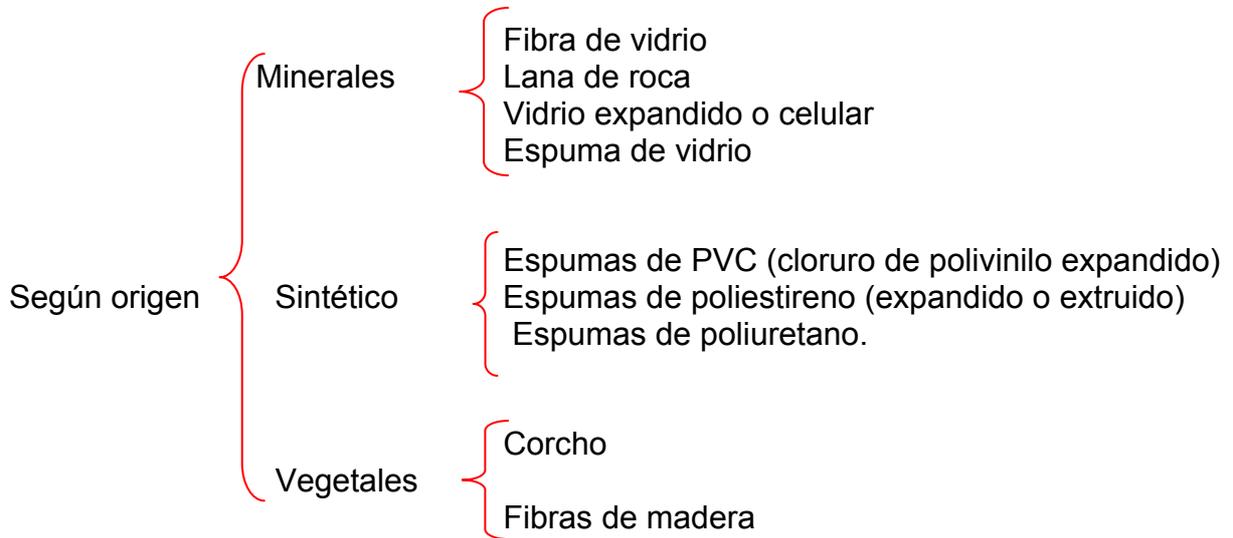
### 15.2. Materiales aislantes

Los principales objetivos de la instalación de aislantes son:

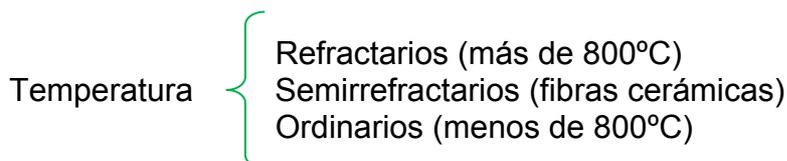
- Mantener un determinado nivel de pérdidas de calor a través de la superficie donde se colocan y evitar la condensación.
- Proporcionar un ahorro energético mediante el empleo de un espesor lo más económico posible.
- Otros objetivos secundarios pueden ser:
  - Mejorar la resistencia de la estructura donde se instalan.
  - Constituir un acabado superficial adecuado.
  - Disminuir la difusión de vapor de agua a través de los cerramientos.

- Prevenir o retardar la formación de fuego o llamas.
- Constituir una barrera acústica.

Los aislantes se pueden clasificar en función de su origen o de su estructura de la siguiente forma:



También se pueden clasificar en función de las temperaturas que resisten:



### 15.3. Fabricación de aislantes

Los procesos de fabricación de los aislantes actuales pretenden confinar un gran volumen de aire o gases en pequeñas células mediante un material de baja densidad de forma que se consiguen bajos coeficientes de transmisión de calor.

#### 15.3.1. Poliestireno expandido

El poliestireno expandido es un material plástico derivado del petróleo de estructura celular muy cerrada, rígido y de color blanco. Suele estar compuesto por un 95-98% de aire en reposo lo que le confiere un gran poder aislante.

Las espumas rígidas de poliestireno expandido son uno de los materiales aislantes más utilizados en el revestimiento de cámaras frigoríficas debido a su bajo precio y su alta calidad (bajo coeficiente de transmisión de calor).

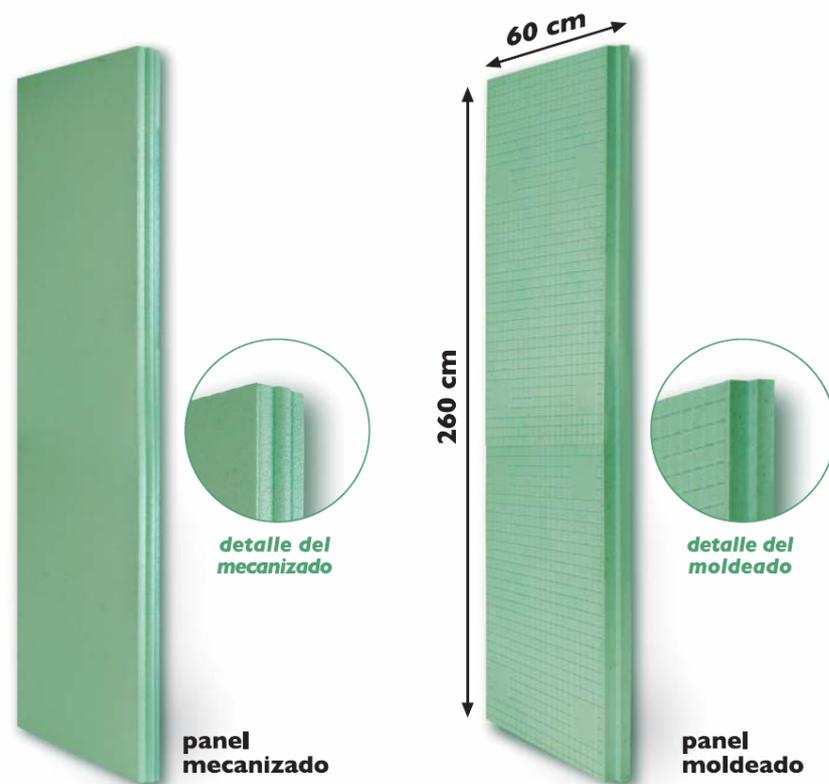


Figura 139. Paneles aislantes de poliestireno expandido (Marca AISLENVAS, tipo Greenpol).

El poliestireno expandido presenta una baja resistencia mecánica ( $0.4-1 \text{ kg/cm}^2$ ) por lo que no se usa en el aislamiento de suelos. El poliestireno se puede fabricar en bloques mediante moldeo por vía húmeda o en placas de longitud variable mediante producción continua por vía seca.

Las perlas de estireno son polimerizadas en autoclaves añadiéndoles agua y pentano, obteniendo así perlas de poliestireno expandibles.

En una primera etapa se reexpanden mediante el empleo de vapor y tras su estabilización, se colocan en los moldes para la expansión final por acción nuevamente del vapor.

Se obtienen así las placas de poliestireno (Fig. 139) que presentan una buena estabilidad entre  $-200^{\circ}\text{C}$  y  $+85^{\circ}\text{C}$ , aunque la temperatura de servicio recomendada suele ser de  $-150^{\circ}\text{C}$  a  $+50^{\circ}\text{C}$ . Según el proceso de expansión realizado se obtienen materiales con densidades entre 10 y  $25\text{ kg/m}^3$  y coeficientes de conductividad térmica de 0.033 a  $0.057\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$  (BOE, 1979).

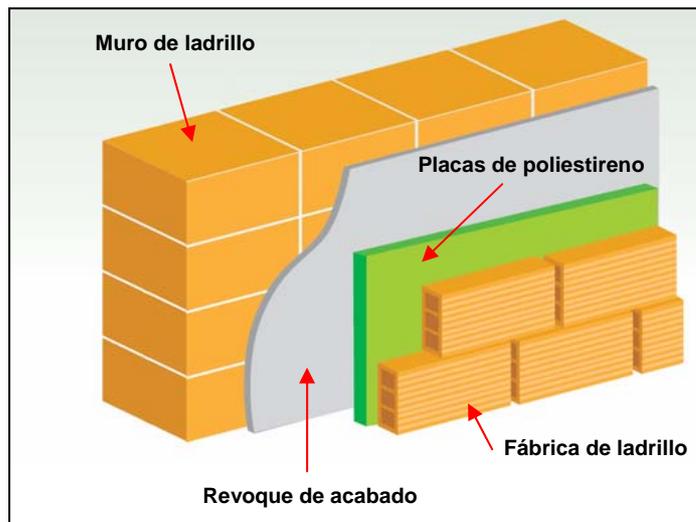


Figura 140. Instalación de láminas de poliestireno expandido en el interior de cerramientos (Marca AISLENVAS, tipo Greenpol).

Su presentación se puede realizar en módulos preformados de media caña para el aislamiento de tuberías de 1 a 90 cm de diámetro y en espesores de 25 a 150 mm. Las placas para aislamiento de paredes y techos se fabrican en espesores desde 10 a 150 mm, siendo las dimensiones más comunes de  $0.5 \times 1.0\text{ m}$  y  $0.6 \times 2.56\text{ m}$ .

