IV.- CARGAS TÉRMICAS Y DIMENSIONADO

pfernandezdiez.es

Aunque no se tenga que proyectar una instalación, sino solamente controlar su funcionamiento, es necesario conocer la lógica que rige la elección o el dimensionado de los órganos principales del equipo. En el diagrama de bloques de la Fig IV.1 se representa un primer enfoque racional que expone las variables que se deben tener en cuenta durante el proyecto de una instalación.

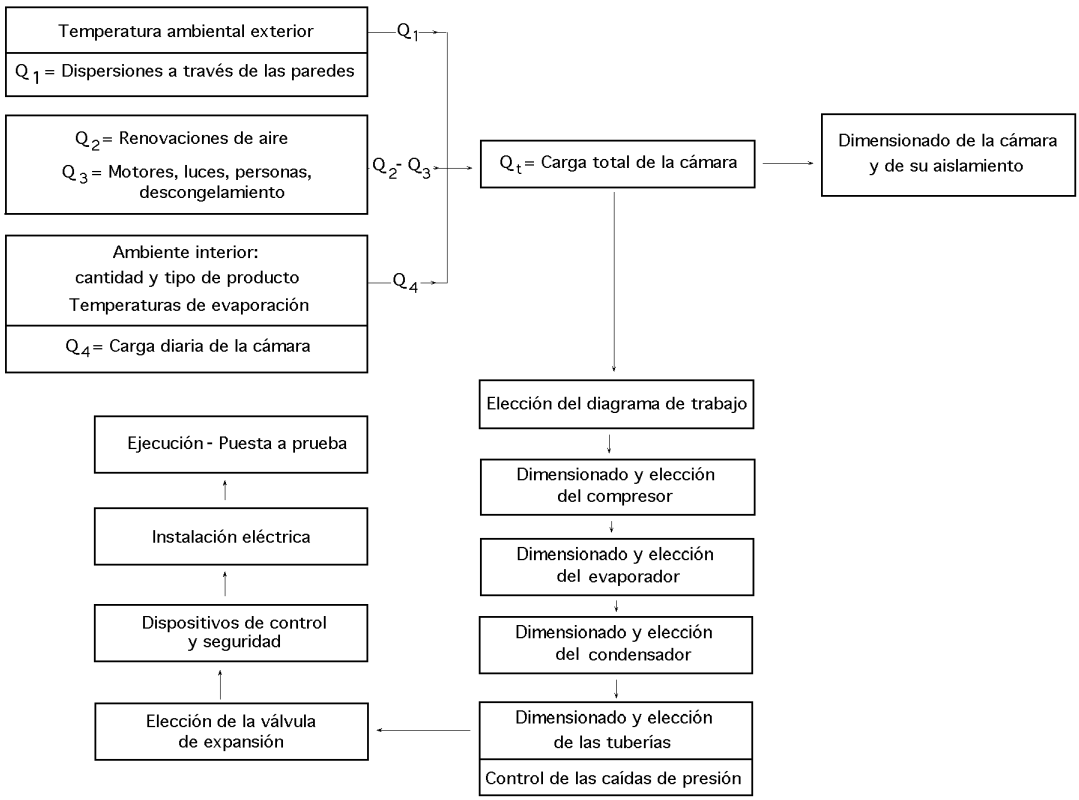

Fig IV.1.- Diagrama de bloques

IV.1.- INFLUENCIA DEL AMBIENTE EXTERIOR

a) En primer lugar hay que conocer a qué se va a destinar el equipo, el tipo de producto y la temperatura y humedad a las cuales debe éste conservarse.- Sólo a través de una cuidadosa elección de estos valores se logrará que un producto se pueda conservar el mayor tiempo posible sin alterar sus cualidades organolépticas, las cuales se obtienen de Tablas experimentales en las cuales se encuentran también indicados otros elementos útiles para definir la carga térmica de las cámaras.

En la Fig IV.2 se ilustra el desarrollo microbiano en la carne, en función de la temperatura.

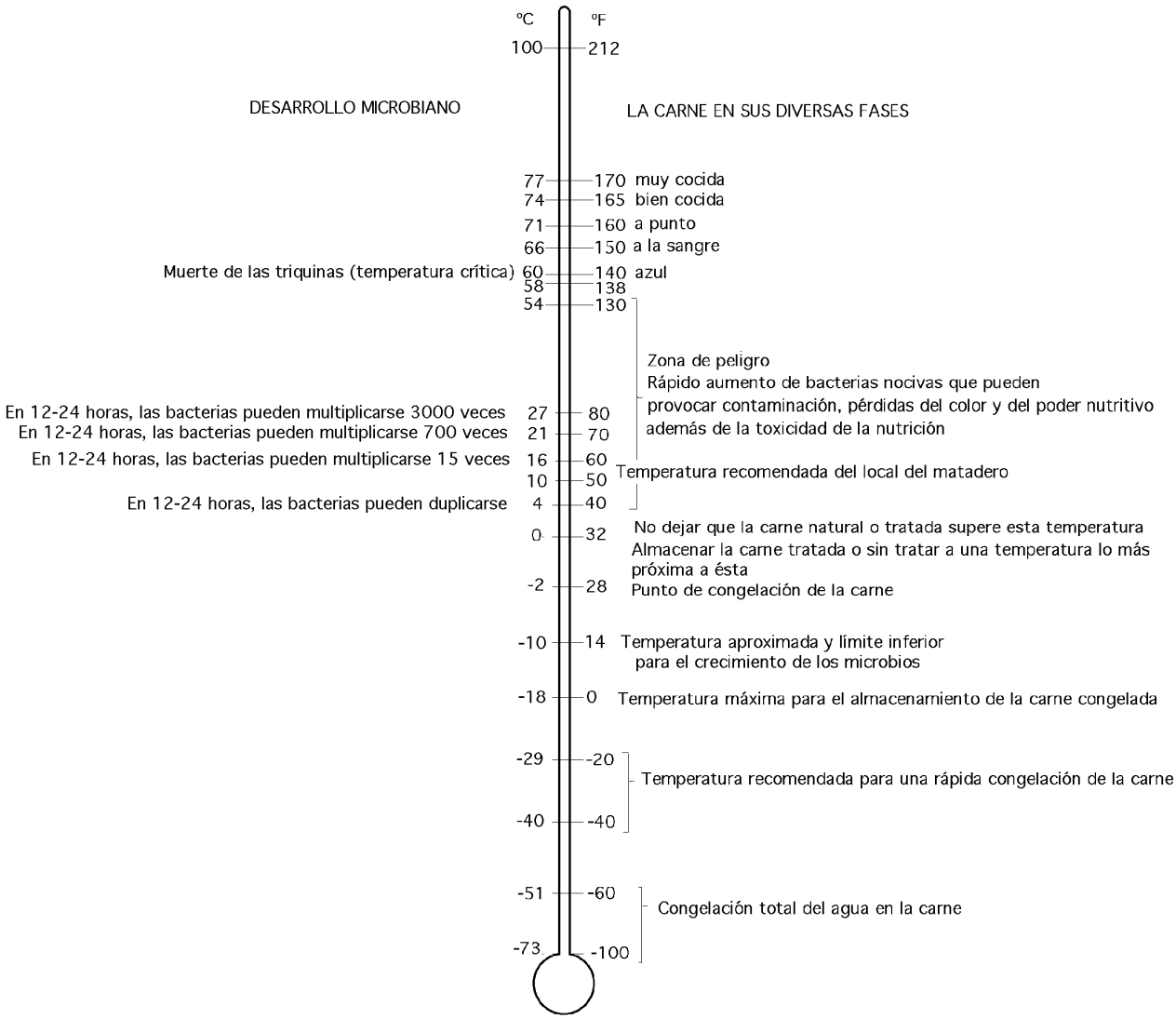

Fig IV.2.- Desarrollo microbiano en la carne, en función de la temperatura

A nivel general, es posible distinguir tres clases de temperaturas según las cuales se pueden agrupar los equipos de refrigeración.

- Equipos con una temperatura del orden de 0°C, para la conservación de productos alimenticios durante un breve período de tiempo

- Equipos para la congelación, con temperaturas que varían entre - 30°C y - 40°C

- Equipos para una conservación prolongada, con temperaturas entre - 20°C y - 30°C

b) En segundo lugar hay que elegir el sistema de refrigeración y tipo de condensador, teniendo en cuenta { *el ambiente exterior (temperatura y humedad relativa)*; *la presencia o ausencia de agua*; *su conveniencia económica*

En base a estos elementos se determinan las temperaturas de evaporación y condensación a utilizar, y la representación en el diagrama (log p-i) correspondiente del ciclo que se desea realizar.

El uso de diagramas implica tener en cuenta que:

- Cuando el compresor está en movimiento, la temperatura del fluido frigorígeno es del orden de 4°C a 7°C menor que la del aire de la cámara próxima al evaporador, mientras que cuando el compresor está detenido ambas temperaturas son iguales

- La temperatura del fluido frigorígeno en un condensador de aire es del orden de 17°C a 19°C mayor que la temperatura del aire de enfriamiento a la entrada

- La temperatura del fluido frigorígeno en un condensador de agua es, aproximadamente, 11°C mayor que la temperatura del agua a la salida

Hay que tener en cuenta que en todos los ciclos el fluido frigorígeno líquido se subenfria hasta la temperatura ambiente, obteniéndose así un aumento del efecto refrigerante COP sin aumentar el trabajo. La variación de los diferentes COP es función de las diferentes temperaturas de condensación y evaporación.

El rendimiento real total es notablemente inferior al rendimiento del ciclo, porque hay que tener en cuenta la resistencia mecánica del compresor, las pérdidas en el cobre y en el hierro del motor eléctrico, la resistencia por rozamiento del fluido a lo largo del circuito hidráulico, el consumo de los ventiladores del condensador y del evaporador y los de la instalación eléctrica, etc.

