



II Congreso sobre Tecnologías de Refrigeración - TECNOFRÍO'17

TECNOFRÍO'17

“REDUCCIÓN DE LA CARGA DE REFRIGERANTE EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN PARA TODAS LAS APLICACIONES”

José Romanillos Velasco

MASHRAE

Chairman Subcomité de Refrigeración
del ASHRAE Spain Chapter

GOLD SPONSORS:



tecniseco
ingenieros



wilo



IMI
Hydronic Engineering

TROX® TECHNIK



systemair

TECHNICAL
SILVER SPONSORS:



Ú R C U L O

SILVER SPONSORS:

Swegon'

Schneider
Electric

Sedical
Tecnica para el ahorro de energía

EUROFRED
being efficient



INTRODUCCIÓN

ANTECEDENTES

La carga de refrigerante, obviamente, es un componente imprescindible de todo sistema frigorífico, pero, por múltiples razones, siempre ha sido deseable mantener la cantidad de fluido al nivel mínimo preciso para obtener el funcionamiento correcto. En un principio, como muchos de los parámetros que era preciso conocer y dominar en los comienzos, la carga de refrigerante era impredecible y dependía del tamaño de los componentes utilizados en cada sistema, sin aplicarse ninguna técnica específica para optimizarla o reducirla.

Con el paso el tiempo y los avances realizados, así como el dominio de las diversas técnicas involucradas, como el diseño de los intercambiadores de calor, (sobre todo de los evaporadores, aunque también los condensadores) así como los métodos y sistemas de alimentación de líquido a los evaporadores, se llegó a tener el conocimiento adecuado y así comprender las reglas básicas que determinan la carga de refrigerante y las posibilidades para controlarla y potencialmente reducirla y optimizarla.

Con el advenimiento de los CFC's, de un coste elevado, y difíciles de detectar en caso de fuga, comenzó a ganar importancia la carga de refrigerante, siendo este uno de los mayores impedimentos para su aplicación en grandes plantas frigoríficas, pues desde un punto de vista técnico, el resto eran ventajas en comparación con el amoniaco: El R22 producía el mismo efecto frigorífico que el amoniaco a igualdad de tamaño de compresor y con prácticamente la misma demanda energética, según muestra la Figura 1.

REFRIGERATING CAPACITY AND ABSORBED POWER AT 960 R.P.M.

Cylinders bore 110 mm - Stroke 115 mm
Velocity from 450 to 1100 r.p.m.

COMPRESSOR MODEL		S/4	
Refrigerant	Operating conditions °C	Kcal/h	kw
R 717 (NH ₃)	— 10 + 25	130.000	30
	— 30 + 25	44.000	22
R 22	— 10 + 25	125.000	33
	— 30 + 25	46.000	23

Figura 1



Los componentes eran mucho más económicos y ligeros, el control automático era mucho más sencillo y económico, y las tuberías más fáciles de montar, aunque de tamaño algo superior, sobre todo en el lado del líquido. Hasta el aceite era recuperable sin purgar manualmente. Solamente el coste del refrigerante quedó como el gran impedimento para que esta situación se consolidara.

Con el descubrimiento del “agujero de Ozono” y al determinarse que la causa principal eran los CFC’s el tema declinó totalmente a favor de otros refrigerantes, preferentemente “Naturales”, como el R-717 (Amoniaco), desarrollando alternativas “no dañinas” y respetuosas en lo posible con el medioambiente.

Nuevamente la carga de fluido refrigerante ha recuperado un lugar importante en las preocupaciones de la Industria Frigorífica, pues, o bien por temas de seguridad en el caso del Amoniaco y otros refrigerantes “naturales” o por el coste económico y sus peligros medioambientales residuales y posibles impuestos en las otras opciones, es deseable, en cualquier caso, reducir la carga de refrigerante al mínimo posible, mucho más que nunca hasta hoy.

A continuación, se presentan soluciones para lograr esto, buscando ventajas adicionales como pueden ser reducción de tamaños de líneas y componentes y en lo posible, de la demanda energética.

DETERMINACIÓN DE LA CARGA DE REFRIGERANTE EN UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

Para determinar la carga de refrigerante en una instalación frigorífica se hace necesario analizar cómo se comportan todos y cada uno de los componentes, y cuanto refrigerante mantienen o deben de mantener en su interior para cumplir su función correctamente.

EVAPORADOR

El refrigerante, en una instalación frigorífica, es el medio utilizado para absorber el calor del proceso mediante el cambio de estado, evaporándose. Es en esta parte del proceso donde el fluido refrigerante ha de llegar en estado líquido y en la cantidad precisa para obtener la capacidad necesaria.

Para que el evaporador desarrolle todo su potencial, es imprescindible que toda su superficie activa interior entre en contacto con el líquido refrigerante y así este se pueda vaporizar.

Igualmente, se ha de garantizar el suministro de líquido al ritmo preciso para mantener el evaporador alimentado, en equilibrio con la carga térmica.

Obviamente, desde que entra la primera partícula de líquido y comienza a evaporarse, se crea una situación de coexistencia líquido-vapor, que continúa hasta la salida.



La parte importante de este análisis es analizar la cantidad de líquido que existe de forma continuada en el interior del evaporador, durante el ciclo de marcha, que es la que, por su densidad “suma” para determinar la carga total.

En este punto debemos de definir el tipo de evaporador y su sistema de alimentación de líquido, tanto desde el punto de vista de control y régimen de trabajo, como el de ubicación geométrica de la entrada y la salida.

Por supuesto, el refrigerante, por sí mismo, fija densidad en los dos estados y obliga a mantener un flujo determinado en función de sus características termodinámicas.

La literatura técnica, mundialmente, aceptada define los siguientes niveles de “llenado” o retención de líquido en función de estos parámetros:

Sistema de Alimentación	Dirección del gas	Carga% del volumen interno
Expansión Seca	Descendente	25
Expansión Seca	Ascendente	40
Inundado – Bombeado	Descendente	25
Inundado – Bombeado	Descendente	60

Estos valores son promedio y su validez queda reflejada en el texto siguiente, extraído del ASHRAE Handbook 2010, Refrigeración, Capítulo 4. La carga real es variable y queda afectada por las variaciones de capacidad según las necesidades instantáneas.