### 15.3.2. Espuma de poliuretano

El poliuretano se fabrica a partir de la mezcla de dos componentes básicos, poliol e isocianato (proceden básicamente del petróleo y el azúcar), que son líquidos a temperatura ambiente y que produce una reacción química exotérmica. Esta reacción química se caracteriza por la formación de enlaces entre el poliol y el isocianato, consiguiendo una estructura sólida, uniforme y muy resistente.

Además, el calor que desprende la reacción puede utilizarse para evaporar un agente hinchante o de soplado que queda encerrado dentro de millares de celdillas, obteniendo un volumen 30 a 35 veces superior.

Los paneles prefabricados se realizan mediante inyección, colocando el material líquido para que rellene un molde (Fig. 141).

El aislamiento mediante poliuretano también se puede realizar «in situ» por proyección, dejando que expanda libremente sobre la superficie que se pretende aislar.

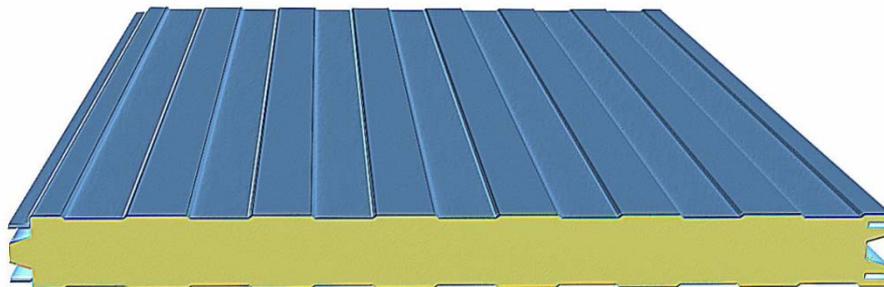


Figura 141. Panel aislante con núcleo de poliuretano (Marca PANELAIS, modelo AIS FRIGO).

La espuma de poliuretano presenta una densidad de 32 a 80 kg/m<sup>3</sup> y valores de resistencia a la compresión de 2-3 kg/cm<sup>2</sup>. El coeficiente de conductividad térmica es de 0.023-0.040 W/m·°C (BOE, 1979). La temperatura de servicio es de -185°C a +64°C.

Las espumas autoextinguibles han sido tratadas contra el fuego para no propagar las llamas y se carbonizan a partir de los 200°C. Las espumas no tratadas son inflamables.

Las placas se fabrican en espesores de 50 a 200 mm, cubiertas con chapas de acero galvanizadas y lacadas con dimensiones estándares de 0.5x1.0 m y 0.6x1.2 m. También existen placas de 1 m de anchura con longitud variable hasta 16 m.

### 15.3.3. Corcho aglomerado

El corcho aglomerado expandido se obtiene por aglomeración mediante su propia resina de gránulos de corcho natural y prensado en autoclave en el que se inyecta vapor de agua sobrecalentado a más de 300°C.



Figura 142. Plancha de corcho utilizada como aislante.

Por efecto de la temperatura se produce la exudación de la resina y la expansión de los gránulos de corcho, aumentando el volumen.

Es un buen aislante térmico, con un coeficiente de conductividad térmica inferior a  $0.039 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ . Es un material que se humedece poco, imputrescible, muy ligero (densidad de  $150 \text{ kg/m}^3$ ), poco combustible, poco atacable por parásitos y prácticamente inodoro. Se suele presentar en paneles de  $1 \times 0.5 \text{ m}$ .

#### **15.3.4. Fibra de vidrio**

La fibra de vidrio se elabora por fusión a alta temperatura ( $1400\text{-}1700\text{°C}$ ) de una mezcla en la que intervienen tres componentes fundamentales:

- Elemento vitrificante, arena silíceo.
- Elemento fundente, carbonato sódico ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ) o sulfato sódico potásico ( $\text{KNaSO}_4$ ).
- Estabilizantes, carbonato cálcico ( $\text{CaCO}_3$ ) o carbonato magnésico ( $\text{MgCO}_3$ ).

Tras la fusión de la mezcla de minerales en el horno se procede a su fibrado mediante centrifugado o extrusión.

Los filamentos de vidrio son impregnados con resinas termoendurecibles (metilsilicona) que actúan de aglutinante y le confieren flexibilidad.

La fibra de vidrio se comporta como un buen aislante térmico (conductividad:  $0.03\text{-}0.04 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ ) gracias al aire que queda atrapado entre los distintos filamentos que la componen. Mantiene sus condiciones de aislamiento entre  $-30$  y  $125\text{°C}$ .

En aislamiento frigorífico se emplean tanto en paneles semirrígidos ( $22 \text{ kg/m}^3$ ) y paneles rígidos ( $37 \text{ kg/m}^3$ ). Los paneles se presentan en dimensiones de  $0.6 \times 1.2 \text{ m}$ , con espesores variables entre  $40$  y  $120 \text{ mm}$ .

Es un producto inatacable por los agentes atmosféricos y el vapor de agua, imputrescible, inodoro e incombustible.

#### **15.3.5. Lana de vidrio**

La lana mineral de vidrio se produce mediante un proceso de fibración mezclando arena, vidrio reciclado y aditivos que se funden en un horno para formar vidrio. Mediante un proceso de fibración a alta velocidad se separa el vidrio fundido en millones de filamentos, que se impregnan con un producto aglutinante.

Su conductividad es de  $0.038\text{-}0.041 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$  y su densidad aparente de  $10$  a  $91 \text{ kg/m}^3$  (NBE-CT-79). Tiene una gran resistencia mecánica a flexión y compresión, por lo que se utiliza para aislamiento de suelos, paredes autoportantes y cubiertas.

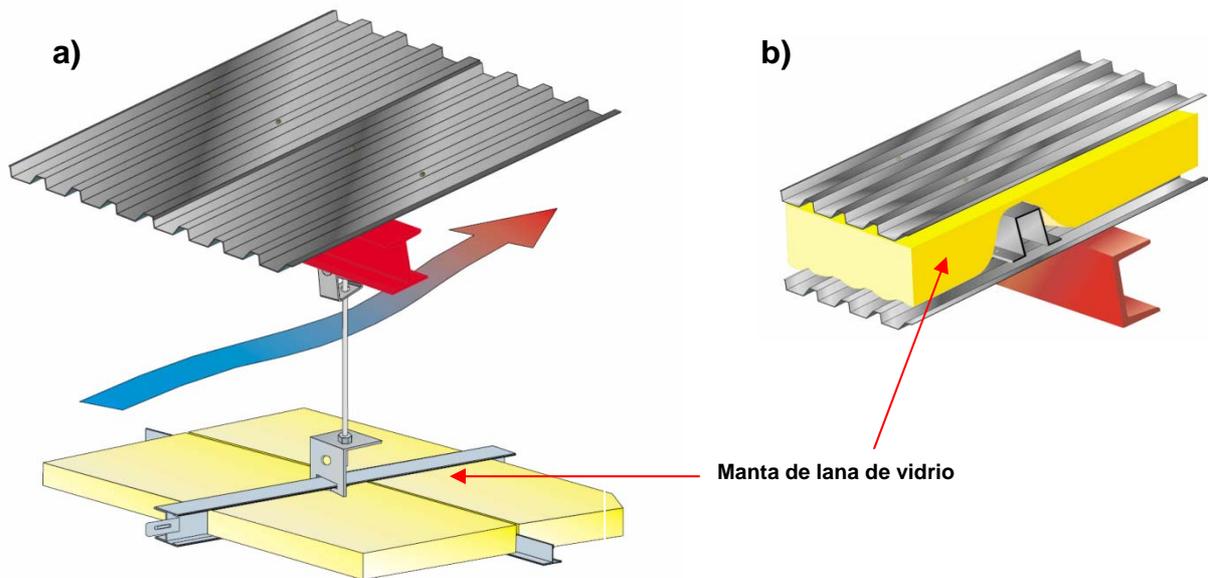


Figura 143. Aislamiento de cubiertas con (a) y sin cámara de aire (b) (Marca ISOVER, tipo IBR).

### 15.3.6. Espuma de policloruro de vinilo (PVC)

El PVC se obtiene por polimerización con luz del cloruro de vinilo. La espuma se obtienen por calentamiento de una mezcla compuesta por los siguientes elementos:

- PVC en polvo.
- Agente porógeno, que genera gases.
- Plastificantes, que confieren flexibilidad al producto final.
- Estabilizadores y pigmentos.

La inyección de vapor de agua a la mezcla provoca su calentamiento, originando la expansión del porógeno y la creación de las células de gas en la espuma.

La espuma de PVC es un buen aislante (conductividad:  $0.035 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ ), con una densidad de  $100\text{-}200 \text{ kg/m}^3$ , y buena resistencia a la compresión.

Es impermeable al agua, incombustible, aunque se deforma a partir de los  $60\text{°C}$ . Su principal inconveniente es el precio en comparación a otros aislantes.

### 15.3.7. Espuma elastomérica

Este tipo de materiales aislantes están constituidos principalmente por caucho sintético. Son productos esponjosos, flexibles y con una estructura celular que le aporta sus cualidades aislantes con una conductividad de  $0.034 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$  y muy ligeros con una densidad aparente de  $60 \text{ kg/m}^3$  (BOE, 1979).