IV.2.- CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q_1

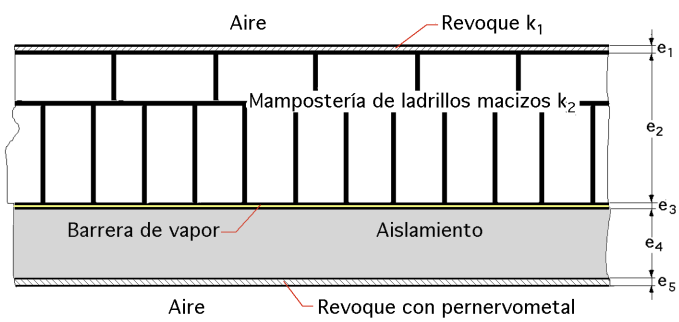

Fig IV.3.- Materiales que componen la pared de una cámara

Para determinar la carga térmica que se debe extraer de la cámara para mantenerla a una temperatura constante y, simultáneamente, realizar un control de suficiencia del aislamiento elegido, se hacen las siguientes consideraciones:

- El calor disipado a través de las paredes *(infiltraciones)* se calcula mediante la expresión:

$$Q_1 = U\,S\,(T_2 - T_1)\,t$$

IV.1.- Propiedades térmicas de los productos conservables en cámaras frigoríficas

PRODUCTO	Temp. de conservación (ºC)	Humedad relativa %	Tiempo de conservación aproximado	Calor espec. antes congelación	Calor espec. después congelación	Calor latente de congelación	Punto de congelación (ºC)	Calor de respiración
VERDURAS				Kcal/kgºC	Kcal/kgºC	Kcal/kgºC		Kcal/kgºC
Espárragos congelados	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	75	-1,2	---
Espárragos frescos	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,94	---	---	---	1,5
Alcachofas congeladas	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,45	67	-1,7	---
Alcachofas frescas	0	90 a 95	3 a 4 semanas	0,87	---	---	---	1,2 a 3
Zanahorias congeladas	-18	80 a 85	6 a 12 meses	---	0,45	70	-1,4	---
Zanahorias frescas	0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,86	---	---	---	0,5
Coliflores	0	90 a 95	2 a 3 semanas	0,93	---	---	-1	1,25
Judías frescas	4 a 7	85 a 90	1 a 2 semanas	0,82	---	---	-1,2	2
Judías tiernas	7	85 a 90	8 a 10 días	0,91	---	---	-1,3	2,7
Lechuga	0	90 a 95	1 a 3 semanas	0,96	---	---	-0,5	0,5 a 1,1
Guisantes congelados	-18	85 a 90	8 a 12 meses	---	0,42	59	-1	---
Guisantes frescos	-0,5 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,79	---	---	---	2
Tomates maduros	7 a 10	85 a 90	2 a 7 días	0,95	---	---	-0,5	0,5 a 0,8
Tomates verdes	11 a 13	85 a 90	3 a 5 semanas	0,95	---	---	-0,5	0,9 a 1,15
Apio	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 4 meses	0,95	---	---	-1,3	0,4 a 0,6
Espinaca congelada	-18	85 a 90	6 a 12 meses	---	0,48	74	-0,9	---
Espinaca fresca	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 2 semanas	0,94	---	---	---	1 a 1,2
FRUTAS								
Sandías	2 a 4,5	85 a 90	2 a 3 semanas	0,97	---	---	-1,6	---
Naranjas	0 a 1	85 a 90	1 a 2 meses	0,9	---	---	-2,2	0,1 a 0,25
Plátanos	14 a 16	90	1 a 2 semanas	0,8	---	---	-2,2	2 a 6
Cerezas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,45	68	-3,3	---
Cerezas frescas	-1 a 0	85 a 90	1 a 4 semanas	0,87	---	---	---	0,35 a 0,5
Fresas congeladas	-18	90	10 a 12 meses	---	0,48	72	-1,2	---
Fresas frescas	0	85 a 90	1 a 5 días	0,92	---	---	---	0,6 a 0,9
Limones	9 a 10	85 a 90	1 a 2 meses	0,92	---	---	-2,2	0,3 a 0,8
Mandarinas	4 a 7	85 a 90	3 a 6 semanas	0,95	---	---	-2,2	1 a 1,5
Manzanas	-1 a 3	85 a 90	2 a 6 meses	0,86	---	---	-2	0,1 a 0,4
CARNES								
Cordero congelado	-18	90	6 a 8 meses	---	0,3	47	-1,7	---
Cordero fresco	0 a 1	85 a 90	1 a 2 semanas	0,67	---	---	---	---
Buey gordo congelado	-15	90 a 95	6 a 9 meses	---	0,35	44	-2,2	---
Buey gordo fresco	-1 a 1	85 a 90	1 a 6 semanas	0,6	---	---	---	---
Tocino	7	90 a 95	4 a 8 meses	0,52	---	---	---	---
Cerdo congelado	-18	90 a 95	4 a 6 meses	---	0,38	36	-2,2	---
Cerdo fresco	-1 a 0	85 a 90	1 a 2 semanas	0,6	---	---	---	---
Aves congeladas	-18	90 a 95	9 a 10 meses	---	0,42	59	-2,8	---
Aves frescas	0	85 a 90	1 semana	0,79	---	---	---	---
PESCADOS								
Pescado magro cong	-18	85 a 90	3 a 4 meses	---	0,45	68	-1,7	---
Pescado magro fresco	-1 a 0	85 a 90	5 a 15 días	0,86	---	---	---	---
Merluza fresca	0 a 1,7	90 a 95	5 a 15 días	0,9	---	---	-2,2	---
VARIOS								
Cerveza	1,5 a 4,5	---	1 a 3 meses	0,92	---	---	-2,2	---
Mantequilla	0 a 4,5	80 a 85	1 a 2 meses	0,64	---	---	-1	---
Dulces	-18 a 10	40 a 65	---	0,93	---	---	-2,2	---
Queso	-1 a 7	65 a 70	variable	0,50 a 0,75	---	---	---	1 a 1,4
Helados	-26 a -30	---	6 a 9 meses	---	0,39	50	-2,8	---
Leche	0,5	---	1 semana	0,93	---	---	-0,5	---
Margarina	2	60 a 70	1 año	0,32	---	---	---	---
Pan congelado	-18	---	varias semanas	---	0,34	30	-8	---
Pieles para curtir	-12 a -18	40 a 60	1 año	variable	---	---	---	---
Huevos frescos	-1 a 0	80 a 85	6 a 9 meses	0,73	---	---	---	---

en la que:

S es la superficie exterior de la cámara frigorífica en m^2

$T_2 - T_1$ *es el salto térmico en* ^oC

t es el tiempo en horas; normalmente se considera tiempo unidad

U es el coeficiente global de transmisión de calor: $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{C_1}} + \frac{1}{h_{C_2}} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k_i}$, *en la que hay que considerar todos los materiales que componen la pared de la cámara, Fig IV.3:*

- *El revoque exterior, con coeficiente de transmisión de calor* k_1
- *La mampostería de ladrillos macizos* k_2
- *Las barreras de vapor* k_3
- *Los aislamientos* k_4
- *El revoque interior* k_5
- *Los coeficientes de convección (aire-pared)* h_{C1} *y* h_{C2}

En la Tabla IV.2 se indican los espesores *e* del aislamiento recomendados para una cámara frigorífica en función del tipo de material aislante y de la temperatura interior.

Tabla IV.2.- Espesor en cm del aislamiento de una cámara frigorífica en función del material aislante y de la temperatura interior

Temperatura de la cámara	*Poliestireno expandido* $\rho = 26 \div 30 \ \frac{kg}{cm^2}$	*Poliuretano* $\rho = 35 \div 40 \ \frac{kg}{cm^2}$	*Corcho expandido* $\rho = 80 \div 100 \ \frac{kg}{cm^2}$	*Foam. glass* $\rho = 144 \ \frac{kg}{cm^2}$	*Isover* $\rho = 12 \div 14 \ \frac{kg}{cm^2}$
3 a 6	*8 cm*	*6 cm*	*10 cm*	*12 cm*	*8 cm*
-5 a +3	*12*	*10*	*14*	*15*	*11*
-15 a -5	*15*	*12*	*20*	*20*	*14*
-20 a -15	*18*	*14*	*22*	*28*	*18*
-30 a -20	*20*	*16*	*25*	*30*	*20*
otras	*25*	*20*	*30*	*35*	*25*

En la Tabla IV.3 se muestran los valores de los coeficientes de película h_C correspondientes a varios materiales de uso común.

Para efectuar el cálculo de los coeficientes h_C de umbral, se puede utilizar la siguiente expresión en convección natural:

$h_C = 2{,}3 \sqrt[4]{T_{pF} - T_F} \ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$, *con* T_{pF} *y* T_F *las temperaturas de la superficie de la pared y del fluido*

En convección forzada y, conociendo la velocidad *v* del aire en m/h, se puede aplicar la expresión

$h_C = 5 + \frac{v}{1100} \ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$, válida para: $v < 5 \ \frac{m}{seg}$ *ó* $18.000 \ \frac{m}{hora}$

Ejemplo: $v = 3{,}5 \ \frac{m}{seg} \Rightarrow h_C = 5 + \frac{3{,}5 \times 3600}{1100} = 16{,}4 \ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$

Tabla IV.3.- Conductividad térmica de diversas sustancias

METALES	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C	SUSTANCIAS ORGÁNICAS	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C	SUSTANCIAS INORGÁNICAS	k (a 20°C) Kcal/m.h.°C
Al 99%	173	asfalto	0,6	amianto	0,058
92 Al + 8 Cu	112	algodón	0,0155	amianto prensado	0,14 a 0,21
38 Al +10 Zn + 2 Cu	126	celuloide	0,18	hielo	1,8
Pb	29	ebonita	0,15 a 0,05	arcilla cocida a 200°C	0,52
Cu puro	330	fibras	0,325	yeso	1,1
Cu con 0,63% P	90	fibras	0,108	vidrio	0,36 a 0,90
Cu con 1,98% P	45	carbón	0,15 a 3,60	baldosas de magnesia	0,97 a 2,6
Fe puro	58	negro de humo	0,025	Mg O	0,0575 a 0,162
Mg	135	grafito	4,32	Mg CO	0,085
Latón	94	linóleo	0,16	lana de vidrio	0,03
Pt	60	parafina	0,215	mica	0,64
Hg	71	seda	0,0342	arena	0,33
Ag	351	corcho	0,259 a 0,0369	porcelana	0,9 a 1,69
Ni	51	lana	0,042	cuarzo	10,8
Zn	96	cera de abejas	0,216	cemento	0,25
LÍQUIDOS		goma	0,163	ladrillos	0,0101 a 0,336
agua	0,515	poliuretano	0,017	GASES	
agua a 0°C	0,5	poliestireno	0,0265	aire	0,0205
aceite de oliva	0,142	lana mineral	0,0265 a 0,04	argón	0,014
aceite de ricino	0,153			helio	0,122
petróleo (13°)	0,128			oxígeno (7° a 8°)	0,0203
alcohol etílico	0,152			hidrógeno	0,118
éter	0,109			hidrógeno (100°)	0,133
cloroformo (9° a15°)	0,104			nitrógeno (7° a 8°)	0,0188
benzol (5°)	0,12			metano (7° a 8°)	0,0233
glicerina (9° a15°)	0,229				0,0111
ácido acético	0,169			CO	0,018

La determinación del coeficiente de umbral de convección es difícil de resolver, ya que depende de muchas variables, como la velocidad del fluido, su densidad, conductividad térmica, viscosidad, calores específicos c_p y c_v, la forma y dimensiones del cuerpo en contacto con el fluido, el estado de las superficies de intercambio, el salto térmico que provoca el intercambio de calor, etc., por lo que también hay que tener en cuenta las dificultades que pueden surgir en las cámaras frigoríficas cuando no se haya previsto un adecuado aislamiento del piso.

En los casos en que la temperatura de funcionamiento sea particularmente baja, además del aislamiento y de la barrera de vapor, es necesario que el piso tenga una cámara de aire en comunicación con el exterior, para evitar que el frío, al congelar la humedad del terreno, pueda romper el piso, o en los casos mas graves, las bases de cimentación.

Método rápido experimental para el cálculo de Q_1.- Un método rápido y eficaz que permite calcular el calor transmitido a través de una pared compuesta, es el que hace uso de Tablas especiales que dan las $(Kcal/m^2/24\ h)$ que atraviesan las paredes de una cámara aislada con poliuretano, corcho u otro material, en función del espesor del aislamiento y del salto térmico. Multiplicando este dato por los m^2 de superficie de las 6 paredes de la cámara se encuentran las $(Kcal/24\ h)$ transmitidas.