“En general, los evaporadores con alimentación superior funcionan con una carga de refrigerante que ocupa del 25 al 40% del volumen del evaporador. La carga de refrigerante en la disposición con alimentación inferior ocupa entre el 60 y el 75% del volumen del evaporador, con las correspondientes variaciones en los retornos húmedos. En determinadas condiciones de carga nula en evaporadores con alimentación ascendente, la carga puede ocupar el 100% del volumen del evaporador. En este caso, el volumen del golpe de líquido, entre los estados de plena carga a carga nula, debe tomarse en consideración al dimensionar el recipiente de baja presión” (Miller 1971, 1974).

MEDIDAS PARA REDUCIR LA CARGA

Ya desde los comienzos, determinados fabricantes buscaron reducir la carga de refrigerante como una ventaja adicional de su producto. Ello dio lugar a la utilización de aletas interiores (Figura 2) que reducían el volumen interno a la vez que permitían obtener un mejor rendimiento térmico y el retorno del aceite sin retenciones.



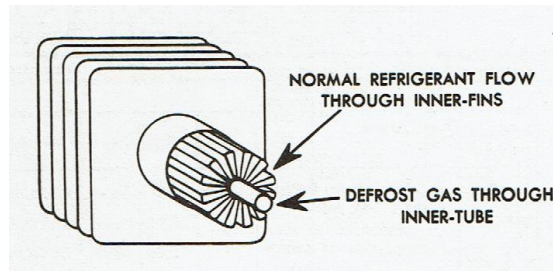


Figura 2

En la actualidad, determinados equipos ofrecen algo similar (Figura 3).



Figura 3

Otra medida recomendable es la de utilizar tubos de menor diámetro que en el pasado. Actualmente se ha llegado a la conclusión de que un tubo de 12 mm de diámetro nominal, (1/2") es la mejor elección, pues el tubo de menor diámetro presenta una relación de volumen a superficie exterior del 80 % respecto al de 5/8" (16 mm). Para compensar la pérdida de carga, basta con aumentar el número de circuitos en paralelo.

Otro punto no muy tenido en cuenta es la filosofía de control de la inyección de líquido. Desde un principio, y hasta hoy, damos por hecho que el control de inyección de líquido para un evaporador de expansión directa debe de basarse en la medición del recalentamiento a la salida del evaporador, inclusive utilizando regulación electrónica. (Figura 4)



1: Líquido 100%, 2: Líquido y Flash Gas, 3: Fin Evaporación, 4 Gas recalentado

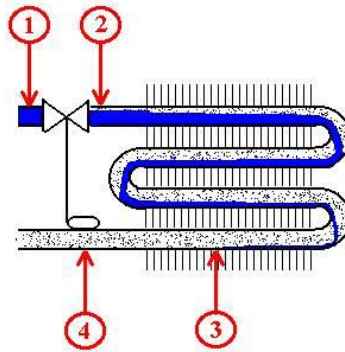


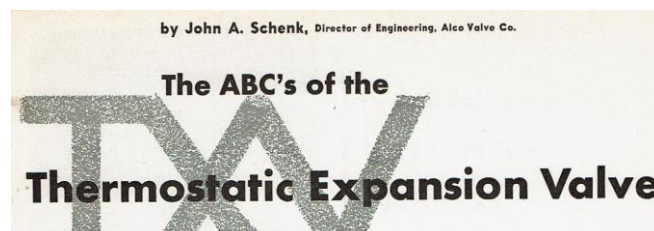
Figura 4

Sin embargo, más arriba, hemos conocido que, al reducirse la carga térmica, la tendencia es a llenarse el evaporador de líquido. Esto no solo causa fluctuaciones en la carga de líquido que disponemos para alimentar correctamente a todos los evaporadores, sino que, a la postre, obliga a mantener una carga superior a la verdaderamente precisa cuando todos los evaporadores están al 100 % y no retienen más que el mínimo volumen de líquido por la rapidez con que se produce la evaporación.

Si, por el contrario, se aplicara un control directo del dispositivo de expansión en función de la carga real instantánea, por ejemplo: En respuesta a la temperatura de impulsión del aire (si la capacidad disminuye la temperatura tiende a bajar), se inyectaría menos líquido al evaporador según se reduce la carga térmica, de forma que podría llegar a estar casi vacío al final del ciclo, en lugar de casi lleno. Y la práctica experimental ha demostrado que no es un problema.

La Figura 5 reproduce una parte del texto de un manual de uno de los principales fabricantes de válvulas termostáticas de expansión, que propone dicho control, escrito en 1957.

En la actualidad, con los reguladores programables existentes, esto es posible, a la vez que se puede disponer de una función que evite el retorno de líquido bajo cualquier circunstancia.



GOLD SPONSORS:

SCHAKO tecn!seco LG wilo DAIKIN

TECHNICAL SILVER SPONSORS:

COMMTECH IMI TROX® TECHNIK MITSUBISHI ELECTRIC AIR CONDITIONING systemair

SILVER SPONSORS:

AGUILERA INGENIEROS URCULO Swegon Schneider Electric Sedical EUROFRED being efficient Danfoss inductair

14. In addition to performing the normal functions expected, the thermostatic expansion valve can be modified to accomplish additional control operations such as: (A) Controlling the temperature of the fluid being cooled by throttling the refrigerant flow entering the evaporator in response to a temperature over-ride device; (B) Limiting the compressor discharge pressure by throttling the refrigerant flow entering the evaporator in response to a pressure over-ride device.

Figura 5

Definitivamente, no hay ninguna ventaja en alimentar los evaporadores para Amoniac o CO2 con circulación ascendente. Por el contrario, la alimentación descendente, (Figura 6) con vaciado total no, solamente, reduce la cantidad de refrigerante retenido en funcionamiento, sino que permite reducir el tamaño del separador de líquido recirculado al reducirse el volumen de líquido que retorna al parar y durante los desescarches, que además puede retornar por efecto “sifón” sin evaporarse, aun en el caso de situación inferior del evaporador respecto al separador.