En el aislamiento de cámaras frigoríficas se utilizan las espumas del tipo EE<sub>1</sub> (Norma UNE 9210689) con un rango de aplicación entre -40 y +105°C. Se comercializan, tanto en placas (0.9×1.2 m) como en rollos (Fig. 144), con espesores de 3 a 50 mm.



Figura 144. Láminas flexibles de espuma elastomérica (Marca Armacell LLC, tipo AP Armaflex)

#### 15.4. Cálculo del espesor del material de aislamiento

El coeficiente global de transmisión de calor,  $U$ , es función de los materiales y espesores utilizados en el cerramiento del recinto frigorífico:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (310)$$

donde,

- $\alpha_{ei}$  coeficiente de transmisión de calor por convección en la cara externa del cerramiento [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ].
- $\alpha_i$  coeficiente de transmisión de calor por convección en la cara interna del cerramiento [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ].
- $\delta_i$  espesor de cada una de las capas que componen el cerramiento [m].
- $\lambda_i$  conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el cerramiento [ $W/m \cdot ^\circ C$ ].

Los valores de los coeficientes de convección dependen principalmente de la posición de la superficie considerada y de la velocidad del aire que está en contacto con ella.

Las instalaciones más difundidas en la actualidad son las construidas por placas aislantes prefabricadas.

Están constituidas por dos superficies de acero galvanizado, aluminio o poliéster, de pequeño espesor (0.6 mm) que encierran una capa mayor de aislante, principalmente poliuretano o poliestireno.

El coeficiente de conductividad de los diferentes materiales depende de:

- El tipo de material aislante.
- El grado de humedad. La humedad aumenta negativamente la conductividad.
- La temperatura del material. La temperatura eleva la conductividad.
- La densidad del material.

- La edad del material. Con el paso del tiempo se pierde parte del gas confinado en las celdas.

La elección de los materiales aislantes debe considerar las siguientes características:

- La conductividad térmica inferior a 0.05 kcal/m·h·°C.
- El coeficiente de expansión lineal.
- Estabilidad.
- Permeabilidad.
- Resistencia mecánica.
- Densidad.
- Resistencia al fuego.
- Inconvenientes.
- Precio.

La clasificación de los materiales por orden creciente de su precio unitario es:

- Lana de vidrio.
- Poliestireno expandido.
- Poliestireno extruido.
- Corcho.
- Poliuretano.
- Espuma de vidrio.

Un método sencillo de cálculo del espesor de aislamiento necesario en una instalación es limitar el valor de las pérdidas por transmisión de calor a valores de 8-9 kcal/m<sup>2</sup>·h.

En cámaras de congelación o conservación de productos congelados se adoptan valores menores, 6-7 kcal/m<sup>2</sup>·h.

El coste de amortización de un aislante se puede determinar por la expresión:

$$C_1 = A \cdot \delta_a \cdot \rho \quad [\text{€/m}^2 \cdot \text{año}] \quad (311)$$

donde,

<b>A</b>	precio del aislamiento [€/m <sup>3</sup> ].
<b>δ<sub>a</sub></b>	espesor del aislante [m].
<b>ρ</b>	índice de amortización anual [%/año].

El coste de evacuación el calor de la cámara mediante la instalación frigorífica es:

$$C_2 = \frac{U \cdot \Delta t \cdot n \cdot p}{K_i} \quad [\text{€/m}^2 \cdot \text{año}] \quad (312)$$

donde,

<b>C<sub>2</sub></b>	coste de funcionamiento de la instalación frigorífica [€/m <sup>2</sup> ·año].
<b>U</b>	coeficiente global de transmisión de calor [kcal/m <sup>2</sup> ·h·°C].

- $\Delta t$  diferencia de temperatura entre la cámara y el exterior,  $\Delta t = t_{me} - t_{mi}$ .  
 $t_{me}$  temperatura media en el exterior de la cámara [°C].  
 $t_{mi}$  temperatura media en el interior de la cámara [°C].  
 $K_i$  potencia frigorífica específica [kcal/kW·h].  
 $p$  coste de la energía eléctrica [€/kW·h].  
 $n$  tiempo de funcionamiento de la cámara [h/año].

El coste de funcionamiento se puede relacionar con el espesor y la conductividad del aislante mediante la expresión:

$$C_2 = \frac{U \cdot \Delta t \cdot n \cdot p}{K_i \cdot \left( \frac{1}{U'} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)} \quad [€/m^2 \cdot \text{año}] \quad (313)$$

siendo:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} = \frac{1}{U'} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \quad [m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal] \quad (314)$$

El coste de amortización de la instalación frigorífica (excluido el aislamiento) se puede expresar como:

$$C_3 = (U \cdot \Delta t_{max} \cdot C \cdot r) \quad [€/m^2 \cdot \text{año}] \quad (315)$$

donde,

$\Delta t_{max}$  diferencia máxima de temperatura entre la cámara y el exterior,

$$\Delta t_{max} = t_c - t_{mi} \quad (316)$$

- $t_c$  temperatura exterior de cálculo [°C].  
 $C$  Coste total del equipo frigorífico [€/kcal·h].  
 $r$  índice de amortización [%/año].

$$C_3 = \frac{\Delta t_{max} \cdot C \cdot r}{\left( \frac{1}{U'} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)} \quad [€/m^2 \cdot \text{año}] \quad (317)$$

El coste total de amortización de la instalación incluido el aislante será:

$$C_t = C_1 + C_2 + C_3 \quad [€/m^2 \cdot \text{año}] \quad (318)$$

$$C_t = A \cdot \delta_a \cdot \rho + \frac{\Delta t \cdot n \cdot p}{K_i \cdot \left( \frac{1}{U'} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)} + \frac{\Delta t_{max} \cdot C \cdot r}{\left( \frac{1}{U'} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)} \quad [€/m^2 \cdot \text{año}] \quad (319)$$

### 15.4.1. Cálculo del aislamiento en superficies cilíndricas: tuberías

Para el cálculo del espesor de aislamiento necesario en tuberías se considera despreciable la resistencia térmica del material de la tubería.

El cálculo se realiza como si solamente existiera el material aislante.

El material más utilizado como aislamiento en superficies cilíndricas es la espuma elastomérica, ya que además de la baja conductividad tiene una alta resistividad al vapor de agua.

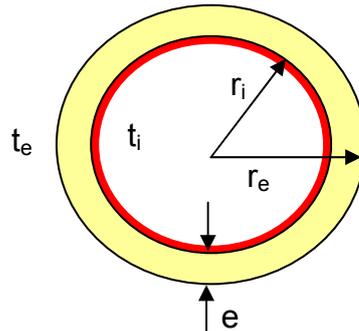


Figura 145. Esquema de la sección de una tubería con aislante.

El flujo de calor transmitido a través del material aislante es:

$$q = \frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{2\pi} \left[ \frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \left( \frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_e r_e} \right]} = \frac{t_e - t_i}{R} \quad (320)$$

donde,

- $\lambda$  coeficiente de conductividad térmica del aislante [kcal/m·h·°C].
- $t_e$  temperatura en la cara exterior [°C].
- $t_i$  temperatura en la cara interior [°C].
- $r_i$  radio interior de la tubería [m].
- $r_e$  radio exterior de la tubería [m].
- $\alpha_i$  coeficiente de transmisión de calor por convección en el interior [kcal/m<sup>2</sup>·h·°C].
- $\alpha_e$  coeficiente de transmisión de calor por convección en el exterior [kcal/m<sup>2</sup>·h·°C].

El coeficiente de transmisión de calor por convección exterior depende principalmente del diámetro exterior de la tubería y de la velocidad del viento.

El coeficiente de convección interior tiene valores muy altos, de 700-800 kcal/m<sup>2</sup>·h·°C, por lo que a veces, el término  $1/\alpha_i$  se suele despreciar.

## 15.5. Difusión del vapor de agua. Barrera antivapor

La diferencia de presión de vapor entre el interior de un recinto y el exterior provoca un flujo de vapor de agua desde el exterior hacia el interior.

Los factores que afectan a la transferencia de vapor a través de los cerramientos son:

- Diferencia de presiones de vapor.
- Permeabilidad de los materiales que componen el cerramiento.
- Espesor de los materiales.

En general los materiales aislantes presentan una baja resistencia a la difusión de vapor, a excepción de las espumas de vidrio.

Para evitar el flujo de vapor de agua se añade una capa antivapor, con una alta resistencia a la difusión de vapor, colocada en el lado de mayor temperatura.

El vapor puede pasar a través del cerramiento y depositarse en los evaporadores o condensarse dentro del material aislante aumentando su coeficiente de transmisión de calor.

Los materiales utilizados como barrera antivapor son: láminas de polietileno, láminas de aluminio, telas asfálticas o chapas metálicas.

Las principales características que deben poseer los materiales utilizados como impermeabilizantes son:

- Estabilidad ante variaciones térmicas y de humedad.
- Resistencia al envejecimiento.
- Ductibilidad y resistencia a la tracción.
- Resistencia al fuego.
- Compatibilidad con los materiales aislantes.

## 15.6. Técnicas de aislamiento de almacenes frigoríficos

### 15.6.1. Aislamiento del suelo

El suelo de los almacenes frigoríficos debe actuar como aislante a la vez que presentar una elevada resistencia mecánica.

Normalmente el suelo está formado por una capa de hormigón de limpieza sobre la que se colocan una barrera antivapor y el material aislante y terminando con una capa de hormigón.