Tabla IV.4.- Cálculo rápido del calor transmitido en (Kcal/m²/24 h) POLIURETANO EXPANDIDO

Espesor aislamiento	*Diferencia de temperatura entre el ambiente y la cámara*								
(cm)	*5*	*10*	*15*	*20*	*25*	*30*	*35*	*40*	*45*
6	*38*	*76*	*114*	*152*	*190*	*228*	*266*	*304*	*342*
8	*32,5*	*65*	*97,5*	*130*	*162,5*	*195*	*227,5*	*260*	*292,5*
10	*27*	*54*	*81*	*108*	*135*	*162*	*189*	*216*	*243*
12	*22*	*44*	*66*	*88*	*110*	*132*	*154*	*176*	*198*
15	*18*	*36*	*54*	*72*	*90*	*108*	*126*	*144*	*162*
18	*15*	*30*	*45*	*60*	*75*	*90*	*105*	*120*	*135*
20	*13*	*26*	*39*	*52*	*65*	*78*	*91*	*104*	*117*

Para los otros tipos de aislamiento se deberá aumentar o disminuir el espesor de la plancha en función de la relación entre la conductividad del producto que se desea usar y la del poliuretano expandido

Por ejemplo, para calcular la dispersión de una cámara de, 5 x 4 x 3 m = 60 m^3, aislada con una capa de poliuretano expandido de 10 cm de espesor y que trabaje con un salto térmico, por ejemplo de 30ºC, de la Tabla IV.4 se obtienen 162 Kcal/m^2/24h, que multiplicadas por los 94 m^2 de superficie dan:

$$Q_1 = 162 \times 94 = 15.228 \ \frac{Kcal}{24\ h}$$

En este cálculo no se han tenido en cuenta los restantes elementos que componen la pared; a fines prácticos de cálculo, el resultado que se obtiene es prácticamente igual al que se obtendría conside-rando todos los elementos componentes de la pared

IV.3.- CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS Q_2 y Q_3

La pérdida de calor que indicamos como Q_2 es la provocada por la necesidad de tener que enfriar el aire que penetra en la cámara cuando se introducen o se retiran las mercancías, pérdida que es función de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, de la humedad relativa del aire, del número de veces que se abre la puerta para entrar o salir de la cámara, de las dimensiones de esta última y del numero de renovaciones de aire; se conoce como *renovaciones de aire*.

Si se recurre a tablas experimentales que permiten una rápida determinación, y tomando como ejemplo la cámara del caso precedente, funcionando entre, -10ºC y +32ºC, para un volumen de 60 m^3, 11 renovaciones en 24 horas, Tabla IV.6, y una humedad relativa del aire exterior del 60%, la cantidad de calor Q_2 será, teniendo en cuenta las Tablas IV.5 y 6:

$$Q_2 = 60\ m^3 \times 11 \text{ renovaciones en } 24\ h \times 27{,}3 \ \frac{Kcal}{m^3} \times 0{,}6 \text{ (coef. para una estiba prolongada)} = 10.694 \ \frac{Kcal}{24\ h}$$

$$\text{Para conservación} \begin{cases} \text{prolongada se multiplica el n°de renovaciones} \times 0{,}6 \\ \text{normal se multiplica el n°de renovaciones} \times 1 \\ \text{breve se multiplica el n°de renovaciones} \times 2 \end{cases}$$

Las pérdidas térmicas Q_3 son las provocadas por el encendido de las luces en las cámaras, por la presencia de eventuales motores eléctricos de los ventiladores, por las personas que trabajan en el

interior de las cámaras, Tabla IV.7, y por las fuentes de calor utilizadas para el descongelamiento o para tener abiertas las descargas del agua de condensación.

Tabla IV.5.- Carga térmica en Kcal/m³, (calor sensible + calor latente) para el enfriamiento del aire de renovación

Temperatura de la cámara	*Temperatura exterior 32ºC Humedad relativa*		*Temperatura exterior 38ºC Humedad relativa*	
	50%	*60%*	*50%*	*60%*
10	*14,4*	*16,6*	*20,3*	*23,5*
5	*17,8*	*20,1*	*23,7*	*27,3*
0	*20,1*	*22,5*	*26,2*	*29,8*
-5	*21,7*	*24,1*	*27,9*	*1,4*
-10	*24,9*	*27,3*	*31,2*	*34,9*
-15	*27,7*	*30,3*	*34,2*	*38*
-20	*30,3*	*32,8*	*36,9*	*40,6*
-25	*32,6*	*35,2*	*39,3*	*43,2*
-30	*34,5*	*37,2*	*41,4*	*45,4*

Tabla IV.6.- Cantidad media de renovaciones de aire necesarias en 24 horas a causa de la apertura de las puertas y de la infiltración de aire en la cámara frigorífica

Volumen de la cámara, m³	*5*	*10*	*15*	*20*	*25*	*30*	*45*	*60*	*100*	*150*	*200*	*300*	*500*	*650*	*900*
Número de renovaciones	*40*	*35*	*25*	*21*	*19*	*15*	*13*	*11*	*9*	*7*	*5*	*4*	*3*	*2,5*	*2*

Tabla IV.7.- Calor perdido en Kcal por persona/hora, a diferentes temperaturas

Temperatura de la cámara en ºC	*0*	*-5*	*-10*	*-15*	*-20*	*-25*
(Kcal/hora) por persona	*235*	*260*	*285*	*310*	*340*	*365*

También se tendrán en cuenta la exposición de las paredes al sol, de forma que cuando se calcule la dispersión a través de estas últimas se sumarán 10ºC, 5ºC y 3ºC a la temperatura exterior, según que el color de las paredes sea oscuro, gris o blanco.

IV.4.- CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Q_4

A las cargas térmicas anteriores hay que añadir la correspondiente a los productos *a refrigerar, congelar o conservar* y que indicamos como Q_4. Toda sustancia que esté a mayor temperatura que la cámara en la cual se va a introducir, pierde calor hasta alcanzar el equilibrio térmico. En las sustancias vegetales, intervienen el calor específico, el calor latente y el calor de respiración que concierne a aquellos vegetales que, estando aún vivos, absorben oxígeno despidiendo anhidrido carbónico y calor.

IV.5.- CARGA TOTAL

La carga total correspondiente a 24 horas se calcula sumando las anteriores cargas térmicas:

Q_1, *transmisión de calor a través de las paredes (infiltraciones)*

Q_2, *renovaciones de aire*

Q_3, *calor debido a luces, personas, etc*

Q_4, *calor debido a la carga de los productos a refrigerar, congelar o conservar*

Para obtener la carga por hora, dato que servirá para dimensionar los componentes del equipo, en vez de dividir las calorías totales por 24 horas, se las divide por 16 horas o por 18 horas, a fin de tener una reserva de potencia para los casos de emergencia.

Una de las primeras precauciones que deben tomarse cuando se inspecciona o prueba un equipo de refrigeración es la de controlar los tiempos de parada y de funcionamiento, para ver si la potencia frigorífica suministrada es suficiente. Si llegara a resultar insuficiente, habría que determinar si la diferencia se debe a un funcionamiento defectuoso del equipo, o al subdimensionado del espesor de los componentes del aislamiento o a la carga excesiva.

IV.6.- ELECCIÓN DEL DIAGRAMA DE TRABAJO

Elección de temperaturas.- Conocido el producto a enfriar y el tiempo medio de permanencia en la cámara, se definen la temperatura y la humedad relativa para el régimen de funcionamiento. También hay que definir la temperatura del fluido frigorígeno en el evaporador y, por lo tanto, la diferencia de temperaturas entre la cámara y el fluido en el evaporador, y la temperatura de condensación teniendo en cuenta el sistema de refrigeración del condensador (aire en convección forzada, agua de manantial, agua de torre de refrigeración, etc) y su diseño y tipo.

Elección del fluido frigorígeno.- Fijadas las temperaturas se pasa a la elección del refrigerante (fluido frigorígeno), que se realiza teniendo en cuenta los siguientes parámetros:

- La temperatura de ebullición del fluido frigorígeno debe ser sensiblemente más baja que la temperatura a la cual el líquido se evaporará en el evaporador

- La temperatura final de la compresión, debe ser lo más baja posible para no comprometer la duración del aceite lubricante o del compresor

- El calor latente de evaporación del fluido frigorígeno debe ser alto, junto con un volumen específico bajo (para obtener una capacidad volumétrica elevada y un alto rendimiento)

Con el tipo de fluido frigorígeno elegido y con las temperaturas de evaporación y de condensación se traza en el diagrama el ciclo de refrigeración que se quiere realizar. En base a dicho diagrama se obtienen las presiones máxima y mínima, el calor cedido por el refrigerante al evaporador, el calor que el condensador debe disipar al exterior y la energía a suministrar al compresor, procediéndose con estos datos al dimensionado y elección de los componentes del equipo de refrigeración.

IV.7.- ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

a) DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DEL COMPRESOR.- Para calcular el tamaño del compresor hay que tener en cuenta que debe impulsar el vapor que se forma en el evaporador a la misma velocidad con la que el calor absorbido en el evaporador hace evaporar el líquido; todo ésto tiene

que realizarse a la presión de evaporación escogida, para que la temperatura de la cámara sea la prefijada. Si el compresor es pequeño, no se logrará bombear la cantidad de frigorías necesarias, mientras que si es demasiado grande, malgastará el exceso de energía en rozamientos, potencia utilizada, bajo $\cos\varphi$, etc...

Selección del compresor.- Una vez definidas las Kcal/hora necesarias de la carga total de la cámara, se estiman, en base al ciclo de trabajo elegido y representado en el diagrama *(log p-i)*, las Kcal/kg que 1 kg del fluido frigorígeno escogido extrae del evaporador durante la evaporación. El cociente entre estos dos valores permite determinar el gasto másico kg/hora de refrigerante que tienen que evaporarse en el evaporador y que el compresor deber bombear cuando el líquido se haya transformado en vapor.

Si se considera un refrigerador que funciona con R-12 y necesite, por ejemplo, 1000 Kcal/hora, dado que 1 kg de R-12, evaporando a -20ºC y condensando a 35ºC, absorbe 27 Kcal/kg, el compresor tiene que bombear un gasto másico de vapor de:

$$\frac{1000\ \frac{Kcal}{hora}}{27\ \frac{Kcal}{kg}} = 37\ \frac{kg}{hora}$$

Como a -20ºC y 1,41 atm, el vapor posee un volumen específico de 0,11 m^3/kg, el compresor debe bombear: $37\ \frac{kg}{hora} \times 0{,}11\ \frac{m^3}{kg} = 4{,}1\ \frac{m^3\ de\ vapor}{hora}$

Con este valor, y una vez establecido el número de cilindros Z y el número de revoluciones n, se calcula la cilindrada del compresor V, cm^3, en la forma:

$$V = \frac{\pi\ D^2}{4}\ L\ n\ Z = \left|\begin{array}{c} Normalmente \\ L = D \end{array}\right| = \frac{\pi\ D^3}{4}\ n\ Z\ ,$$ en donde: $\begin{cases} D\ es\ el\ diámetro\ del\ pistón\ en\ cm \\ L\ es\ la\ carrera\ en\ cm \end{cases}$

Antes de definir el diámetro D, se tiene que considerar la eficiencia volumétrica del compresor, aumentando el volumen en un $\begin{cases} 50 \div 60\%\ para\ los\ compresores\ pequeños \\ 20 \div 30\%\ para\ los\ grandes \end{cases}$, teniendo en cuenta:

- El espacio nocivo existente entre el pistón y la cámara

- La inercia y peso del vapor

- El calentamiento y consiguiente aumento de volumen que sufre el gas cuando entra en los cilindros que impide la carga completa de la cámara

- Las pérdidas ocasionadas por el escape de vapor entre el pistón y las camisas, etc

Con el valor así obtenido se calcula el diámetro D de los pistones y, consiguientemente, el tamaño del compresor.