Figura 6

Recientemente, se ha transformado un evaporador de un túnel de congelación continuo, diseñado y fabricado para amoniaco con el fin de utilizar CO2 cambiando la alimentación de líquido mediante distribuidores de líquido y salida descendente, de forma que, para un volumen interior del evaporador de unos 500 l, ha sido suficiente con instalar un separador que al 70 % es capaz de retener 378 l de



líquido sin desbordarse. En las pruebas iniciales, el evaporador se ha vaciado totalmente en el desescarche y no se ha sobrepasado el 55 % del volumen total del separador, controla la presión del CO2 durante las paradas sin ningún problema con un compresor de 5 Kw reales a -20 /+42 C con temperatura ambiente de +32 ° C.

Por lo tanto, las recomendaciones son utilizar inyección con circulación, totalmente, descendente, tubos de pequeño diámetro, aun para grandes capacidades y filosofías de control avanzadas como la indicada.

Con esto se puede reducir la necesidad de refrigerante para cubrir las necesidades de los evaporadores de expansión directa al 50 % y al 35 % en los de recirculación por bomba, entre un diseño optimizado y otro sin optimizar.

CONDENSADOR

Es, en este componente, donde el refrigerante vuelve a adoptar el estado líquido, ya que hasta llegar aquí, ha mantenido su estado gaseoso, bien en Baja o en Alta presión, pero en forma de Vapor. Al entrar al condensador, una vez eliminado el calor de compresión que lo mantenía “recalentado”, al llegar al punto de saturación, se condensa, y en forma similar a la del evaporador, pero inversa, coexisten las dos fases, gas y líquido hasta la salida, pero aumentando la cantidad de líquido según avanza. (Figura 7)

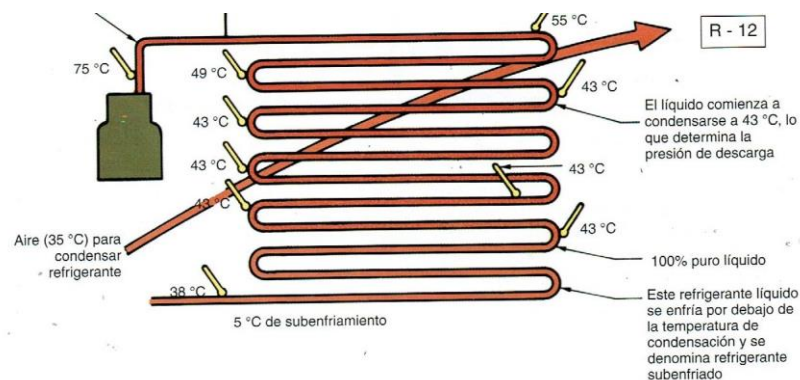


Figura 7

La retención de refrigerante relativa a su volumen interno es del orden del 36 %, aproximadamente. Esto queda avalado por los datos indicados en la Figura 8, que indican la carga operativa de cada modelo y la carga máxima ocupando el 96 % de su volumen. Esto es para el R22, pero la variación es mínima para otros fluidos.



Table GD-1 – General Data

	20Ton	25Ton	30Ton	40Ton	50Ton	60Ton	80Ton	100Ton	120Ton
Model Number	CAUC-C20	CAUC-C25	CAUC-C30	CAUC-C40	CAUC-C50	CAUC-C60	CAUC-C80	CAUC-D10	CAUC-D12
Gross Heat Rejection (MBh)¹	301	373	455	614	712	888	1244	1425	1819
Condenser Fan Data									
Number/Size/Type	2/26"/Prop	3/26"/Prop	3/26"/Prop	4/26"/Prop	6/26"/Prop	6/26"/Prop	8/26"/Prop	12/26"/Prop	12/26"/Prop
Fan Drive	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct
No. of Motors/Hp (Each)	2/1.0	3/1.0	3/1.0	4/1.0	6/1.0	6/1.0	8/1.0	12/1.0	12/1.0
Nominal Cfm	12,400	16,700	19,000	24,800	33,400	38,000	49,600	66,800	76,000
Condenser Coil Data									
No./Size (In.)	1/63x71	1/71x71	1/45x71 1/49x71	2/65x70	2/51x96	2/66x90	4/65x70	4/51x96	4/66x90
Face Area (Sq. Ft.)	31.0	35.0	46.1	63.2	67.1	88.0	126.4	136.0	165.0
Rows/Fins Per Ft.	3/168	3/156	3/168	3/168	3/156	3/168	3/168	3/156	3/168
General Data									
No. Refrigerant Circuits	1	1	1	2	2	2	2	2	2
Operating Charge ² (Lbs of R-22)	25	28	37	52	56	74	104	112	148
Condenser Storage Capacity ³	67	76	96	136	142	184	272	284	368
Ambient Temperature Operating Range									
Standard Ambient (F)	40-115	40-115	40-115	40-115	40-115	40-115	40-115	40-115	40-115
Low Ambient Option (F)	0-115	0-115	0-115	0-115	0-115	0-115	0-115	0-115	0-115

Notes:

- Gross Heat Rejection is at a 30 F ITD (Initial Temperature Difference) between condensing temperature and ambient air entering condenser (includes the effect of subcooling).
- Operating charge is for entire unit.
- At conditions of 95 F ambient, condenser is 95 percent full.

Figura 8

Aquí se hace preciso reseñar que es crítico para que estos valores se cumplan el diseño y construcción del colector de salida de líquido, así como la correcta ubicación del recipiente de líquido y el camino seguido por la línea de drenaje de líquido hacia el recipiente (o “CAIDA”) que debe calcularse para una velocidad a carga máxima de unos 0,5 m/s aproximadamente, para permitir el reflujos de gas que se forma inevitablemente, pues es normal que el recipiente esté más caliente que el líquido entrante en verano .

Para los condensadores evaporativos, la carga viene a representar unos 150 Kg de amoniaco por m3 de volumen interior y de unos 265 a 298 kg por m3 de volumen interior para los refrigerantes “Sinteticos”

MEDIDAS PARA REDUCIR LA CARGA

En el condensador, además de adoptar medidas relativas a facilitar el drenaje, como es el diseño de la conexión de salida de líquido de tamaño adecuado a la carga térmica máxima y orientado en descenso, para facilitar el drenaje, presenta grandes posibilidades al adoptar nuevas formas constructivas.