En las instalaciones de conservación a baja temperatura se pueden generar problemas en la estructura del suelo por congelación.

Para evitar la alteración del suelo se pueden utilizar resistencias eléctricas, las tuberías de descarga o tubos para la circulación de aire caliente.

### **15.6.2. Aislamiento del techo**

La temperatura a la que se someten los materiales aislantes del techo suelen ser altas.

Para disminuir la transferencia de calor a través del techo es recomendable la colocación de una cámara de aire entre la cámara y la cubierta de la nave donde se instala ésta.

### **15.6.3. Aislamiento de las paredes**

Cuando los cerramientos verticales son de fábrica de ladrillo o de bloques de hormigón prefabricados es necesario colocar una barrera antivapor antes de instalar el material aislante.

En la actualidad se utilizan los paneles prefabricados de poliestireno o espuma de poliuretano

Los paneles son autoportantes lo que permite su utilización para cerramientos exteriores o para muros interiores.

## **15.7. Construcción en los recintos frigoríficos**

La estructura de los recintos frigoríficos suele ser metálica e interior a la capa de aislante para disminuir las variaciones térmicas de la estructura y facilitar la colocación de los componentes de la instalación frigorífica.

Las puertas utilizadas en las cámaras frigoríficas deben presentar las siguientes características:

- Isotermas.
- Estancas al vapor de agua y al aire.
- Resistentes a los golpes y al uso.
- Indeformables.
- Ligeras.
- Fácilmente automatizables.



## Tema 16. Refrigerantes

### 16.1. Características de los refrigerantes.

Refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Un refrigerante ideal a de cumplir las siguientes propiedades:

- Ser químicamente inerte hasta el grado de no ser inflamable, ni tóxico, ni explosivo, tanto en estado puro como cuando esté mezclado con el aire en determinada proporción.
- No reaccionar desfavorablemente con los aceites o materiales empleados en la construcción de los equipos frigoríficos.
- No reaccionar desfavorablemente con la humedad, que a pesar de las precauciones que se toman, aparece en toda instalación.
- Su naturaleza será tal que no contamine los productos almacenados en caso de fuga.
- El refrigerante ha de poseer unas características físicas y térmicas que permitan la máxima capacidad de refrigeración con la mínima demanda de potencia.
- La temperatura de descarga de cualquier refrigerante siempre disminuye a medida que baja la relación de compresión. Por lo tanto es deseable que la temperatura de descarga sea la más baja posible para alargar la vida del compresor.
- El coeficiente de conductancia conviene que sea lo más elevado posible para reducir el tamaño y costo del equipo de transferencia de calor.
- La relación presión-temperatura debe ser tal que la presión en el evaporador para la temperatura de trabajo sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de aire y de humedad en el sistema en caso de fuga.
- Temperatura y presión crítica, lógicamente el punto de congelación deberá ser inferior a la temperatura mínima de trabajo.
- Finalmente ha de ser de bajo precio y fácil disponibilidad.

Los refrigerantes son nombrados por una **R** y tres cifras:

- A la primera cifra se le suma 1 para obtener el número de átomos de carbono que contiene la molécula.
- A la segunda se le resta 1 para obtener el número de átomos de hidrógeno.
- La tercera se refiere al número de átomos de fluor.
- El resto de valencias, salvo que se indique lo contrario, quedan cubiertas con cloro.
- Cuando sólo aparezcan dos cifras se entiende que la primera no escrita será cero.

### 16.2. Clasificación de los refrigerantes

En la actualidad existen tres tipos de refrigerantes de la familia de los hidrocarburos halogenados:

- **CFC**

Clorofluorocarbonos totalmente halogenados, no contienen hidrógeno en sus moléculas químicas y por lo tanto son muy estables. Esta estabilidad hace que permanezcan durante largo tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono, siendo una de las causas del efecto invernadero, por lo que está prohibida su fabricación desde 1995.

- **HCFC**

Son similares a los anteriores pero con átomos de hidrógeno en sus moléculas. La presencia de hidrógeno les confiere menos estabilidad, en consecuencia, se descomponen en la parte inferior de la atmósfera y no llegan a la estratosfera. Poseen un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Su desaparición está prevista para el año 2015.

- **HFC**

Son fluorocarbonos sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor del ozono dado que no contienen cloro. Los nuevos refrigerantes (HFC) tenderán a sustituir a los CFC y HCFC.

Los refrigerantes pueden ser puros o mezcla de diferentes gases, las mezclas pueden ser azeotrópicas o no azeotrópicas. Las mezclas azeotrópicas están formadas por tres componentes y se comportan como una molécula de refrigerante puro. Su nombre empieza por 5.

Las mezclas no azeotrópicas están formadas por varios componentes pero la mezcla no se comporta como una molécula de refrigerante puro. Por lo tanto la carga de refrigerante que funciona con estos gases se ha de realizar siempre por líquido ya que cada gas se comporta de forma diferente en estado gaseoso. Su nombre empieza por 4. Este tipo de mezclas tiene deslizamiento, lo que quiere decir que a la misma presión la temperatura es diferente si está en estado gaseoso o en estado líquido. Este deslizamiento puede ser desde 1 hasta 7°C.

Estos gases no son tóxicos en estado normal pero desplazan el oxígeno produciendo asfixia. Cuando están en contacto con llamas o cuerpos incandescentes el gas se descompone dando productos altamente tóxicos y capaces de provocar efectos nocivos en pequeñas concentraciones y corta exposición.

Los refrigerantes que empiezan por 7, indican que son fluidos inorgánicos. Por ejemplo, el amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) que se denomina R-717, el anhídrido carbónico ( $\text{CO}_2$ ) que es el R-744 o el anhídrido sulfuroso ( $\text{SO}_2$ ), que se denomina R-764.

Los que empiezan por 6 son los isobutanos como el R-600, y se emplean en instalaciones domésticas. Son altamente inflamables.

Tabla 19. Grupo primero: refrigerantes de alta seguridad.

Nº de identificación del refrigerante	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso molecular	Punto de ebullición en °C a 1.013 Bar
R-23	Trifluorometano	CHF <sub>3</sub>	70,01	-82,15
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoretano	CHCl <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	153,0	27,96
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF <sub>3</sub>	136,5	-12,05
R-125	Pentafluoretano	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	120,02	-48,41
R-134 <sup>a</sup>	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub>	102,0	-26,14
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> (53%) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (13%) CHClF-CF <sub>3</sub> (34%)	94,44	-33,08
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> (61%) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (11%) CHClF-CF <sub>3</sub> (28%)	92,84	-34,67
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> (33%) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (15%) CHClF-CF <sub>3</sub> (52%)	101,04	-28,43
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (60%) C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (2%) CHClF <sub>2</sub> (38%)	101,55	-49,19
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (38%) C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (2%) CHClF <sub>2</sub> (60%)	94,71	-47,36
R-404A (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (44%) CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> (4%) H <sub>3</sub> -CF <sub>3</sub> (52%)	97,6	-46,69
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> (23%) CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (25%) CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> (52%)	86,2	-43,44
R-11	Triclorofluorometano	CCl <sub>2</sub> F	137,4	23,8
R-12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,9	-29,8
R-13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>3</sub>	104,5	-81,5
R-13B1	Bromotrifluorometano.	CBrF <sub>3</sub>	148,9	-58
R-14	Tetrafluoruro de carbono	CF <sub>4</sub>	88	-128
R-21	Diclorofluorometano	CHCl <sub>2</sub> F	102,9	8,92
R-22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>	86,5	-40,8
R-113	1,1,2-Triclorotrifluoretano	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	187,4	47,7
R-114	1,2-Diclorotetrafluoretano	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	170,9	3,5
R-115	Cloropentafluoretano	CClF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub>	154,5	-38,7
R-C318	Octofluorciclobutano	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	200	-5,9
R-500	R-12 (73,8%) + R-152a (26,2%)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	99,29	-28
R-502	R-22 (48,8%) + R-115 (51,2%)	CHClF <sub>2</sub> /CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	112	-45,6
R-744	Anhídrido carbónico	CO <sub>2</sub>	44	-78,5

Tabla 20. Grupo segundo: Refrigerantes de media seguridad.

Nº de identificación del refrigerante	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso molecular	Punto de ebullición en °C a 1.013 Bar
R-30	Cloruro de metileno	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	84,9	40,1
R-40	Cloruro de metilo	CH <sub>2</sub> Cl	50,5	-24
R-160	Cloruro de etilo	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> Cl	64,5	12,5
R-611	Formiato de metilo	HCOOCH <sub>2</sub>	60	31,2
R-717	Amoniaco	NH <sub>3</sub>	17	-33
R-764	Anhídrido sulfuroso	SO <sub>2</sub>	64	-10
R-1130	1,2-Dicloroetileno	CHCl = CHCl	96,9	48,5

Tabla 21. Grupo tercero: Refrigerantes de baja seguridad.