El rendimiento de un compresor frigorífico alternativo viene influenciado por distintos factores,

que se subdividen en:

-Factores de proyecto: { *cilindrada y espacio muerto*; *características de las válvulas de aspiración y de alimentación*

- Factores de trabajo: { *velocidad de rotación del compresor*; *presión de aspiración (evaporador)*; *presión de alimentación (condensación)*

La velocidad de rotación y la potencia absorbida son directamente proporcionales a la potencia frigorífica que se desea obtener.

a.1) Capacidad frigorífica de un compresor en función de la temperatura de aspiración.- En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, las cargas térmicas varían de un modo bastante amplio durante el funcionamiento normal.

Así, al comienzo de cada ciclo la cantidad de calor que se debe extraer es considerable, mientras que al final, esta cantidad se hace pequeña, produciéndose una disminución de la temperatura y de la presión del gas aspirado, hasta el momento en que interviene el presostato de baja presión (si aún no lo hubiera hecho el termostato de la cámara).

Cuando la presión es baja, el volumen del vapor refrigerante aumenta, mientras que el del vapor impulsado por el compresor permanece constante, disminuyendo el rendimiento; ademas, el vapor que queda en el espacio muerto al final de la compresión, se expande al reducirse la presión de aspiración, impidiendo con ésto el llenado total de las cámaras de compresión, lo cual implica un rendimiento frigorífico horario menor, una reducción del consumo de energía y un mayor consumo específico en, (CV x Frig./hora).

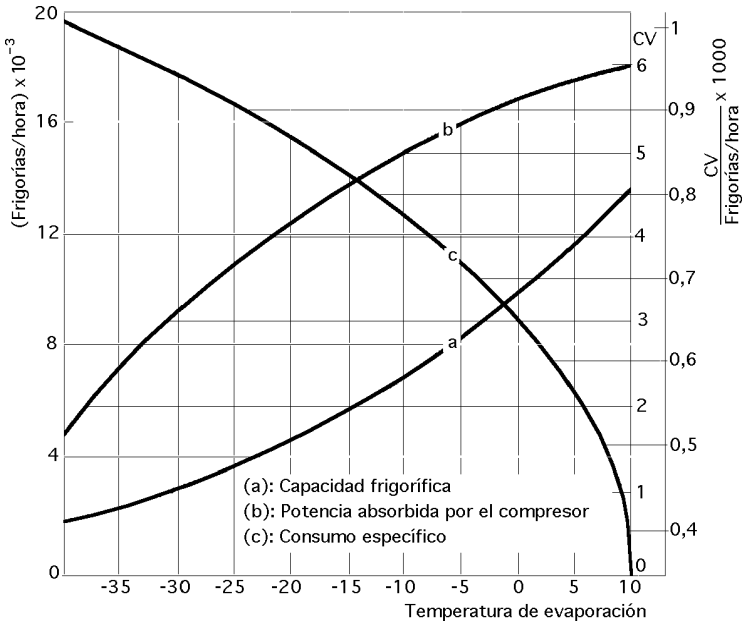

Fig IV.4.- Capacidad frigorífica, potencia del compresor y consumo específico, en función de la temperatura de aspiración

Todo lo dicho se ilustra en la Fig IV.4, en la cual, la curva:

- *(a) representa la capacidad frigorífica*
- *(b) representa la potencia absorbida*
- *(c), representa los consumos específicos en CV/1000 Frig/hora*

a.2) Capacidad frigorífica de un compresor en función de la temperatura de condensación.- Cuando la temperatura de condensación aumenta, la capacidad frigorífica del compresor disminuye, mientras que la potencia que absorbe aumenta; ésto sucede debido a:

a) Una disminución del efecto refrigerante del líquido al aumentar la temperatura del mismo

b) Una reducción del rendimiento volumétrico provocada por una mayor expansión del vapor en el espacio muerto del cilindro

c) Al aumento de la presión de alimentación que se produce al elevar la temperatura de condensación

Por lo tanto, el consumo específico se incrementa, como se indica en la Fig IV.9.

Para impedir una caída de presión excesiva en grandes instalaciones,a consecuencia de la reducción de la carga térmica, y para evitar que el compresor trabaje inadecuadamente, arrancando y deteniéndose con frecuencia, conviene utilizar motores eléctricos de velocidad variable, desviando en la aspiración mediante un by-pass parte de la alimentación o del líquido, y descargando uno o varios cilindros mediante la válvula de aspiración.

Otra consideración que se observa en la Fig IV.4 es la enorme variación del COP en función de la temperatura de evaporación, que se verifica cuando se pasa de temperaturas próximas a cero a temperaturas muy bajas. Esta es una de las razones por las que se utilizan los sistemas en cascada, a fin de obtener temperaturas muy bajas.

Para compresores de menos de 1 CV, los COP son notablemente inferiores a los de la Fig IV.4; ésto se debe a que las pérdidas mecánicas y eléctricas de los compresores pequeños respecto a los medios son mayores y, sobre todo, respecto a los grandes.

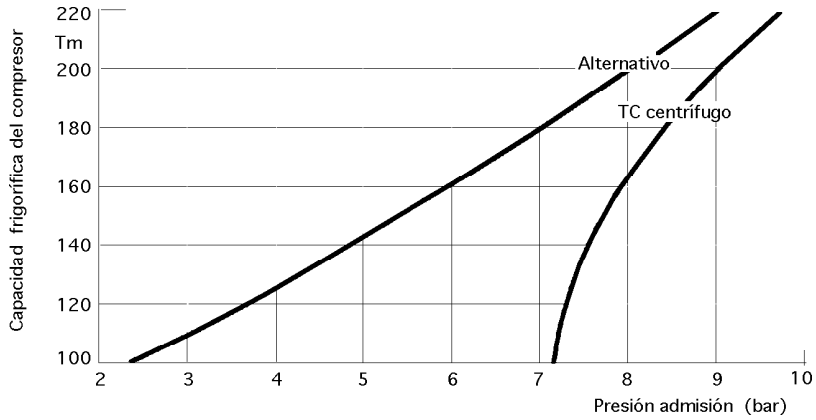

Fig IV.5.- Influencia de la presión de admisión en la capacidad frigorífica del compresor, n= Cte

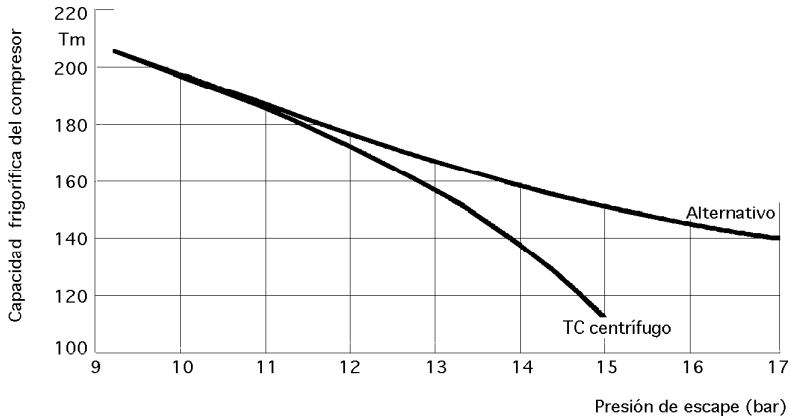

Fig IV.6.- Influencia de la presión de escape en la capacidad frigorífica del compresor, n= Cte

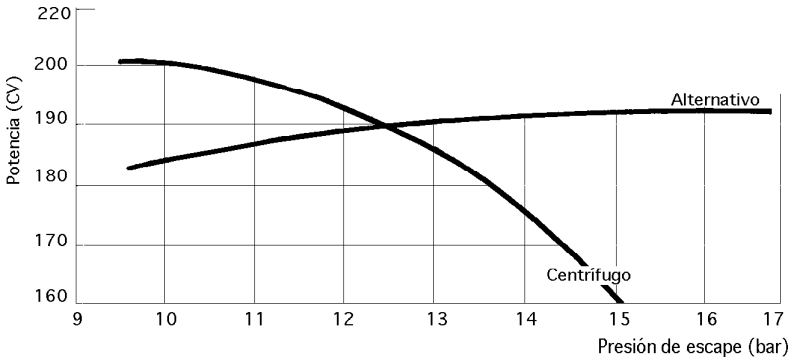

Fig IV.7.- Influencia de la presión de escape en la potencia absorbida en el eje del compresor, n= Cte

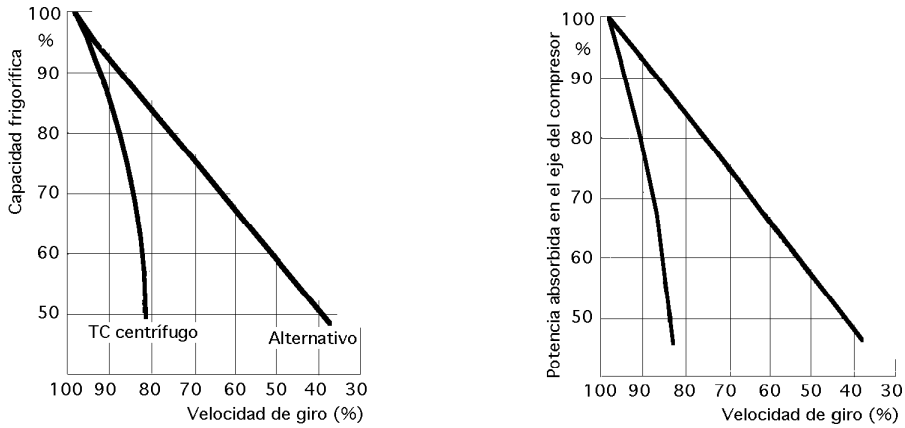

Fig IV.8.- Influencia de la velocidad de giro en la capacidad frigorífica y en la potencia absorbida en el eje del compresor (presiones de condensación y evaporación constantes)

Dimensionado y selección del motor eléctrico.- A partir del ciclo indicado en el diagrama (log p-i) se determina la cantidad de calor absorbida por el fluido refrigerante durante la compresión; multiplicándola por los kg de fluido que pasan a través del compresor en una hora, se halla el calor total a suministrar al refrigerante, en forma de trabajo mecánico.