Manteniendo una fidelidad al diseño original con tubos y aletas, se está avanzando en la reducción de carga mediante la utilización de tubos de pequeño diámetro, según proponen algunos fabricantes, del orden de 5 mm (3/16”), reduciendo el volumen interno al 40% para la misma capacidad, según indica la Figura 9.



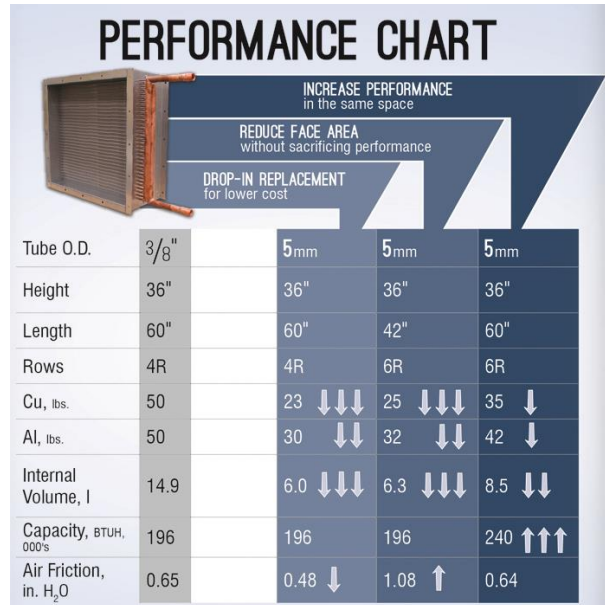


Figura 9

Otra alternativa en el mismo sentido es la de utilizar intercambiadores de calor contruidos según el principio de “Microcanales”, que lleva la reducción del volumen interno al máximo viable actualmente, cambiando totalmente las reglas de funcionamiento y cálculo, pues los canales de circulación del fluido son minúsculos en comparación con los tubos en uso como muestra la Fig. 10.

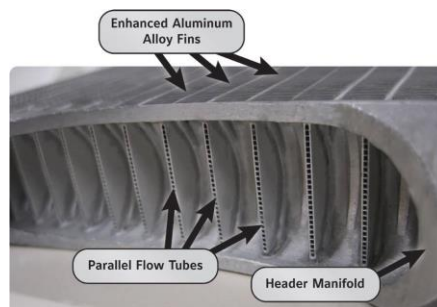


Figura 10

Esta construcción reduce la retención de refrigerante en marcha normal comparada con la construcción normal desde el 11 % para los tamaños más pequeños hasta el 30 % para los tamaños más grandes, según se desprende de la comparación de los datos facilitados por la Figura 11 con los de la Figura 8.

GOLD SPONSORS:

SCHAKO tecn!seco LG wilo DAIKIN

COMMTECH IMI TROX® TECHNIK MITSUBISHI ELECTRIC systemair

TECHNICAL SILVER SPONSORS:

AGUILERA INGENIEROS URCULO

SILVER SPONSORS:

Swegon Schneider Electric Sedical EUROFRED Danfoss inductair

Microchannel Remote Air Cooled Condenser

Performance Data

HP	RPM	MX MODEL	TOTAL HEAT OF REJECTION (MBH)						AIR FLOW (CFM)	SOUND dBA EST @10 FT	SUMMER CHARGE (LBS R-404A)	WINTER CHARGE (LBS R-404A)	SHIP WEIGHT (LBS)
			R-404A/R-507			R-22							
			10°F	15°F	20°F	10°F	15°F	20°F					
1.5	1140	MXF-02	154.5	231.8	309.0	157.6	236.4	315.2	25,600	75	4	12	560
		MXF-04	308.9	463.4	617.8	315.2	472.8	630.4	51,200	78	15	26	1,170
		MXF-06	463.4	695.1	926.8	472.8	709.2	945.6	76,800	80	23	40	1,705
		MXF-08	617.8	926.7	1,235.6	630.4	945.6	1,260.8	102,400	81	40	55	2,280
		MXF-10	772.3	1,158.5	1,544.6	788.0	1,182.0	1,576.0	128,000	82	52	70	2,850
		MXF-12	926.7	1,390.1	1,853.4	945.6	1,418.4	1,891.2	153,600	83	80	88	3,385
		MXF-14	1,081.2	1,621.8	2,162.4	1,103.2	1,654.8	2,206.4	179,200	84	108	106	3,920

Figura 11

RECIPIENTE

Este componente tiene como función primordial acomodar las variaciones de carga de líquido retenido en los evaporadores, ya que acumulan la mayor cantidad de líquido cuando la carga se reduce, llegando al máximo cuando esta es 0, segundos antes de parar y viceversa, a carga máxima. Adicionalmente, se puede dimensionar para poder alojar parcial o totalmente la carga de líquido y así permitir realizar trabajos de mantenimiento en los evaporadores.

Su diseño y ejecución tienen un impacto definitivo en la cantidad de líquido que retienen para poder cumplir su función básica pudiendo ser muy elevada, sin que esto implique ningún beneficio real para el funcionamiento del sistema.

Los recipientes pueden ser de 2 tipos, según su construcción: Verticales (Figura 12) u Horizontales (Figura 13).



Figura 12

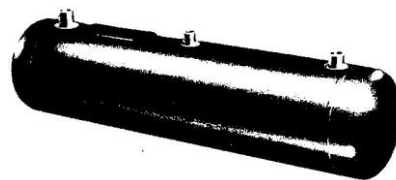


Figura 13

GOLD SPONSORS:

SCHAKO tecn!seco LG wilo DAIKIN

COMMTECH IMI TROX® TECHNIK MITSUBISHI ELECTRIC systemair

TECHNICAL SILVER SPONSORS:

AGUILERA INGENIEROS URCULO

SILVER SPONSORS:

Swegon Schneider Electric Sedical EUROFRED Danfoss inductair

Este es uno de los elementos que provoca los resultados más controvertidos al analizar su influencia sobre la carga de refrigerante precisa para que una instalación frigorífica funcione correctamente. En múltiples ocasiones, el técnico se ve sorprendido al comprobar que tiene que añadir más refrigerante del estimado al evaluar los componentes de la instalación, y que finalmente, cuando consigue que todo funcione y cada evaporador reciba su cantidad adecuada de líquido sin burbujas, saturado al menos, el recipiente, contra todo pronóstico, retiene una cantidad de refrigerante muy elevada con respecto a las expectativas.