Nº de identificación del refrigerante	Nombre Químico	Fórmula Química	Peso molecular	Punto de ebullición en °C a 1.013 Bar
R-170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	30	-88,6
R-290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	44	-42,8
R-600	Butano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	58,1	0,5
R-600a	Isobutano	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	58,1	-10,2
R-1150	Etileno	CH <sub>2</sub> = CH <sub>2</sub>	28	-103,7

### 16.3. Los refrigerantes halogenados

Los compuestos conocidos generalmente como hidrocarburos halogenados, resultan de sustituir en las moléculas de los hidrocarburos átomos de hidrógeno por átomos de flúor y de cloro. Han sido fundamentalmente tres, las propiedades que se han tenido en cuenta a la hora de seleccionar un CFC para un determinado uso en refrigeración:

- Temperatura de ebullición
- Inflamabilidad
- Toxicidad

#### 16.3.1. Características del R-12

Era el que más se empleaba por su buen comportamiento en general hasta su prohibición. Evapora a  $-29,4^{\circ}\text{C}$  a presión atmosférica. Era el más miscible con el aceite mineral, tenía una buena temperatura de descarga, admitía intercambiador de calor y se empleaban condensadores más pequeños.

El R-12 absorbía poca humedad y por lo tanto formaba poco ácido en comparación con los nuevos refrigerantes. Las fugas se pueden detectar con lámpara buscafugas.

#### 16.3.2. Características del R-22

Este refrigerante es del grupo de los HCFC, inicialmente estaba diseñado para aire acondicionado pero hasta hace poco se emplea para todo. Evapora a  $-40,8^{\circ}\text{C}$  a

presión atmosférica, es miscible con el aceite mineral y sintético pero en bajas temperaturas es recomendable utilizar separador de aceite.

Acepta poco recalentamiento ya que de lo contrario aumenta demasiado la temperatura de descarga. Absorbe 8 veces más humedad que el R-12. Actualmente se prohíbe su empleo en equipos e instalaciones nuevas excepto para equipos de aire acondicionado inferior a 100 kW. Las fugas también se pueden detectar con lámpara.

**Tabla 22. Usos de algunos gases refrigerantes clorofluorocarbonados.**

Nº de identificación del refrigerante	Nombre Químico	Fórmula	Aplicaciones y usos
R-11	Triclorofluorometano	$\text{CCl}_3\text{F}$	Enfriadores centrífugas. Solvente de Limpieza
R-12	Diclorodifluorometano	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	Refrigeración Comercial. Aire acondicionado automotriz (A - A automotriz)
R-22	Clorodifluorometano	$\text{CHClF}_2$	Refrigeración temperatura baja, aire acondicionado de paquete. EL Genetron 22 es una hidrocrofluorocarbono (HCFC) .La regulación de este gas entra al país marcando su salida en el años 2040
R-500	Azeotropo	$\text{CCl}_2\text{F}_2$ $\text{CH}_3\text{CHF}_2$	Transporte refrigerado
R-502	Azeotropo	$\text{CHClF}_2$ $\text{CClF}_2\text{CF}_3$	Cámaras de enfriamiento . Vitrinas de supermercados. Aplicaciones Industriales
R-13	Clorotrifluorometano	$\text{CClF}_3$	Ultra bajas temperaturas. Equipos en cascada.
R-503	Azeotropo	$\text{CHF}_2$ $\text{CClF}_3$	Ultra bajas temperaturas. Equipos en cascada.
R-114	Diclorotetrafluoroetano	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$	Enfriadores centrífugos

### 16.3.3. Características del R-134a

Pertenece al grupo de los HFC, por lo que al no tener cloro no es miscible con los aceites minerales y sólo se emplea con aceites basados en ester. Evapora a  $-26^\circ\text{C}$  a presión atmosférica y es el sustituto definitivo para el R-12. Los HFC son muy higroscópicos y absorben gran cantidad de humedad.

De los HFC el 134a es el único definitivo y los demás se emplean para mezclas (R-125, R-143a, R-152a). Se detectan las fugas mediante buscafugas electrónicos o con otros medios como colorantes o jabón.

Tabla 23. Carga máxima de refrigerante del grupo primero por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos.

Identificación	Nombre Químico	Fórmula Química	Carga Máx. (a)
R-11	Triclorofluorometano	CCl <sub>3</sub> F	0,57
R-12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	0,5
R-13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>3</sub>	0,44
R-13B1	Bromotrifluorometano	CBrF <sub>3</sub>	0,61
R-14	Tetrafluoro de carbono	CF <sub>4</sub>	0,4
R-21	Diclorofluorometano	CHCl <sub>2</sub> F	0,1
R-22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>	0,36
R-113	1,1,2-Triclorotrifluoretano	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	0,19
R-114	1,2-Diclorotetrafluoretano	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	0,72
R-115	Cloropentafluoretano	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	0,64
R-C318	Octofluorciclobutano	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	0,8
R-500	Diclorodifluorometano (R12) 73,8 % + Difluoretano (R-152a) 26,2 %	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> 73,8 % + CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub> 26,2 %	0,41
R-502	Clorodifluorometano (R22) 48,8 % + Cloropentafluoretano (R-115) 51,2 %	CHClF <sub>2</sub> 48,8 % + CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> 51,2 %	0,46
R-744	Anhídrido carbónico	CO <sub>2</sub>	0,1
R-23	Trifluorometano	CHF <sub>3</sub>	0,28
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoretano	CHCl <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	0,64
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF <sub>3</sub>	0,56
R-125	Pentafluoretano	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	0,49
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub>	0,42
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF <sub>2</sub> (53 %) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (13 %) CHClF-CF <sub>3</sub> (34 %)	0,39
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> (61 %) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (11 %) CHClF-CF <sub>3</sub> (28 %)	0,38
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> (33 %) CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> (15 %) CHClF-CF <sub>3</sub> (52 %)	0,41
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> 60 % C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (2 %) CHClF <sub>2</sub> (38 %)	0,41
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (38 %) C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (2 %) CHClF <sub>2</sub> (60 %)	0,39
R-404 <sup>a</sup> (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (44 %) CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> (4 %) CH <sub>3</sub> -CF <sub>3</sub> (52 %)	0,39
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> (23 %) CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> (25 %) CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> (52 %)	0,35

a = Carga máxima en Kg. por metro cúbico de espacio habitable.

- Carga máxima de refrigerante del grupo primero por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos
- Carga máxima de cualquier refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos, según equipos y emplazamiento señalados
- Carga máxima de refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración indirectos cerrados y doble indirectos, en los casos y condiciones indicados
- Carga máxima de refrigerante y caudal mínimo de aire extraído para las instalaciones de pistas de patinaje sobre hielo

**Tabla 24. Carga máxima de cualquier refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración directos, según equipos y emplazamiento señalados.**

Equipos	Zonas	Kilogramos de carga por equipo en locales			
		Institucionales	De pública reunión	Residenciales	Comerciales
De absorción herméticos	Vestíbulos y pasillos públicos	0	0	1,5	1,5
	Cocinas, laboratorios y similares	3	3	3	10
	Otras zonas	0	3	3	10
Compactos y semicompactos	Vestíbulos y pasillos públicos	0	0	0	10
	Cocinas, laboratorios y similares	0	3	3	10
	Otras zonas	0	0	3	10

**Tabla 25. Carga máxima de refrigerante del grupo segundo, por equipo, utilizando sistemas de refrigeración indirectos cerrados y doble indirectos, en los casos y condiciones indicados.**

Clase de sala de máquinas	Kilogramos de carga por equipo en locales			
	Institucionales	De pública reunión	Residenciales	Comerciales
De seguridad normal	0	0	150	300
De seguridad elevada	250	500	Cloruro de etilo, cloruro de metilo y formiato de metilo	500
			Demás refrigerantes	Sin limitación

#### 16.3.4. Características del R-502

El R-502 es una mezcla azeotrópica de R-22 y R-115. Es un fluido frigorígeno de alta presión, (punto de ebullición de  $-45.6^{\circ}\text{C}$ ), líquido, inodoro y de baja miscibilidad con el aceite. Se utiliza la antorcha hálida para detectar sus fugas. Es un refrigerante de alta seguridad, atóxico y no inflamable.

Posee una alta producción frigorífica, con menor temperatura de descarga del compresor que el R-22. Sin embargo, tanto el desplazamiento del compresor como la capacidad del refrigerante son algo menores para el R-502, así como las presiones de operación, aunque éstas últimas permanecen en un rango moderado.

#### 16.4. Incidencia medioambiental de los refrigerantes

En 1928, en el Departamento de Investigación de General Motor, buscando un refrigerante seguro (no inflamable, de baja toxicidad), para aplicaciones de aire acondicionado del automóvil, se descubrió el CFC-12. En esa época, Du Pont era propietario de una gran cantidad de acciones de la Compañía y, además, una empresa de importante capacidad en la Industria Química, tuvo la oportunidad de desarrollar comercialmente (1931) el primer refrigerante halocarbonado totalmente halógeno (CFC-12), con el nombre comercial de Freon, razón por la cual, durante muchos años

sólo ha existido este producto, y en el mundo de la refrigeración ha utilizado esta nomenclatura de forma genérica.

También fue Du Pont quien desarrolló otros productos halogenados como el CFC-22 (1936) o azeotropos, como el R-502 para bajar la temperatura de descarga cuando el R-22 evapora a baja Temperatura, etc. hasta incluso algunos HFC como el R-152a para usar con R-12 como azeotrópico y mejorar la capacidad frigorífica del R-12.