La potencia así obtenida no tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento del compresor, el trabajo empleado para accionar la bomba de aceite, la sobrecarga de la puesta en marcha debida a la desigualdad de las presiones de aspiración y de alimentación, las pérdidas por rozamiento del motor

eléctrico, las pérdidas magnéticas, el factor de potencia, el par de arranque, etc., por lo que el valor hallado se deberá aumentar multiplicándolo por un valor comprendido entre 1,5 y 2.

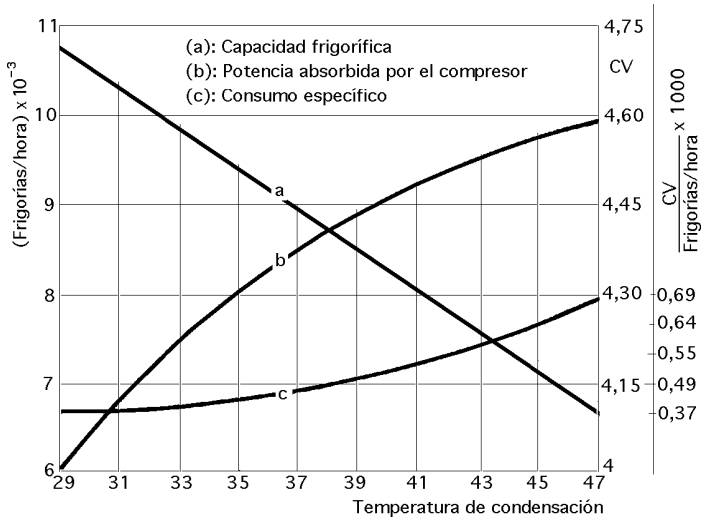

Fig IV.9.- Capacidad frigorífica, potencia del compresor y consumo específico, en función de la temperatura de condensación

En nuestro caso:

$$13\ \frac{Kcal}{kg} \times 38\ \frac{kg}{hora} \times \frac{2}{860}\ \frac{Kcal}{kW} = 1{,}15\ kW$$

Luego se recurre a los catálogos de los fabricantes y se busca el motocompresor que, por exceso, se encuentre más próximo al valor hallado.

b) DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.- La cantidad de calor que pasa de un ambiente caracterizado por una temperatura alta a otro que se encuentra a una temperatura más baja depende de las siguientes variables:

La superficie de intercambio
La diferencia de temperaturas
El coeficiente global de transmisión de calor
El espesor del material que separa los dos ambientes
El tiempo

La Fig IV.10 muestra el diagrama correspondiente a las diferencias de temperatura existentes entre el interior y el exterior de un evaporador.

En el caso más común de un evaporador que utiliza aire en convección forzada a T_1, el calor ambiente pasa a través de una capa de aire que circunda la superficie metálica, luego a través del metal del tubo y, por último, atraviesa la película de aceite que baña la pared interior, calentando el líquido a una temperatura T_2, evaporándolo, por lo que $T_1 - T_2 = \Delta T$ es el salto térmico de la relación precedente. Normalmente, los fabricantes proporcionan el coeficiente global de transmisión de calor U para cada tipo de evaporador que producen.

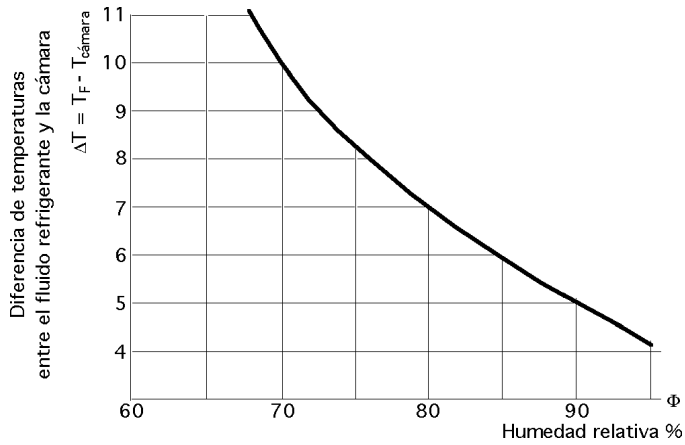

Fig IV.10.- Diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior de un evaporador

En un evaporador ventilado, el coeficiente U es más grande que en un evaporador estático no cubierto de escarcha y éste, a su vez, posee un coeficiente mayor que uno cubierto, estando sus valores indicativos en la relación:

$$U = 40/7/5 \ \frac{Kcal}{h\ m^2\ ºC}$$

El salto térmico ΔT que se impone al circuito es importante, ya que determina la humedad relativa en el interior de la cámara; se elige en función del producto que se desea conservar, de acuerdo con la Fig IV.10, o con el ábaco de Mehner, Fig IV.11.

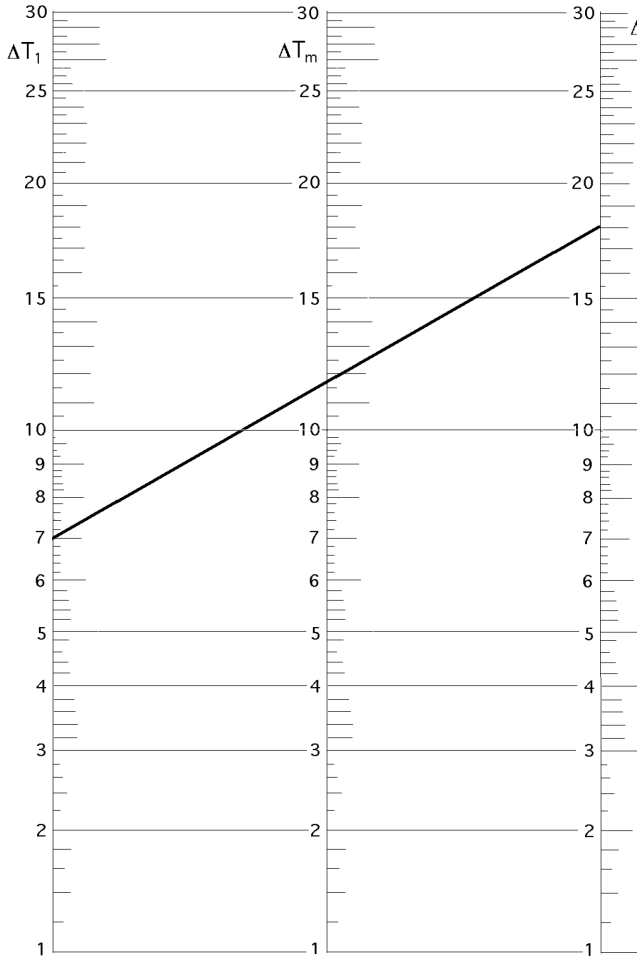

Fig IV.11.- Abaco de Mehner

La elección del evaporador se efectúa considerando la superficie de intercambio térmico A necesaria para disipar las calorías de proyecto según la expresión:

$$A = \frac{Q}{U\ \Delta T}$$

Una vez hallada la superficie de intercambio térmico A se consultan los catálogos de los fabricantes y se elige el tipo y el número de evaporadores que servirán para disipar el calor de la cámara. Hay que hacer notar que el calculo resulta sencillo si ΔT representa la diferencia existente entre la temperatura de evaporación del líquido en el interior del serpentín y la temperatura ambiente cuando ésta alcanza las condiciones de régimen, pero conduce a errores, dado que las temperaturas del fluido y del aire de la cámara, cuando éstos atraviesan el evaporador, se comportan según una evolución logarítmica y no lineal, por lo cual hay que

utilizar la LMTD.

Para los intercambiadores de placas en equi o en contracorriente, y los intercambiadores de doble tubo concéntricos en equi o en contracorriente, se utiliza la LMTD, diferencia logarítmica media de temperaturas, considerando que la diferencia de temperaturas del fluido ΔT es función de q, y varía entre ΔT_2 y ΔT_1, por lo que:

$$Q = U A \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Cuando el coeficiente global de transmisión de calor U varíe mucho de uno a otro extremo del intercambiador, no es posible representarle por este valor; si se admite que U varía linealmente con la diferencia de temperaturas ΔT , se puede poner:

$$Q = A \frac{U_1 \Delta T_2 - U_2 \Delta T_1}{ln \frac{U_1 \Delta T_2}{U_2 \Delta T_1}}$$

El significado de los símbolos de esta ecuación se observa claramente en las Fig IV.12 a 15, de las que se deduce que el mejor intercambio térmico tiene lugar en los sistemas en contracorriente, pues en ellos se aprovecha un mayor salto de temperatura. En efecto, a la salida del intercambiador, el fluido caliente se encuentra con el frío cuando se halla a la temperatura mínima.

Factor de corrección de la LMTD.- Cuando se tienen intercambiadores muy complejos, como los montajes en carcasa y tubos, con varios pasos de tubos por cada carcasa, o varias carcasas, y en el caso de intercambiadores de flujo cruzado, la deducción analítica de una expresión para la diferencia media de temperaturas resulta muy compleja.

Si las capacidades caloríficas de los fluidos son iguales, las diferencias de temperaturas en contracorriente resultan iguales y $\Delta T = \Delta T_1 = \Delta T_2$, por lo que para salvar la indeterminación (0/0) en el valor de la LMTD, hay que aplicar la regla de L´Hôpital.

Si la diferencia de temperaturas ΔT_1 no es mayor que un 50% de ΔT_2, es decir:

$$T_{C_2} - T_{F_1} \leq \frac{T_{C_1} - T_{F_2}}{2}$$

la diferencia de temperaturas media aritmética no difiere de la LMTD en más de un 1%, y se puede utilizar en lugar de ella para simplificar los cálculos.

En el caso general de intercambiadores de calor de tubos múltiples (con varios pasos por la parte de la camisa y con flujos cruzados), la determinación de las diferencias de temperaturas logarítmicas medias es tan complicada, que se prefiere modificar la LMTD multiplicándole por un factor F de corrección, en la forma:

$$\Delta T = LMTD \times F$$

en donde el valor de la LMTD se calcula para un intercambiador de doble tubo, Figs IV.17, en contracorriente con las mismas temperaturas de entrada y de salida de los fluidos que se tienen en el proyecto más complejo.