Esto se puede deber a diversos motivos que en más de una ocasión se dan simultáneamente, como veremos a continuación:

- **Construcción y situación interna de la conexión de salida**

Uno de los detalles que raramente se toma en consideración al diseñar un recipiente de líquido es la aceleración necesaria para que el líquido comience a fluir por la tubería de salida.

La velocidad mundialmente aceptada y recomendada en todos los manuales, incluyendo los Handbooks ASHRAE es de 1 m/s. Si consideramos que el líquido, al entrar en el recipiente y comenzar a acumularse, ve reducida su velocidad a 0 m/s. formando una laguna, surge una pregunta.

¿Cómo se acelera de 0 a 1 m/s? ¿Quién o Qué provee la energía necesaria? Pues sencillamente: La transformación de la energía estática en dinámica, acumulándose una altura mínima que proporciona dicha energía estática y se inicia la circulación, a la cifra que resulta del cálculo matemático, en la realidad debe de añadirse algo más para conseguir el “Sello” de líquido y evitar que se introduzcan burbujas de gas para obtener un flujo de líquido puro como precisan los dispositivos de expansión para su rendimiento total calculado. La fórmula, $h = v^2 / 2g$ (“h” altura en m, “g”: 9,81 m/s/s y v m/s.).

Así, un depósito muy largo y de pequeño diámetro se sobrellenará más que otro de mayor diámetro y más corto, a igualdad de capacidad de carga teórica.

Los depósitos verticales, aparente son más aptos para obviar este problema, pero si no se montan con el condensador totalmente encima, y se facilita la descarga del líquido a una velocidad de 0,5 m/s como ya indicamos anteriormente, el resultado puede ser el contrario. Y muchas veces, la pipeta captadora de líquido no llega hasta el fondo totalmente, propiciando una acumulación de líquido totalmente inútil para la finalidad real.

Las Figuras 14 y 15 nos muestran la disposición interior para comprender mejor lo explicado.



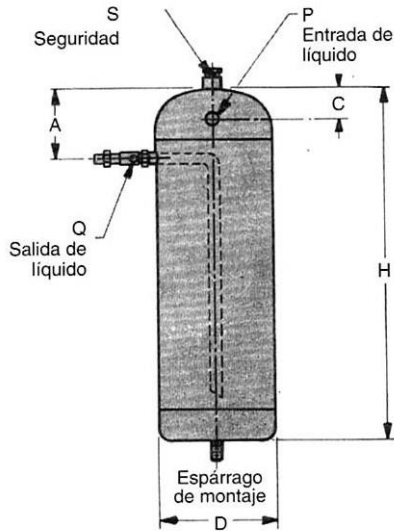


Figura 14

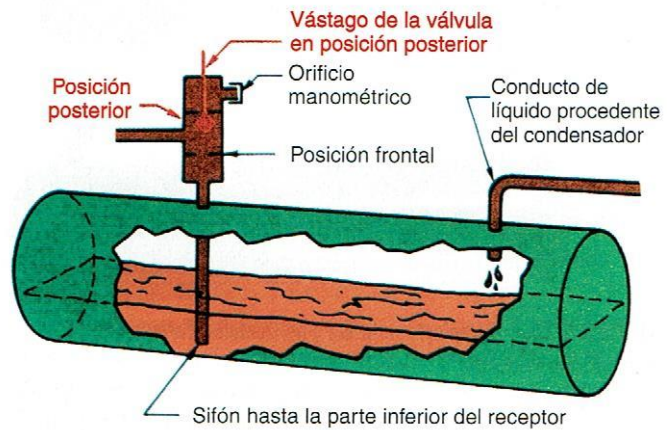


Figura 15

MEDIDAS PARA REDUCIR LA CARGA

En primer lugar, es primordial seleccionar las dimensiones de forma que la carga retenida necesaria para que circule el refrigerante líquido sea la mínima posible, y ubicarlo sin restricciones al drenaje desde el condensador.

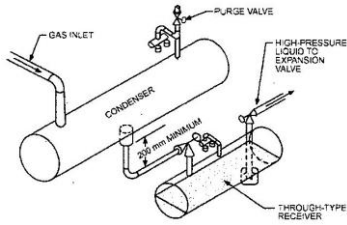
Adicionalmente, existen dos formas de instalar y utilizar el recipiente de líquido en cualquier instalación frigorífica, y con cualquier refrigerante, y tanto con ejecución vertical como horizontal. Una de ellas es la, digámoslo coloquialmente, “tradicional”, o “De Paso” y está representada en la Figura 16.

La otra versión, representada en la figura 17 es la “golpe de líquido”. En esta versión, el líquido drena del condensador por el tubo de mayor diámetro, a una velocidad de 0,5 m/s aproximadamente a carga total y en determinado punto, pasado el punto de conexión con el recipiente, se acelera a 1 m/s. para su distribución al sistema.

De esta forma, nunca hay líquido en el evaporador salvo la pequeña cantidad resultante de la “aceleración”, salvo cuando los evaporadores reducen su necesidad de líquido, momento en el cual, el líquido sobrante sube por la conexión en T al recipiente,

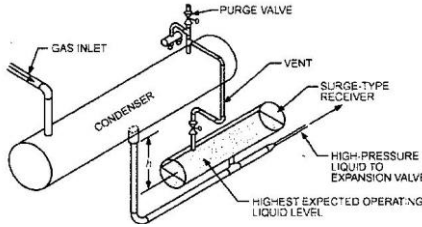
Este tipo es el que reduce al mínimo posible la carga de líquido retenida en cualquier circunstancia.