#### **16.4.1. Efectos de los compuestos refrigerantes**

A comienzos de 1974, un científico mexicano (Mario Molina) y otro de EE.UU. (Sherwood Rowland) anunciaron que si la industria continuaba liberando a la atmósfera un millón de toneladas al año de gases clorofluorocarbonados (CFC), comúnmente llamados freones, la capa de ozono disminuiría causando efectos nocivos a la naturaleza y al hombre, sugiriendo incluso la prohibición del uso de esos gases.

Mario Molina y Sherwood Rowland recibieron el Nóbel de Química en 1995, tras más de 20 años de estudio del destino de las moléculas de CFC en la atmósfera.

En 1970, el científico británico James Lovelock había detectado los CFC en la atmósfera, pero no creyó que afectarían al ambiente. Molina y Rowland demostraron que si bien dichos gases se mantenían inactivos por debajo de los 29000 m, más allá empezaban a actuar: a esa altura la radiación ultravioleta del sol choca directamente con las moléculas de CFC, rompiéndolas en átomos de cloro y dejando fragmentos residuales en el ambiente. En esas condiciones, estos átomos se combinan con el ozono, la forma de oxígeno que protege la Tierra de la radiación ultravioleta y forman óxido de cloro. El problema es que esta nueva molécula tiene la característica de tener un electrón sin pareja, lo que hace que busque desesperadamente un compañero. Al hacerlo produce una reacción en cadena: un solo átomo de cloro puede eliminar más de 100000 moléculas de ozono.

Los graves problemas causados por los compuestos halogenados de los hidrocarburos saturados, entre ellos los fluidos frigorígenos, han sido uno de los temas de más impacto social y en consecuencia, uno de los que más ha impulsado la conservación ambiental. Es conocido que muchos sistemas de acondicionamiento de aire o, para ser más precisos, muchos elementos de refrigeración dentro de estos sistemas, utilizan refrigerantes clorofluorocarbonados (CFCs) o hidrogeno-cloro-fluorocarbonados (HCFCs). Su inmisión en la atmósfera tiene dos efectos perjudiciales para el medio ambiente: la destrucción de la capa de ozono y el efecto invernadero.

Hasta hoy, más de cincuenta sustancias químicas han sido utilizadas como frigorígenos en las instalaciones frigoríficas y de aire acondicionado para los procesos de compresión, con resultados más o menos satisfactorios. Las primeras máquinas, tales como la puesta a punto por Perkins en 1834 y más tarde por Harrison en 1856 funcionaban con el éter (un fluido utilizado en la imprenta), que no es inofensivo ni particularmente apropiado. Los elementos mejor adaptados como el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), el amoníaco (NH<sub>3</sub>) y el dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) fueron introducidos en los años 1870 y 1880.

Estos frigorígenos han sido utilizados durante largo tiempo, hasta la aparición de los halocarburos sintéticos, tales como el R12 (CF<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub>), seguidos por otros que han tomado gran parte del mercado a partir de 1932. Los freones sustituyeron al amoníaco y se utilizaron principalmente en los aires acondicionados de coches, neveras e industrias. A partir de 1950 se empezaron a utilizar como agentes impulsores para atomizadores, en la fabricación de plásticos y para limpiar componentes electrónicos.

**Tabla 26. Efectos fisiológicos de los refrigerantes.**

Nº Identificación.	Nombre químico	Fórmula química	Porcentaje en volumen de concentración en el aire			Carac- terísti- cas	Advert encias
			*	**	***		
<b>Grupo primero: Refrigerantes de alta seguridad (véase ampliación del 1er grupo)</b>							
R-11	Triclorofluorometano	CCl <sub>3</sub> F	-	-	10	a	(1)
R-12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>2</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-13B1	Bromotrifluorometano	CClF <sub>2</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-14	Tetrafluoruro de carbono	CBrF <sub>3</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-21	Diclorofluorometano	CF <sub>4</sub>	-	-	-	-	(1)
R-22	Clorodifluorometano	CHCl <sub>2</sub> F	-	10	5	a	(1)
R-113	1,1,2-Triclorotrifluoretano	CHClF <sub>2</sub>	-	-	20	b	(1)
R-114	1,2-Diclorotetrafluoretano	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	-	5 a 10	2,5	a	(1)
R-114	Cloropentafluoretano	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-115	Octofluorociclobutano	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-C318	R-12(73,8%)+R-	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	-	-	20 a 30	b	(1)
R-500	152a(26,2%)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	-	-	20	b	(1)
R-502	R-22(48,8%)+R-	CHClF <sub>2</sub> /CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	-	-	20	b	(1)
R-744	115(51,2%) Anhídrido carbónico	CO <sub>2</sub>	8	5 a 6	2 a 4	c	(1)
<b>Grupo segundo: refrigerantes de media seguridad</b>							
R-30	Cloruro de metileno	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	5 a 5,4	2 a 2,4	0,2	a	(2)
R-40	Cloruro de metilo	CH <sub>3</sub> Cl	15 a 30	2 a 4	0,05 a 0,1	ff	(2)
R-160	Cloruro de etilo	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> Cl	15 a 30	6 a 10	2 a 4	f	(3)
R-717	Amoníaco	NH <sub>3</sub>	0,5 a 1	0,2 a 0,3	0,01 a 0,03	d,e	(3)
R-764	Anhídrido sulfuroso	SO <sub>2</sub>	0,2 a 1	0,04 a 0,05	0,005 a 0,004	d,e	(2)
R-1130	1,2-Dicloroetileno	CHCl = CHCl	-	2 a 2,5	-	f	(2)
<b>Grupo tercero: refrigerantes de baja seguridad</b>							
R-170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	-	4,7 a 5,5	g	(4)	(2)
R-290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	6,6	4,7 a 5,5	g	(4)	(2)
R-600	Butano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	-	5 a 5,6	g	(4)	(3)
R-600a	Isobutano	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	-	4,7 a 5,5	g	(4)	(3)
R-1150	Etileno	CH <sub>2</sub> = CH <sub>2</sub>	-	-	g	(4)	(2)

\*Lesión mortal o importante en pocos minutos.

\*\*Peligrosa de los treinta a los sesenta minutos.

\*\*\*Inocuo de una a dos horas

Los números entre paréntesis significan:

- (1) Pueden producirse gases de descomposición tóxicos en presencia de llamas, su olor intenso proporciona un aviso antes de alcanzarse concentraciones peligrosas.
- (2) Gases de descomposición tóxicos e inflamables.
- (3) Corrosivo.
- (4) Altamente inflamable.

Las letras de la columna de, características, significan:

- a) A altas concentraciones produce efectos soporíferos.
- b) A altas concentraciones provoca una disminución de la cantidad de oxígeno, originando sofoco y peligro de asfixia.
- c) No posee olor característico, pero posee un margen muy pequeño entre los efectos no tóxicos y mortales.
- d) Olor característico, incluso a concentraciones muy bajas.
- e) Irritante, incluso a concentraciones muy bajas.
- f) Muy soporífero.
- g) No produce lesiones mortales o importantes a concentraciones por debajo de los límites inferiores de exposición, de hecho no es tóxico.

Después de la II Guerra Mundial, uno solo de los frigorígenos anteriores ha sido ampliamente utilizado, el amoníaco en las grandes instalaciones industriales; en todos los otros campos, se han utilizado clorofluorocarbonados (CFCs) y los hidroclorofluorocarbonados (HCFCs).

Respecto al efecto invernadero también los refrigerantes halogenados son perjudiciales, pues tienen una capacidad de absorción mucho mayor que la del CO<sub>2</sub>. Para su medición se utiliza un factor adimensional denominado Potencial de Calentamiento Global (*Global Warming Potential GWP*) que representa una estimación del calentamiento atmosférico máximo que puede resultar de la liberación de una unidad de masa de un gas referido al calentamiento que resulta de la liberación de la misma masa de CO<sub>2</sub>.

**Tabla 27. Efectos fisiológicos de los refrigerantes. Ampliación del grupo primero de refrigerantes de alta seguridad: (Ampliada por ORDEN de 23 de noviembre de 1994).**

Nº Identificación.	Nombre químico	Fórmula química	Porcentaje en volumen de concentración en el aire			(4)
			(1)	(2)	(3)	
R-23	Trifluorometano	CHF <sub>3</sub>	>60*	>23	5	a,b
R-123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoretano	CHCl <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	2*	0,5	0,1	a,b
R-124	2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano	CHClF-CF <sub>3</sub>	2,5*	10,4	5	a,b
R-125	Pentafluoretano	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub>	10*	10	5	a,b
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub>	7,5*	20	5	a,b
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano (R-124)	CHClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> CHClF-CF <sub>3</sub>	5*	10	5	a,b
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluoretano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> CHClF-CF <sub>3</sub>	5*	10	5	a,b
R-401C (33/15/52)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluoretano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano(R-124)	CHClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> -CHF <sub>2</sub> CHClF-CF <sub>3</sub>	2,5*	10	5	a,b
R-402A (60/2/38)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> CHClF <sub>2</sub>	5*	10	5	a,b
R-402B (38/2/60)	Pentafluoretano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> CHClF <sub>2</sub>	5*	10	5	a,b
R-404A (44/4/52)	Pentafluoretano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a) 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub> -CF <sub>3</sub>	5*	10	5	a,b
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-tetrafluoretano (R-134a)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub> -CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F-CF <sub>3</sub>	5*	10	5	a,b

(1) Lesión Mortal o importante en pocos minutos

(2) Peligroso de los 30 a 60 minutos

(3) Inocuo de una a dos horas

(4) Características

Las letras de la columna (4) "Características" significan:

a -A altas concentraciones producen efectos soporíferos.

b -A altas concentraciones provoca una disminución de la capacidad de oxígeno originado sofoco y peligro de asfixia.