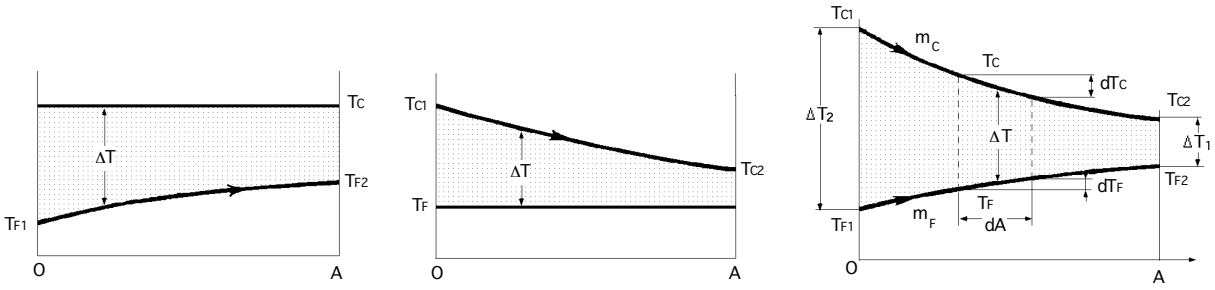

Fig IV.12.- a) Condensadores de un paso de tubos; b) Vaporizadores de un paso de tubos; c) Intercambiadores de calor de flujos en equicorriente y de un paso de tubos

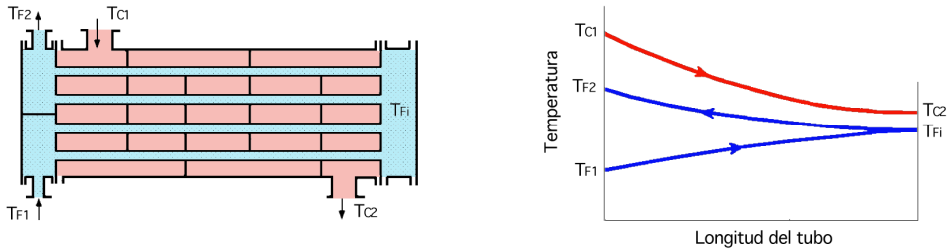

Fig IV.13.- Intercambiador 1-2, con contracorriente a la salida

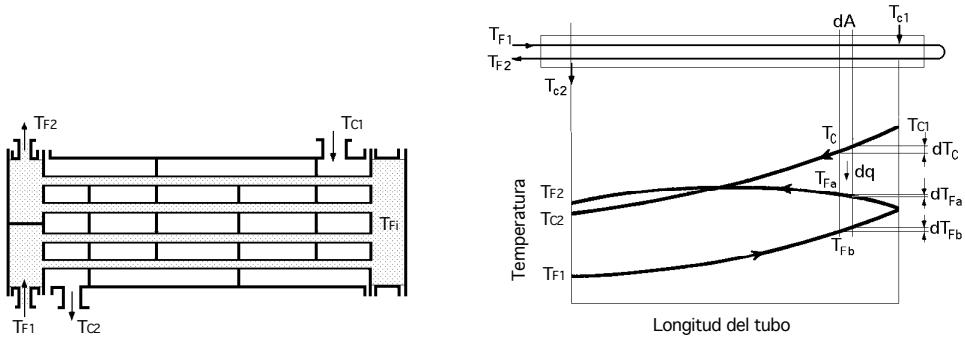

Fig IV.14.- Intercambiador 1-2, con equicorriente a la salida

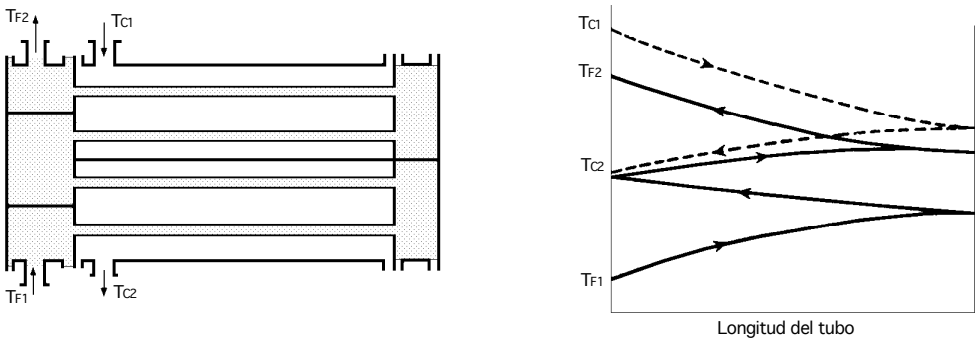

Fig IV.15.- Distribución de temperaturas en intercambiadores (2-4)

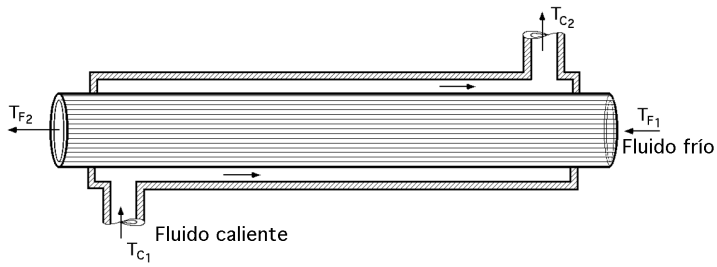

Fig IV.16.- Intercambiador simple de tubos concéntricos

Ejemplo: *Hallar el valor de ΔT para un evaporador estático enfriado por aire, de circulación natural, con un solo paso por la parte de la camisa (mezcla a la entrada y a la salida) y 10 pasos de tubos, y que trabaje entre las siguientes temperaturas:*

$$\left.\begin{array}{l} T_{C_1} = +\ 5°C \quad ;\quad T_{C_2} = 0°C \\ T_{F_1} = -13°C \quad ;\quad T_{F_2} = -\ 7°C \end{array}\right\} \quad \Rightarrow \quad \left\{\begin{array}{l} \Delta T_2 = \text{salto térmico a la salida} = 0 - (-7) = +\ 7°C \\ \Delta T_1 = \text{salto térmico a la entrada} = +\ 5 - (-13) = +18°C \end{array}\right.$$

Mediante el ábaco de Mehner, Fig IV.11, se obtiene : $\Delta T_m = LMTD = 11{,}6°C$, ó también:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\ \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{7 - 18}{ln\ \frac{7}{18}} = 11{,}65°C$$

Para la determinación del factor de corrección F se recurre a la gráfica de la Fig IV.17a, calculando los valores P y Z, y con éstos, F:

$$\left.\begin{array}{l} P = \dfrac{T_{F_1} - T_{F_2}}{T_{F_1} - T_{C_1}} = \dfrac{-13 - (-7)}{-13 - 5} = 0{,}33 \\ Z = \dfrac{T_{C_1} - T_{C_2}}{T_{F_2} - T_{F_1}} = \dfrac{5 - 0}{-7 - (-13)} = 0{,}83 \end{array}\right\} \quad \Rightarrow \quad F = 0{,}96 \ , \text{ por lo que: } \Delta T = \Delta T_m \cdot F = 11{,}6 \cdot 0{,}96 = 11{,}1°C$$

Calculando ΔT con la media aritmética se hallaría $\Delta T = 12{,}5°C$ que resulta superior un 12% respecto al precedente, que conduciría a un dimensionado de la superficie de evaporación inferior a las necesidades.

En cambio, eligiendo como temperatura de la cámara el valor 0ºC y un $\Delta T = 10°C$, la superficie de evaporación resultará un 11% superior a las necesidades

Vale la pena aclarar que es menos grave incurrir en un error del segundo tipo, sobre todo en el caso de funcionamiento a baja temperatura.

c) DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DEL CONDENSADOR.- Aparte de las calorías que extrae de la cámara frigorífica, el condensador debe disipar también las que el compresor cede al fluido durante el trabajo de compresión.

FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA LMTD PARA ALGUNOS TIPOS DE INTERCAMBIADORES

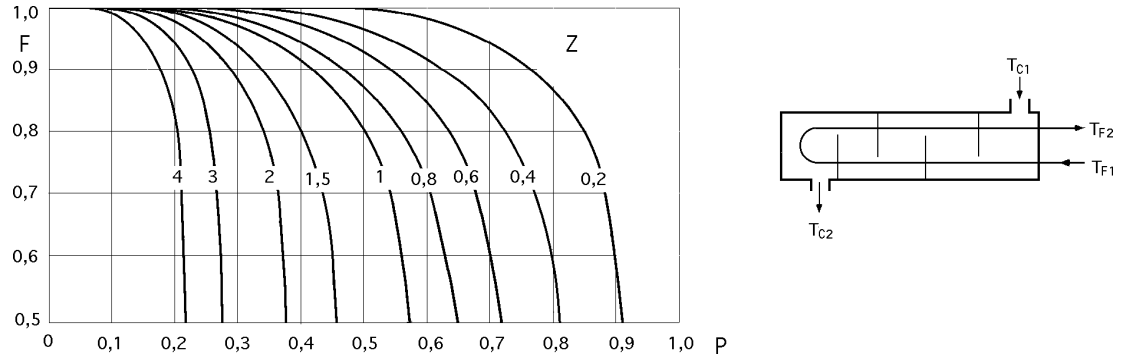

Fig IV.17a.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador en contracorriente (1-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

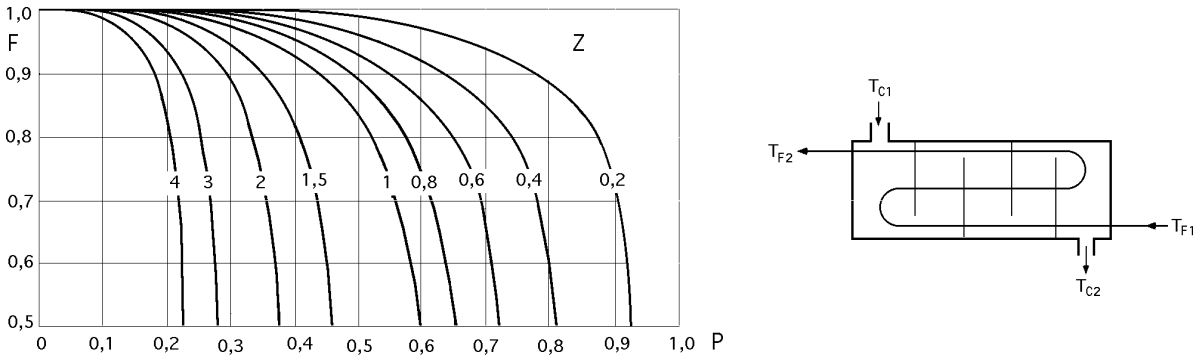

Fig IV.17b.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador (1-3), con dos de los pasos en contracorriente

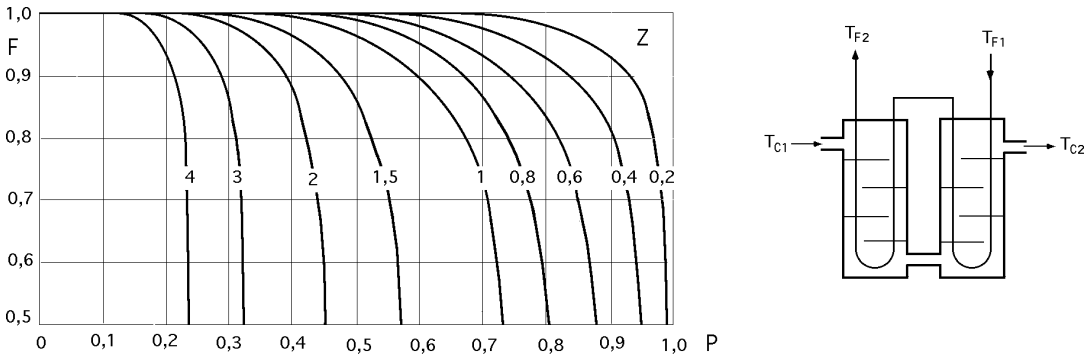

Fig IV.17c.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador en contracorriente (2-4) y un múltiplo par de pasos de tubos