GAS INLET = ENTRADA DE GAS
 VENT = VENTILACIÓN
 CONDENSER = CONDENSADOR
 THROUGH-TYPE RECEIVER = RECIPIENTE DE PASO
 PURGE VALVE = VÁLVULA DE PURGA
 HIGH-PRESSURE LIQUID = LÍQUIDO DE ALTA PRESIÓN A LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN
 MINIMUM = MÍNIMO

Figura 16



GAS INLET = ENTRADA DE GAS
 VENT = VENTILACIÓN
 CONDENSER = CONDENSADOR
 SURGE-TYPE RECEIVER = RECIPIENTE CONTRA GOLPES DE LÍQUIDO
 PURGE VALVE = VÁLVULA DE PURGA
 HIGH-PRESSURE LIQUID = LÍQUIDO DE ALTA PRESIÓN A LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN
 HIGHEST EXPECTED OPERATING LIQUID LEVEL = NIVEL DE LÍQUIDO MÁXIMO PREVISIBLE EN FUNCIONAMIENTO

Figura 17

De hecho, el recipiente es uno de los puntos conflictivos pues existen muchos malentendidos sobre su funcionamiento y conexión con el condensador y los servicios.

Un artículo aparecido en el ASHRAE Journal de Julio 2009, escrito originalmente en 1974 por Milton W. Garland, expone con total claridad un tema muy importante: La evacuación de gases formados al llegar líquido condensado saturado a un recipiente más caliente debido a estar en una sala de máquinas más caliente o expuesto al sol. Contra la creencia general expuesta en mucha literatura técnica y manuales, la igualación o escape de esos gases ha de llevarse al punto de más baja presión / temperatura del circuito de Alta Presión: La salida del condensador. No a la entrada del condensador. Esto queda ilustrado en la Figura 18

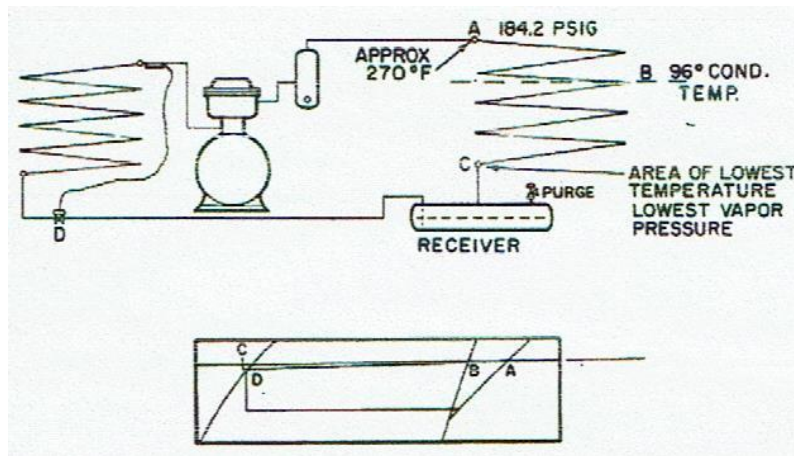


Figura 18

GOLD SPONSORS:

SCHAKO tecn!seco LG wilo DAIKIN

TECHNICAL SILVER SPONSORS:

COMMTECH IMI Trox® Technik MITSUBISHI ELECTRIC AIR conditioning systemair

SILVER SPONSORS:

AGUILERA INGENIEROS UR C U L O Swegon Schneider Electric Sederal EUROFRED being efficient Danfoss inductair air & water systems

TUBERIAS DE INTERCONEXIÓN

Por último, el otro componente determinante de una parte de la carga de refrigerante líquido con gran importancia en los sistemas de tamaño medio y grande es la línea de líquido que conecta el recipiente con los servicios.

Las otras líneas, al transportar el refrigerante en estado gaseosos, con una densidad muy baja son prácticamente irrelevantes en el cómputo global.

Aquí hay que tener en cuenta que el refrigerante saturado es proclive a producir burbujas de Flas Gas debido a la fricción, pues al producirse la pérdida de carga necesaria para fluir, si esta es elevada, el cambio necesario de temperatura a la baja para buscar el nuevo punto de saturación se realiza por evaporación.

Este flash gas es totalmente pernicioso y reduce la capacidad de paso de los dispositivos de expansión. Es por esta razón que la velocidad no debe de sobrepasar la indicada de 1 m/s. Esto queda reflejado en toda la literatura y programas de cálculo en uso, manuales de fabricantes de válvulas de expansión, etc., etc.

Su capacidad para contener líquido es enteramente proporcional a su volumen pues se deben de encontrar, siempre, llenas de líquido.

Y los nuevos refrigerantes, sobre todo, imponen una masa circulante muy elevada, debido a sus características termo-físicas (Entalpia y Densidad) que inciden en este punto, siendo preciso un tamaño de línea de líquido verdaderamente grande, muy superior a los refrigerantes en desuso, lo cual no ayuda a reducir la carga de líquido de cualquier sistema frigorífico.

Se han analizado los refrigerantes aceptados a día de hoy por los fabricantes de compresores que aparecen en sus programas de selección, desde un punto de vista de masa circulante y se ha analizado la incidencia sobre la carga de líquido de cada uno de estos fluidos. Estos son: R507A, R407A, R407F, R448A, R449A, R-410.

Con este análisis no se pretende inclinar la balanza a favor de uno u otro, pues cada uno tiene una serie de características que obligan al técnico a un análisis muy completo, considerando no solamente la cantidad circulante, sino temperatura de descarga, deslizamiento, C.O.P., GWP, Tewi, precio, disponibilidad, impuestos potenciales, etc., etc., que le permitirá tomar una decisión en cada caso.



Como sabemos, el tamaño es resultado de mantener una velocidad máxima para la masa en circulación, y esta a su vez depende del refrigerante y de las condiciones operativas. Se ha realizado un análisis de los 6 refrigerantes indicados más arriba, en 3 casos típicos:

- Alta Temperatura (+5 ° C de evaporación)
- Media Temperatura (- 8° C de evaporación)
- Baja Temperatura (-25 ° C de evaporación)

Para todos ellos se ha considerado la misma temperatura de condensación, muy corriente en España, de +47 ° C, considerando un subenfriamiento de 1 ° C antes de la válvula de expansión, de forma que se garantice líquido puro al 100 % y un recalentamiento de la aspiración total de 16 ° C, y útil a la salida del evaporador de 5 ° C.