\*Estos valores son los mínimos que junto con la presencia de adrenalina en el torrente sanguíneo (como consecuencia de tensión, nerviosismo o ansiedad pueda ocasionar sensibilización cardiaca.

### **16.4.2. El Protocolo de Montreal**

Tras varios años de negociaciones, a mediados de 1987, se logró un acuerdo internacional que regula la producción y uso de CFCs. Denominado Protocolo de Montreal, este acuerdo de referencia requiere una reducción progresiva de los CFCs en los países desarrollados, lo que probablemente se refleja en una limitación gradual de la producción y consumo en los umbrales del siglo XXI.

El Protocolo es un esfuerzo conjunto de gobiernos, científicos, industria y grupos protectores del medio ambiente. Fue coordinado por el Programa del Medio Ambiente de las Naciones Unidas (United Nations Environment Programme, UNEP) y recoge el consenso por parte de todas las naciones firmantes sobre la necesidad de una casi eliminación total para asegurar la futura protección de la capa de ozono. Las naciones que firmaron el Protocolo, el 16 de Septiembre de 1987 poseen instalaciones de fabricación que producen más del 75 % de la producción mundial de CFCs.

### **16.4.3. Recuperación y reciclaje de refrigerantes**

Cada día es más importante la recuperación y el reciclaje de los refrigerantes, para evitar las emisiones de gases afectan al medio ambiente.

Para eso se emplean unidades de recuperación que extraen el gas de la instalación, lo deshidratan y extraen el aceite. Después este gas se puede emplearse otra vez o almacenarse para su destrucción en el caso de los CFC.

Estos equipos llevan un pequeño compresor hermético, normalmente rotativo, además de los separadores de aceite y los filtros.

## **16.5. Refrigerantes alternativos**

En 1999 se congeló la producción y/o consumo de los Clorofluorocarbonos en los países en desarrollo, lo que ha obligado a buscar alternativas a estos gases refrigerantes. La alternativa que hasta ahora ha sido fomentada por el Fondo Multilateral del Protocolo de Montreal ha sido el uso del Hidrofluorocarbono 134-a (HFC-134a) como sustituto del Clorofluorocarbono R-12 (CFC-12).

Lamentablemente el HFC-134a aunque no destruye la capa de ozono es un gas refrigerante que posee un elevado potencial de efecto invernadero, y a partir del Protocolo de Kyoto (1997) ha pasado a formar parte de la lista de los gases de efecto invernadero a ser controlados.

Es importante destacar que en la mayoría de los países en desarrollo los sistemas de refrigeración doméstica (así como los aires acondicionados de vehículos) existentes, están basados en el CFC-12. Convertirlos a HFC-134a es sumamente costoso y complicado. Una alternativa es el uso de hidrocarburos (o mezcla de ellos) como gases refrigerantes.

Las ventajas que estos ofrecen son varias:

- Posibilidad de sustitución directa
- Son más baratos y no requieren del uso de lubricantes nuevos y costosos
- No dañan la capa de ozono
- Contribuyen mínimamente al efecto invernadero
- Pueden fabricarse localmente (en las refinerías)
- Se necesita menos cantidad de refrigerante (aproximadamente un 40%)

### **16.5.1. Refrigerantes para nuevos equipos**

A continuación se exponen algunos refrigerantes alternativos a los equipos que actualmente están en uso.

#### **R-134A**

Este refrigerante es un producto puro, no inflamable y poco tóxico indicado para trabajar a media presión. Su capacidad frigorífica, coeficiente de funcionamiento (COP), temperatura y presión de descarga similares al R-12, siempre que se descargue por encima de  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Sus aplicaciones se reducen a:

- Aire acondicionado del automóvil.
- Aire acondicionado en grandes máquinas con sistemas de turbo-compresión.
- Sistemas de refrigeración comerciales o domésticos con pequeñas capacidades.

#### **R-407**

Es un refrigerante equivalente al R-22 en aplicaciones de aire acondicionado que puede trabajar a alta presión (hasta 25 bar). Es una mezcla no azeotrópica de productos puros del tipo HFC.

Aunque no es un producto de utilización en un futuro lejano está previsto su uso en aplicaciones de aire acondicionado, esencialmente con dos finalidades:

- Llevar a la obsolescencia los equipos de aire acondicionado que actualmente contienen R-22, simplemente limpiando los circuitos de residuos de aceite mineral o alquilbenzénico.
- Construir equipos, que actualmente son del tipo HFC, sin Cloro, con la tecnología disponible de compresión disponible hoy día.

En ningún caso podrá servir para sustituir máquinas de sistemas de turbo-compresión que hoy utilicen R-22.

#### **R-410A**

Es el refrigerante destinado a sustituir las aplicaciones en general del aire acondicionado. Su tecnología de compresión y sus componentes actualmente están desarrollados para equipos domésticos y están en fase de desarrollo para equipos de

mayores potencias, aunque ya existen grandes máquinas que soportan una presión más elevada. Pueden utilizar compresión del tipo alternativo, por lo que suele ser el único que se utiliza con este refrigerante.

El R-410 A es un producto mezcla prácticamente azeotrópico con mayor presión de trabajo que el R-22 y permite mejorar el COP.

### R-404A

Es el producto destinado para la refrigeración como estándar en el futuro, constituido por una mezcla de HFC casi azeotrópico. Es el más parecido al R-502. Sirve para media y baja temperatura de evaporación dentro de la refrigeración comercial.

**Tabla 28. Características de algunos de los refrigerantes alternativos.**

<b>Concepto</b>	<b>R-22</b>	<b>R-407C</b>	<b>R-410A</b>
Capacidad frigorífica (R-22=1.0)	1.00	1.00	1.45
Coficiente de prestaciones (COP)	6.43	6.27	6.07
Relación de compresión	2.66	2.83	2.62
T. de descarga del compresor [°C]	77.3	75.1	74.6
Presión absoluta de descarga [kPa]	1662	1763	2612
Deslizamiento de temperatura [°C]	0	4.9	0

**Tabla 29. Refrigerantes alternativos a los actualmente existentes.**

<b>Presión</b>	<b>Producto HFC L/P Nuevos Equipos</b>	<b>Sustituye a</b>	<b>Refrigerantes equivalentes, compatibles en miscibilidad/Solubilidad con aceites MO para sustituciones casi tal cual en existentes que funcionen con CFC/HCFC</b>
Baja	No habrá aplicaciones en el futuro	R-11	R-123 Cuestionado en Europa por alta toxicidad. Requiere alta seguridad. Sólo empleado en EEUU actualmente.
Media	R-134a	R-12 Ó R-500	R-410A Media temperatura de evaporación. R-401B Baja temperatura de evaporación R-413A Todas. DI-36 Sin Clasificar por ASRHAE. R-409A.
Alta	R-404A  R-507  R-407C	R-22 R-502 Refrigeración  R-22 Aire acondicionado	R-402B Media temperatura de evaporación. R402A Baja T temperatura de evaporación. R-408A Todas. R-408B Todas. DI-44 Sin Clasificar por ASRHAE. R-417A Asumido por un solo fabricante. R-407C Precisa limpieza de residuos de aceites minerales.
Más Alta	R-410A	No existen aplicaciones	No se precisa la sustitución.
Muy Alta	R-23 R-508B	R-13 R-503	R-23 Precisan limpieza de residuos de aceites minerales. R-503

Actualmente existen varias soluciones para la continuidad de los equipos que hoy utilizan refrigerantes halogenados con contenido en cloro:

- Limpiar los residuos de aceite mineral o alquilbenzénico y disponer el producto equivalente del HFC destinado a los nuevos equipos. Esta solución ha sido empleada por países como Suecia y Holanda, eliminando completamente los productos con cloro.
- La industria química también ha desarrollado refrigerantes de servicio, para intentar sustituir directamente los refrigerantes de los equipos por otros equivalentes, basados en mezclas de HCFC/HFC e hidrocarburos. Esta solución ha sido más usada, pero supone una enorme dificultad para la identificación de productos y el mantenimiento de los equipos existentes.