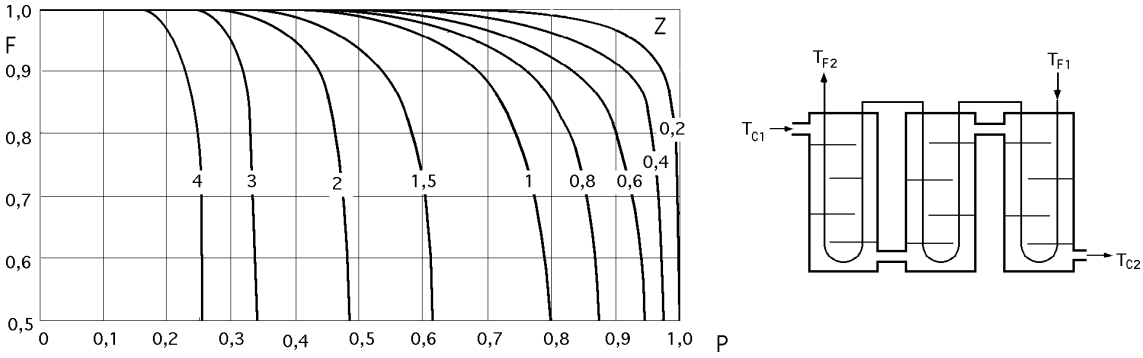

Fig IV.17d.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador (3-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

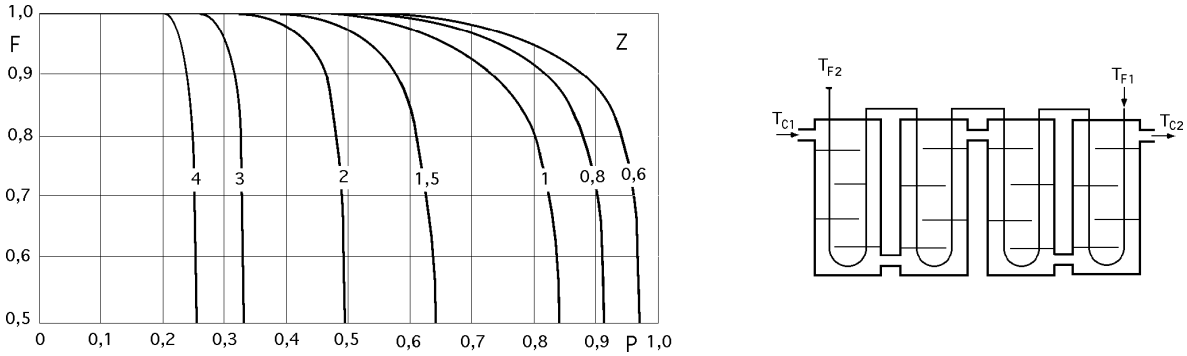

Fig IV.17e.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador (4-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

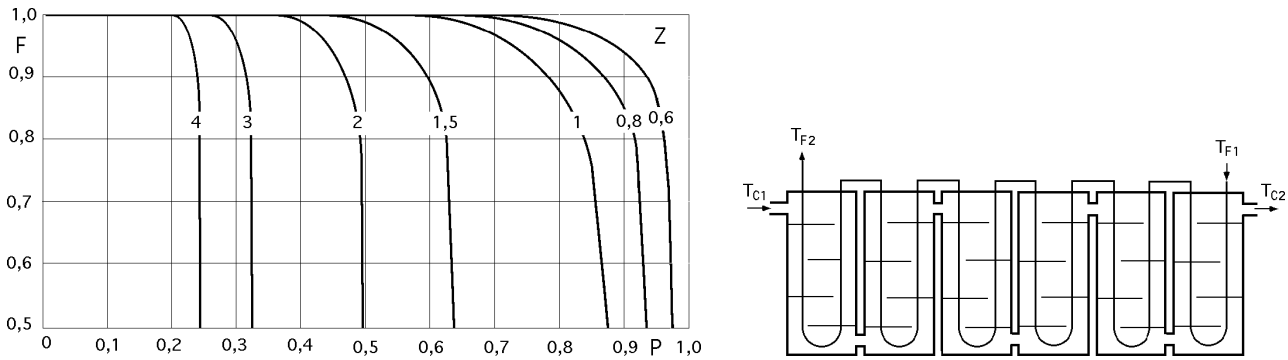

Fig IV.17f.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador (6-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

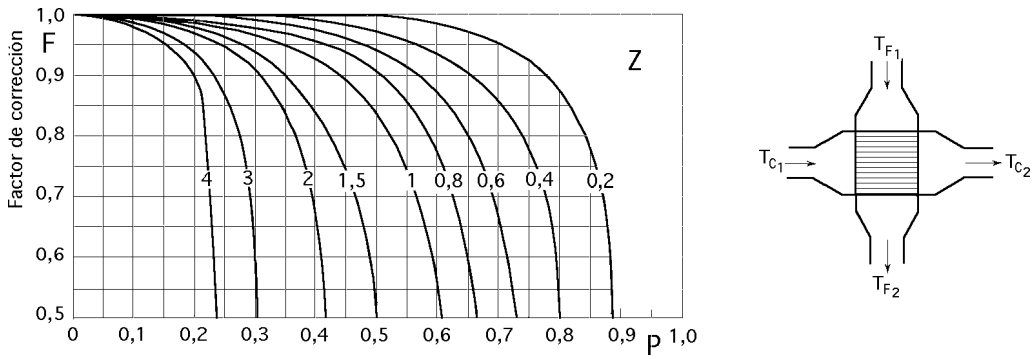

Fig IV.17g.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un paso de tubos

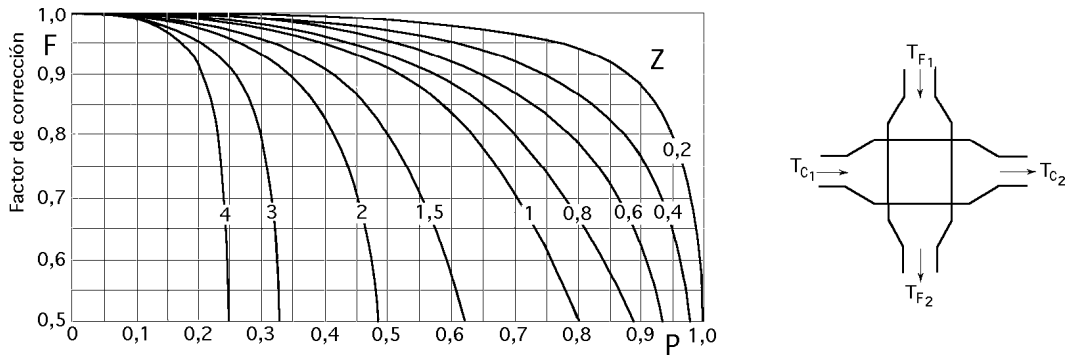

Fig IV.17h.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador de flujos cruzados con mezcla de ambos fluidos y un paso de tubos

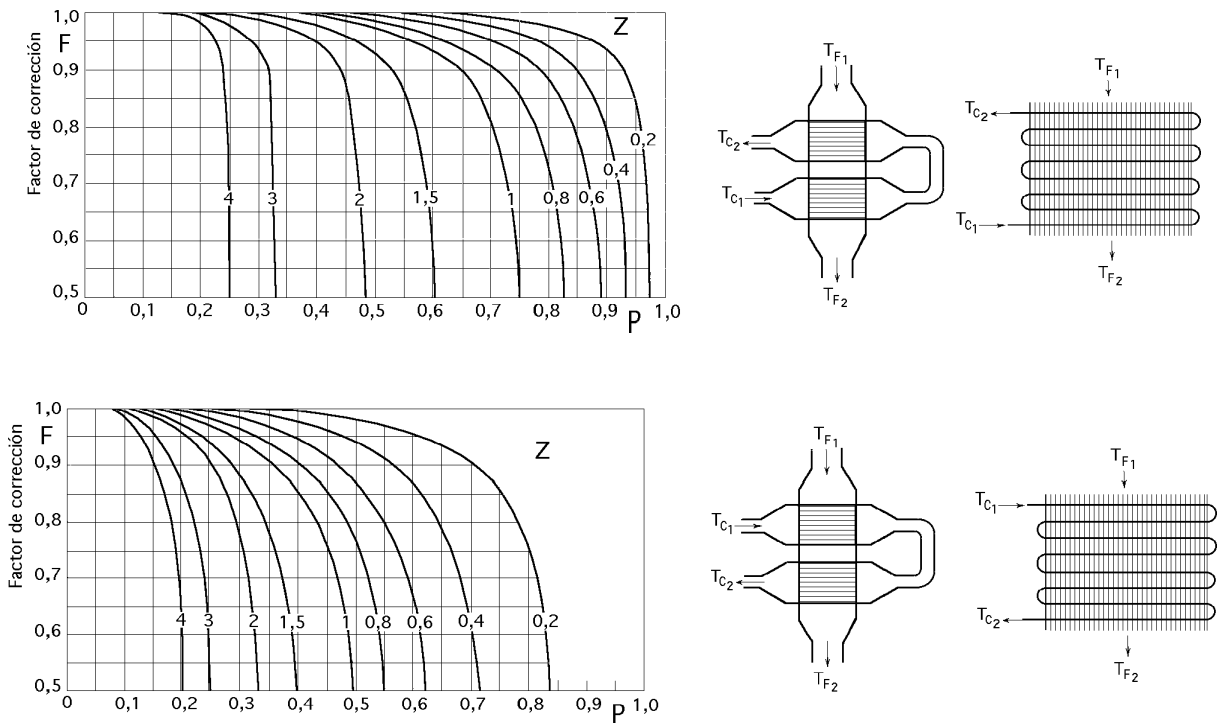

Fig IV.17i.j.- Factor de corrección de la LMTD para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un múltiplo de 2 pasos de tubos

Como sabemos, el cálculo de la superficie de intercambio no sólo depende de las calorías que deben disiparse, sino también del modo en el que se produce dicho intercambio, ya que éste se puede realizar utilizando aire o agua, o del tipo de intercambiadores si son con haces de tubos o flujos cruzados, etc.

Además, y siempre en base al ciclo de trabajo, se observa que el intercambio térmico debe tener en cuenta las tres diferentes fases en las que se transforma el fluido:

- *En la primera fase, hasta la curva de saturación, es gas sobrecalentado*
- *En la segunda, es líquido y vapor en condensación*
- *En la tercera, es sólo líquido*

Por lo tanto, el dimensionado se debe efectuar como si existieran tres condensadores distintos que luego quedarán reunidos en uno solo.

Ejemplo.- *Calcular la superficie de intercambio térmico de un condensador de un equipo de refrigeración cuyo gasto másico es de 60 kg/hora de R-12 y se enfría mediante agua en contracorriente.*

El compresor comprime el gas desde una presión de 1,4 kg/cm^2 a otra de 8 kg/cm^2, sobrecalentándolo hasta los 55ºC. El R-12 se satura a 35ºC, condensando; una vez que ha terminado de condensar se subenfria hasta los 20ºC.

La temperatura del agua de refrigeración a la entrada es de 15ºC y a la salida de 25ºC.