Así tendríamos:

APLICACIÓN ALTA TEMPERATURA

REFRIGERANTE	CAUDAL MÁSSICO	DIAMETRO DE LIQUIDO	100Kw	VELOCIDAD m/s.
R-507A	36,428 Kg/h/Kw	DN42		0,91
R-407A	25,677 “	DN35		0,90
R-407F	22,852 “	DN35		0,82
R-448A	24,829 “	DN35		0,92
R-449A	25,366 “	DN35		0,94
R-410A	23,843 “	DN35		0,88

APLICACIÓN MEDIA TEMPERATURA

REFRIGERANTE	CAUDAL MÁSSICO	DIAMETRO DE LIQUIDO	100Kw	VELOCIDAD m/s.
R-507A	39,145 Kg/h/Kw	DN42		0,98
R-407A	26,979 “	DN35		0,95
R-407F	23,718 “	DN35		0,85
R-448A	26,032 “	DN35		0,96
R-449A	26,608 “	DN35		0,99
R-410A	24,583 “	DN35		0,90



APLICACIÓN BAJA TEMPERATURA

REFRIGERANTE CAUDAL MÁSSICO DIAMETRO DE LIQUIDO 100Kw VELOCIDAD m/s.

REFRIGERANTE	CAUDAL MÁSSICO	DIAMETRO DE LIQUIDO	VELOCIDAD m/s.
R-507A	43,805 Kg/h/Kw	DN42	1,09
R-407A	28,968 “	DN35	1,02
R-407F	25,125 “	DN35	0,9
R-448A	27,975 “	DN35	1,04
R-449A	28,589 “	DN35	1,07
R-410A	25,867 “	DN35	0,95

Los tamaños se han calculado mediante el programa de cálculo Coolselector 2, observando las recomendaciones y teniendo en cuenta longitudes habitualmente encontradas en la práctica, sin sobrepasar los márgenes de seguridad normales y garantizando la entrega de líquido sin Flas Gas.

MEDIDAS PARA REDUCIR LA CARGA

Obviamente, la única forma de reducir la carga de líquido en la tubería de alimentación es reducir su tamaño. Y para conseguir los objetivos de capacidad, en las condiciones básicas de evaporación y condensación, la única forma práctica de conseguir esto es reducir el caudal másico, y para ello se ha de recurrir al **Subenfriamiento**.

El subenfriamiento aumenta la diferencia de entalpia entre el líquido a su llegada al dispositivo de expansión y en el punto de evaporación, al desprenderse el líquido del exceso de calor contenido entre el punto de condensación y el de llegada a la expansión, reduciendo el Flash Gas y por lo tanto la cantidad de líquido a suministrar.

Lo que proponemos, es reducir la temperatura del líquido, subenfriándolo al máximo posible. Para ello se propone un sistema en el cual, el líquido, a la salida del recipiente, pasa a través de un intercambiador de calor, refrigerado a su vez por parte del mismo líquido, que se dirige directamente al colector de aspiración general, como indica la Figura 19.



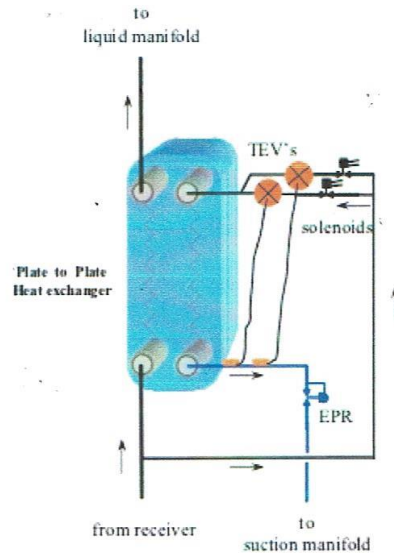


Figura 19

A continuación, se detallan el resultado práctico de esta solución para los mismos casos arriba mencionados, permitiendo la comprobación de la reducción de tamaño de las tuberías de líquido que se obtiene y su repercusión en la cantidad de líquido retenida en las mismas, con respecto al sistema sin subenfriador.

En este caso el objetivo no es reducir la potencia absorbida, pues el consumo de los compresores queda igual. Más adelante se proponen variantes que permiten obtener el mismo resultado, en reducción de carga y adicionalmente, reducir la potencia total absorbida, mejorando el C.O.P.

Para todos ellos se ha considerado la misma temperatura de condensación que, en el ejemplo básico, de +47°C, considerando un subenfriamiento hasta 2 ° C por encima de la evaporación antes de la válvula de expansión, y los mismos recalentamientos para la aspiración: total de 16 ° C y útil a la salida del evaporador de 5°C.



Así tendríamos:

APLICACIÓN ALTA TEMPERATURA

REFRIGERANTE CAUDAL MÁSSICO DIAMETRO DE LIQUIDO 100Kw VELOCIDAD m/s.

R-507A	22,405 Kg/h/Kw	DN28	1,12
R-407A	17,994 “	DN22	1,34
R-407F	16,451 “	DN22	1,25
R-448A	17,510 “	DN22	1,36
R-449A	17,774 “	DN22	1,38
R-410A	16,451 “	DN22	1,27

APLICACIÓN MEDIA TEMPERATURA

REFRIGERANTE CAUDAL MÁSSICO DIAMETRO DE LIQUIDO 100Kw VELOCIDAD m/s.

R-507A	21,108 Kg/h/Kw	DN28	1,01
R-407A	17,150 “	DN22	1,23
R-407F	15,651 “	DN22	1,15
R-448A	16,684 “	DN22	1,25
R-449A	16,930 “	DN22	1,26
R-410A	15,495 “	DN22	1,15

APLICACIÓN BAJA TEMPERATURA

REFRIGERANTE CAUDAL MÁSSICO DIAMETRO DE LIQUIDO 100Kw VELOCIDAD m/s.