**Tabla 30. Gases refrigerantes alternativos para refrigeración comercial de temperatura media y baja. Reemplazos a largo plazo.**

Nº de identificación del refrigerante	Sustituye a	Tipo	Lubricante	Aplicaciones	Comentarios
R-507(125 / 143a)	R-502 y HCFC-22	Azeotropo	Polioléster	Equipo Nuevo y Adecuaciones de equipo instalado	Casi igual al R-502
R-404A (125/143a/134a)	R-502 y HCFC-22	Mezcla (Poco cambio en punto de ebullición)	Polioléster	Equipo nuevo y Adecuaciones de equipo instalado	Casi igual R-502

**Tabla 31. Gases refrigerantes alternativos para refrigeración comercial de temperatura media y baja. Reemplazos provisionales.**

Nº de identificación del refrigerante	Sustituye al	Tipo	Tubricante	Aplicaciones	Comentarios
R-402-A (22/125/290)	R-502 y HCFC -22	Mezcla (Poco cambio en punto de ebullición)	Alquibenceno o Poliotéster	Adecuaciones de Equipo instalado	Mayor presión de descarga que el R-502
R-408-A (125/143a/22)	R-502 y HCFC-22	Mezcla (poco cambio en punto de ebullición)	Alquibenceno o Polioléster	Adecuaciones de equipo instalado	Temperatura de descarga mayor que el R-502

**Tabla 32. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos a largos plazo de refrigeración comercial de temperatura media.**

Nº de identificación del refrigerante	Sustituye al	Tipo	Lubricante	Aplicaciones	Comentarios
R-134a	CFG-12	Fluido puro	Polioléster	Equipo nuevo y adecuaciones de equipos instalados	Casi igual al CFC-12

**Tabla 33. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos provisionales de refrigeración comercial de temperatura media.**

<b>Nº de identificación del refrigerante</b>	<b>Sustituye al</b>	<b>Tipo</b>	<b>Lubricante</b>	<b>Aplicaciones</b>	<b>Comentarios</b>
R-401A (22/152a/124)	CFC-12	Mezcla(cambio considerable en punto de ebullición)	Alquibenceno Polioléster	Adecuaciones de equipo instalado	Cercano al CFC-12 Usar donde la temperatura de evaporación sea mayor a -10 F
R-401B (22/152a/124)		Mezcla(cambio considerable en punto de ebullición)	Alquibenceno o Polioléster	Adecuaciones de sistemas de refrigeración de transporte refrigerado	Cercano al CFC-12 Usar donde la temperatura de evaporación sea mayor a -10 F
R-409A (22/124/142B)		Mezcla(cambio considerable en punto de ebullición)	Alquibenceno	Adecuaciones de equipo instalado	Capacidad mayor que el CFC-12 Similar al MP66

**Tabla 34. Gases refrigerantes alternativos para reemplazos a largo plazo de aire acondicionado residencial y comercial.**

<b>Nº de identificación del refrigerante</b>	<b>Sustituye al</b>	<b>Tipo</b>	<b>Lubricante</b>	<b>Aplicaciones</b>	<b>Comentarios</b>
R-123	CFC-11	Fluido puro	Alquibeceno o Aceite Mineral	Enfriadores centrífugos	Capacidad inferior que el CFC-11
R-134a	CFC-12	Fluido puro	Polioléster	Equipo nuevo y adecuaciones de equipo instalado	Casi igual al CFC-11
R-134a	HCFC-22	Fluido puro	Polioléster	Equipo nuevo	Capacidad inferior requiere equipo mas grande
R-410 <sup>a</sup> (32/125)	HCFC-22	Mezcla casi-Azeotrópica	Polioléster	Equipo nuevo	Eficiencia mayor que el HCFC-22 y R-410B Puede requerir rediseño del equipo
R-407C (32/125/134a)	HCFC-22	Mezcla (cambio considerable en el punto de ebullición)	Polioléster	Equipo nuevo y adecuaciones de equipos con capacidades similares	Eficiencia menor que el HCFC-22

Tabla 35. Relación presión-temperatura de clorofluorocarbonos.

<i>T</i> [°C]	<i>Presión</i> [kPa]*						
	R-11	R-114	R-12	R-500	R-502	R-13	R-503
-101.1			204	203.4	200.6	144.1	116.5
-95.5			202.7	201.3	196.5	115.8	76.53
-90			200.6	198.5	191.6	79.2	24.13
-84.4			197.1	195.1	184	31	21.37
-78.8		204.7	192.3	189.6	174.4	14.4	64.12
-73.3	204.7	203.4	186.1	185.4	160.6	52.4	116.5
-67.7	204	202	177.8	171.6	142	98.5	181.3
-62.2	203.4	199.9	166.1	157.8	118.5	155.1	259.9
-56.6	202.7	197.1	151	139.9	87.5	222.7	353.7
-51.1	200.6	193	131	117.2	49.6	302.6	464
-45.5	198.5	186.8	106.1	88.2	1.3	397.1	593.7
-40	195.1	179.9	75.8	52.4	28.2	505.4	743.3
-37.2	193	175.1	57.9	31.7	44.8	566.7	826.7
-34.4	190.9	170.3	37.9	8.2	63.4	631.5	915.7
-31.6	188.9	164.1	15.8	8.2	83.4	701.2	1011
-28.8	185.4	157.8	4.1	22	105.4	775.6	1113
-26.1	182.7	150.3	17.2	37.2	129.6	854.2	1221
-23.3	178.5	142	31	53.7	155.8	938.4	1337
-20.5	174.4	133	46.1	71.7	184	1028	1459
-17.7	169.6	122.7	63.4	91.7	214.4	1123	1589
-15	164.7	111.6	81.3	113	247.5	1223	1727
-12.2	158.5	99.2	101.3	135.8	282.6	1329	1873
-9.4	152.3	85.4	122	160.6	320.6	1442	2028
-6.6	144.7	70.3	145.4	187.5	361.9	1560	2191
-3.8	136.5	53.7	169.6	216.5	405.4	1685	2364
-1.1	127.5	35.1	196.5	248.2	452.3	1817	2546
1.6	117.9	15.1	224.7	281.3	501.9	1955	2739
4.4	106.8	2.7	255.1	317.1	555	2102	2941
7.2	95.1	14.4	287.5	355.7	611.5	2255	3154
10	82.7	26.8	321.9	396.4	671.5	2416	3380
12.7	68.2	40.6	359.2	439.9	735	2586	3616
15.5	53	55.1	398.5	486.7	802.5	2764	3866
18.3	36.5	71	439.9	535.7	873.5	2952	4128
21.1	18.6	87.5	484	588.1	948.7	3150	
23.8	0.6	105.4	530.9	643.9	1028	3359	
26.6	11	125.4	580.5	702.6	1111	3581	
29.4	22	146.1	632.2	764.6	1200		
32.2	33.7	168.2	687.4	830.8	1292		
35	46.8	191.6	746	899.7	1389		
37.7	60.6	214.7	806.7	972.8	1491		
40.5	75.1	243.3	871.5	1049	1598		
43.3	91	271.6	939	1130	1709		
46.1	108.2	302	1010	1216	1826		
48.8	126.1	333.7	1085	1305	1949		
51.6	145.4	367.5	1162	1398	2077		
54.4	165.4	402.6	1245	1496	2211		
57.2	186.8	440.5	1330	1598	2353		
60	210.2	479.8	1420	1706	2500		
62.7	234.4	521.2	1513	1818	2654		
65.5	259.9	565.3	1611	1935	2816		

## Bibliografía

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, 2001.- *ASHRAE Fundamentals Handbook*. ASHRAE, Atlanta (EEUU).

Amigo, P., 2000.- *Termotecnia: aplicaciones agroindustriales*. Mundi-Prensa, Madrid, 384 pp.

BOE, 1979.- *Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79*. Real Decreto 2.429/79, de 6 de Julio de 1979. BOE N°253 de 22 de octubre de 1979, pp.: 24524-24550.

Bowman R.A., Mueller A.C. y Nagle W.M., 1940.- Mean temperature difference in design. *Trans. ASME*, **62**: 283-294.

Chapman A. J. , 1990.- *Transmisión del calor*. Editorial Bellisco, Madrid.

Chapman A.J., 1984.- *Transmisión del calor*. Librería Editorial Bellisco, Madrid, 731 pp.  
de Andrés y Rodríguez-Pomatta J.A. y García Gándara M., 1990.- *Calor y frío industrial*. Universidad Nacional de Educación a Distancia, Madrid, 503 pp.

Foster K. y Zuber N., 1955.- Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer. *AIChE Jl.* **1**: 531 p.

Hensley J.C., 2009.- *Cooling tower fundamentals*. SPX Cooling Technologies, Inc. Overland Park (EE.UU.), 117 pp.

Kern D.Q., 1965.- *Procesos de transferencia de calor*. CECSA, México.

López Giménez F.J., 1992.- *Termodinámica y aplicaciones prácticas. Parte I*. Servicio de Publicaciones, Universidad de Córdoba, 211 pp.

McAdams W.H., 1964.- *Heat transmission*. McGraw-Hill, Nueva York (EEUU).

Mills A.F., 1995.- *Transferencia de calor*. McGraw-Hill, México

Mills A.F., 1997.- *Transferencia de calor*. McGraw-Hill e Irwin. Santafé de Bogotá (Colombia), 932 pp.

Salvi G., 1968.- *La combustión, teoría y aplicaciones*. Editorial Dossat, Madrid.

Sánchez M. T., 2001.- *Ingeniería del frío: Teoría y práctica*. Ediciones A. Madrid Vicente y Mundi-Prensa, Madrid, 510 pp.

Shah R.K. y Mueller A.C., 1985.- *Heat exchanger basic thermal design methods*. En: Handbook of heat transfer applications. Rohsenow W.N., Harnett J.P. y Ganic E.N., Ed. Cap. 4. McGraw-Hill, Nueva York (EEUU).

Sieder E.N. y Tate G.E., 1936.- Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, **28**(12): 1429-1435.

Taborek J., 1990.- Charts for mean temperature difference in industrial heat exchanger configurations. En: Hemisphere handbook of heat exchanger design, Hewitt C.F. Ed. Hemisphere, Nueva York (EEUU).