Las entalpías se obtienen de las tablas del R-12, o del diagrama (log p-i):

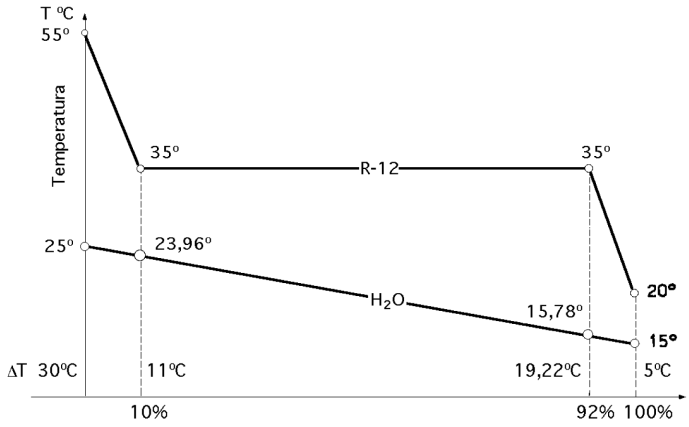

Fig IV.18.- Proceso térmico para el dimensionado del condensador

$$Vapor \begin{cases} sobrecalentado\ a\ 55ºC = 143,5\ \frac{Kcal}{kg} \\ saturado\ a\ 35ºC = 139,5\ \frac{Kcal}{kg} \end{cases}$$

$$Líquido\ a \begin{cases} 35ºC = 108\ \frac{Kcal}{kg} \\ 20ºC = 105\ \frac{Kcal}{kg} \end{cases}$$

El calor total a extraer del R-12 es:

$$143,5 - 105 = 38,5\ \frac{Kcal}{kg}$$

desglosado en:

$$\begin{cases} Primer\ enfriamiento,\ 143,5 - 139,5 = 4\ \frac{Kcal}{kg}\ (10,4\%) \\ Segundo\ enfriamiento,\ 139,5 - 108 = 31,5\ \frac{Kcal}{kg}\ (81,8\%) \\ Tercer\ enfriamiento,\ 108 - 105 = 3\ \frac{Kcal}{kg}\ (7,8\%) \end{cases}$$

Por lo tanto, el agua en contracorriente absorbe calor durante el primer enfriamiento incrementando su temperatura en:

$$(25ºC - 15ºC)\ \frac{10,4}{100} = 1,04ºC$$

Durante el segundo enfriamiento el incremento de temperatura es de 8,18ºC, y de 0,78ºC en el tercer enfriamiento, situación que se ilustra en la Fig IV.18.

$$\Delta T_{m_1} = \frac{30 - 11,1}{ln\ \frac{30}{11,1}} = 19°C \quad ; \quad \Delta T_{m_2} = \frac{11,1 - 19,22}{ln\ \frac{11,1}{19,22}} = 14,8°C \quad ; \quad \Delta T_{m_3} = \frac{19,22 - 5}{ln\ \frac{19,22}{5}} = 10,56°C$$

En cada una de las tres fases, la sección de intercambio térmico es:

$$A_i = \frac{Q_i}{U_i\,(LMTD)_i}\ ,\ \text{por lo que:}\ \begin{cases} Q_1 = 10,4\%\ de\ 38,5 \times 60\ \frac{kg}{hora} = 240,24\ \frac{kg}{hora} \\ Q_2 = 8,18\%\ de\ 38,5 \times 60\ \frac{kg}{hora} = 188,96\ \frac{kg}{hora} \\ Q_3 = 78\%\ de\ 38,5 \times 60\ \frac{kg}{hora} = 1801,8\ \frac{kg}{hora} \end{cases}$$

Para llegar a la solución hay que hallar el coeficiente global de transmisión de calor U para cada caso, por lo que habrá que determinar los correspondientes coeficientes de película h_{Ci}, mediante la formulación correspondiente.

La superficie de transmisión térmica es la lateral del tubo, es decir, el producto de la circunferencia media y la longitud del tubo.

Supongamos que el condensador está constituido por un doble tubo de hierro, de diámetro interior 6 mm y espesor 2 mm, y diámetro exterior 10 mm y espesor igual al anterior. Por el tubo inte-

rior circula agua y gas por el exterior.

Al elegir los valores de los diámetros hay que tener en cuenta la velocidad mínima que debe poseer el gas para arrastrar consigo el aceite hasta el compresor y para satisfacer las condiciones de aplicabilidad de las fórmulas que dan los coeficientes de intercambio, válidas sólo para unos valores del número de Reynolds preestablecidos.

El coeficiente de convección entre el agua y el tubo de hierro se puede calcular mediante la fórmula de Schack, de la forma:

$$h_{CF} = 2900\, u^{0,85}\ (1 + 0,014\, T_m\ )\ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$$

en la que: $\begin{cases} u, \text{ es la velocidad del agua en } \dfrac{m}{seg} \\ T_m \text{ , es la temperatura media del agua entre la entrada y la salida} \end{cases}$

El coeficiente de umbral h_{Ce} de intercambio térmico entre el vapor sobrecalentado de R-12 y el tubo de hierro, se puede calcular mediante la expresión:

$$h_{Ce} = 20,9\, c_p^{0,77}\ \ k^{0,23}\ \ \frac{u^{0,75}}{d^{0,25}}\ \ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$$

válida para corrientes turbulentas de gases sobrecalentados y Re > 3000, en la que:

c_p *es el calor específico*
k, es la conductibilidad térmica
u, es la velocidad del freón
d, es el diámetro del tubo a través del cual se produce el intercambio térmico

Para una conductividad del hierro de $58\ \frac{Kcal}{mh^oC}$, *resolviendo se obtiene:* $U_1 = 98,8\ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$

De forma análoga se procede para el tramo de tubos concéntricos en donde se produce la condensación del freón, siendo el coeficiente de convección:

$$h_C = 0,943\ \sqrt[4]{\frac{\rho_l\ (\rho_l - \rho_v)\, g\ r^*_{l\text{-}v} k_l^3}{\eta_l\ L\ (T_S - T_{pF})}}$$, siendo $\begin{cases} \rho_l \text{ la densidad del líquido, y } \rho_v \text{ la densidad del vapor} \\ g \text{ la aceleracin de la gravedad} \\ \eta_l \text{ la viscosidad del líquido} \\ r_{l\text{-}v} \text{ el calor latente del cambio de estado} \\ k_l \text{ la conductividad térmica del líquido a la } T_{condensación} \end{cases}$

Utilizando los datos del problema y las tablas de propiedades para el cálculo de ρ_l , k y η_l , se obtiene el valor del coeficiente global de transmisión de calor $U_2 = 1030\ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$

Para el cálculo de U_3 relativo al tercer tramo, en donde también el freón se encuentra líquido, con la fórmula de Schack, se obtiene: $U_3 = 1515\ \frac{Kcal}{hm^2\,^oC}$

En consecuencia, la superficie buscada es:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = \frac{Q_1}{U_1 \Delta T_1} + \frac{Q_2}{U_2 \Delta T_2} + \frac{Q_3}{U_3 \Delta T_3}$$

en base a la cual se obtiene la longitud del intercambiador.

Cuando se tengan que calcular otros tipos de condensadores deberán aplicarse fórmulas diferentes a las vistas, que se encuentran en manuales especializados.

Tubos en batería.- Para el caso particular de enfriamiento por aire en flujo cruzado al de R-12 se puede utilizar la siguiente ecuación de Nusselt:

$$h_C = 1{,}38 \sqrt[4]{T}\ \psi\ \frac{u^{0,61}}{d^{0,39}}\quad \frac{Kcal}{hm^2\,{}^oC}$$

En esta fórmula, el factor de corrección ψ depende de la disposición de los tubos (alineación regular o al tresbolillo), y de la inversa de la distancia existente entre los mismos, ya sea en el sentido de la corriente o perpendicularmente a ella:

$$\psi_{disposición\ normal} = 1{,}07 - 0{,}65\ \frac{(\frac{e_x}{d})^{1,5}}{(\frac{e_y}{d})^4}$$

$$\psi_{disposición\ tresbolillo} = 0{,}874 + \frac{0{,}286}{(\frac{e_y}{d})^2} + 0{,}084\ \frac{e_x}{d}$$

Disposición regular: $Paso\ mínimo = (e_x - d)$; $u_{máx} = \dfrac{u_F\ e_x}{e_x - d}$

Disposición triangular: Se toma el menor de los pasos: $\left\{ \dfrac{e_x - d}{2} \;;\; \sqrt{(\frac{e_x}{2})^2 + e_y^2} - d \right.$; $u_{máx} = \dfrac{\frac{u_F\ e_x}{2}}{Paso\ mínimo}$

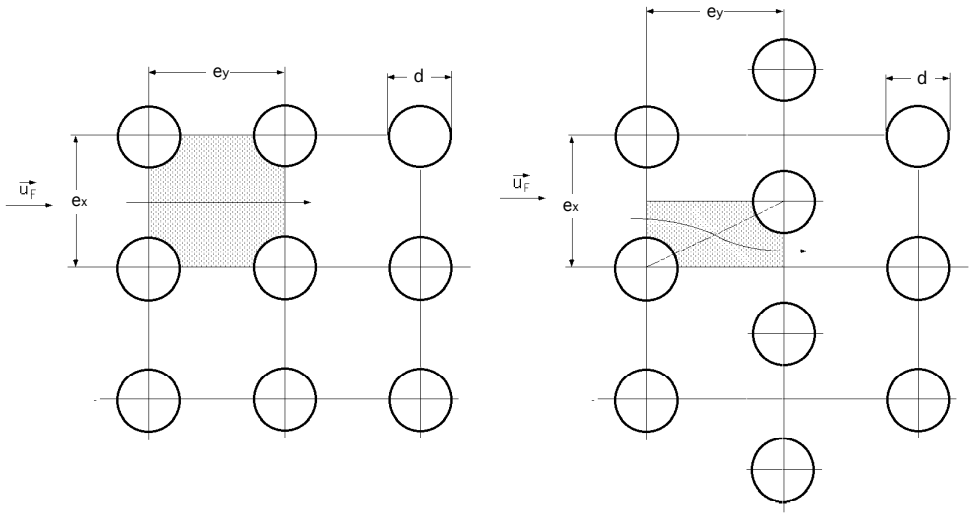

Fig IV.19.- Flujos cruzados en baterías de tubos en línea y al tresbolillo

siendo: $\begin{cases} e_x & \textit{la distancia entre dos tubos, transversal a la corriente} \\ e_y & \textit{la distancia entre dos tubos, en el sentido de la corriente} \end{cases}$

Para calcular el valor de la LMTD se usa el mismo procedimiento general, pero teniendo en cuenta que las temperaturas de entrada y salida del aire son mayores que en el caso en que se use agua; como se trata de intercambiadores más complejos (con varios pasos por la parte de los tubos y uno por la carcasa) al valor de la LMTD se le multiplica por un coeficiente de corrección F.

La superficie de intercambio comprende las aletas, la parte descubierta de los tubos, las curvas, etc. Normalmente, el compresor y el condensador vienen ya acoplados por el fabricante, que tiene que entregar las tablas de características técnicas en las que consten las frigorías suministradas según las diferentes condiciones de trabajo. No queda pues más que acoplar esta unidad al evaporador y dimensionar las tuberías de empalme entre las partes.