R-507A	19,662 Kg/h/Kw	DN22	1,4
R-407A	16,151 “	DN22	1,1
R-407F	14,671 “	DN22	1,02
R-448A	15,699 “	DN22	1,12
R-449A	15,916 “	DN22	1,13
R-410A	14,412 “	DN22	1,01

En este caso se ha permitido sobrepasar la velocidad sin llegar al máximo recomendado de 1,5 m/s evitando así problemas potenciales de erosión, etc., pues a nivel de pérdida de carga no existe peligro de formación de Flas Gas.



Con esta solución la carga de refrigerante líquido para llenar la línea de líquido se reduce a los % detallados en la siguiente tabla, en comparación con el sistema sin subenfriar.

REFRIGERANTE	ALTA	MEDIA	BAJA
R-507A	61,5	53,9	44,9
R-407A	70	63,6	55,7
R-407F	72	66	58,4
R-448A	70,5	64,1	56,1
R-449A	70,1	63,6	55,7
R-410A	69	63	55,7

Esos valores tienen en cuenta la densidad real de los fluidos en las condiciones de subenfriamiento y presiones indicadas y son perfectamente obtenibles, con intercambiadores de calor a placas u otros tipos, de forma económicamente viable. La figura 20 muestra un ejemplo de selección de estos intercambiadores en condiciones muy similares a las expuestas.

Fluid Side 1 : R448A (Solstice N40)
 Fluid Side 2 : R448A (Solstice N40) (Liquid)

THERMALLY WEIGHTED DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Heat load	kW		57.53
Inlet vapor quality		0.453	
Outlet vapor quality		1.000	
Inlet temperature	°C	-20.57	6.00
Evaporation temperature (dew)	°C	-22.00	
Superheating	K	5.00	
Outlet temperature	°C	-17.00	-17.00
Flow rate	kg/s kg/h	0.4431	6400
- inlet vapor	kg/s	0.2008	
Fluid vaporized	kg/s	0.2423	
Max. pressure drop	kPa	80.0	50.0

Figura 20

En la práctica se ha encontrado que los ahorros económicos debidos a tuberías y refrigerante compensan el coste del intercambiador, sus controles y el aislamiento de la tubería de líquido. Y por supuesto, se obtiene el objetivo principal; Reducir el impacto medioambiental directa e indirectamente.



REDUCCIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

Hasta ahora nos hemos centrado en la reducción de la carga de las instalaciones frigoríficas a través de medidas no muy usuales, poniendo énfasis en temas que no siempre se perciben como problemáticos directamente o se ignora el verdadero impacto en la necesidad de carga de refrigerante.

Con el subenfriamiento, existe una posibilidad, aplicable a sistemas de medio y gran tamaño, sobre todo si incorporan múltiples temperaturas, sin necesidad de que estén totalmente interconectados. Consiste en subenfriar el líquido desde la ALTA temperatura de condensación hasta un punto intermedio con un compresor que evapora al nivel preciso y reduce el consumo específico en comparación con el principal que opera a la Baja temperatura final.

Así, los Kw ganados en ese primer tramo, con un mejor C.O.P. ayudan a mejorar el C.O.P. global. En un sistema con las 3 gamas, Alta, Media y Baja, el sistema de Alta enfriaría todo el líquido hasta su temperatura, el de Media, el resto hasta su temperatura y así el de Baja solo tiene que subenfriar una menor cantidad de líquido y con un menor contenido calorífico.

Un ejemplo lo muestra la Figura 21 mostrando un compresor dedicado y optimizado para el subenfriamiento.

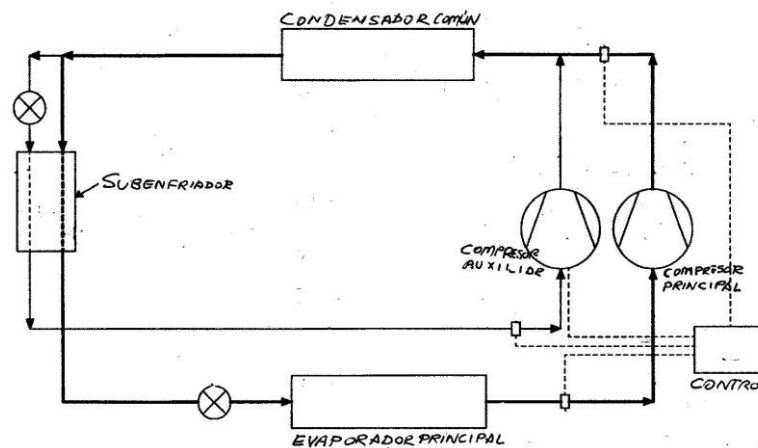


Figura 21



BIBLIOGRAFÍA

- ASHRAE Handbook 2010 REFRIGERACIÓN, capítulo 1, SISTEMAS FRIGORÍFICOS DE HALOCARBUROS, varios autores, 2010
- ASHRAE Journal, Julio 2009, System design For Compressor Reliability, Pagina 42, por Milton W Garland, 2009
- Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado II, Refrigeración Comercial, por William C. Whitman y William M. Johnson, 2004
- Tested solutions to DESIGN PROBLEMS IN AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION por Melvin Ramsey, 1966
- Programa de cálculo y selección Bitzer 6.6.0.1719, BIZER Kuhlmaschinenabau GmbH, 2013-2016
- Programa de cálculo COOLSELECTOR 2, Versión 2.03, 6.17.1.8, Danfoss, 2017
- Refrigeration & Air Conditioning Bussiness, The ABC's of the Thermostatic Expansion Valve, John A. Schenk, 1957
- Reciprocating Refrigeration Manual, TRANE, 1977, 1990
- Heatcraft Microchannel condenser manual, Heatcraft NRG & NRJ Microchannel Condensers 2011
- Super Radiator Coils, Micro Groove Products [5mm-MicroGroove-Brochure_Updated_2017](#)
- Dubham-Bush, Inner Fin Air Coolers, Hot Gas Defrot bulletin. Dunham Bush, 1964
- Compresores SIRIO, Samifi Babcock, 1980
- Evapco ATC Manual,, Evapco, 2016

GOLD SPONSORS:



TECHNICAL SILVER SPONSORS:



SILVER SPONSORS:

