

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

Estudio de la condensación del refrigerante 22 (Monoclorodifluorometano) en el interior de un tubo

TESIS

que para obtener el título de

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

presenta: OSWALDO ESPINOSA MORENO

DIRECTOR : ING. CARLOS FLORES RUIZ

MEXICO D.F.

1984



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ESTUDIO DE LA CONDENSACION DEL REFRIGERANTE
22 (MONOCLORODIFLUOROMETANO) EN EL INTERIOR DE UN TUBO

I N T R O D U C C I O N

CAPITULO I

	ANALISIS TERMODINAMICO DEL CICLO DE REFRIGERACION	1.1
1.1	EL CICLO DE REFRIGERACION	1.1
1.2	BALANCE TERMICO Y CALCULO DEL CALOR RECHAZADO	1.5

CAPITULO II

	ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO DEL CONDENSADOR	2.1
2.1	CONFIGURACION GEOMETRICA Y AGUA DE ENFRIAMIENTO	2.1
2.2	RESISTENCIAS TERMICAS Y TEMPERATURAS DE PARED	2.5

CAPITULO III

	CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO Y PERDIDAS DE PRESION DEL SISTEMA	3.1
3.1	CORRELACIONES PARA EL CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO	3.1
	3.1.1 ZONA DE SOBRECALENTAMIENTO Y SUBENFRIAMIENTO	3.1
	3.1.2 AGUA DE ENFRIAMIENTO	3.4
	3.1.3 ZONA DE CONDENSACION	3.4
	3.1.3.1 RELACIONES ADIMENSIONALES CLASICAS PARA LA CONDENSACION	3.5
	3.1.3.2 METODO DE MINTON	3.6
	3.1.3.3 METODO DE ROHSENOW, TRAVISS Y BARON	3.7
3.2	CORRELACIONES PARA EL CALCULO DE LAS PERDIDAS DE PRESION	3.9
	3.2.1 AGUA DE ENFRIAMIENTO	3.9
	3.2.2 VAPOR DE R-22 SOBRECALENTADO	3.10
	3.2.3 ZONA DE CONDENSACION	3.10

CAPITULO IV

	CALCULOS Y RESULTADOS	4.1
4.1	CAMBIO DE FASE	4.1
4.2	ZONA DE SOBRECALENTAMIENTO	4.7
4.3	ZONA DE SUBENFRIAMIENTO	4.8
4.4	PERDIDA DE PRESION EN EL AGUA DE ENFRIAMIENTO	4.9
4.5	SUMARIO DE RESULTADOS	4.10

C O N C L U S I O N E S

B I B L I O G R A F I A

I N T R O D U C C I O N

El objetivo principal del presente estudio es el de desarrollar una metodología para los cálculos requeridos en la condensación de un gas en el interior de tubos.

En el mercado mexicano, en lo que se refiere al ramo de la refrigeración industrial y comercial, se fabrican en serie componentes tales como compresores, evaporadores, válvulas, condensadores, etc., de características nominales, y de diseño y tecnología importados, de tal forma que al ingeniero sólo le es necesario seleccionar el equipo adecuadamente, sin que para eso sea necesario conocer, en la mayoría de los casos, el criterio de diseño de cambiadores de calor con o sin cambio de fase.

El caso específico que aquí se trata es un sistema de refrigeración por compresión, utilizado para aire acondicionado, y del cual se hace un análisis y balance de energía, a fin de poder adecuar el cálculo del condensador a dicho sistema.

En los sistemas de refrigeración, es común llevar a cabo la condensación en el interior de tubos, específicamente en los llamados condensadores enfriados por

aire y los de tipo evaporativo. La condensación en el exterior de tubos (horizontales generalmente) se aplica en los condensadores de casco y tubo y en otros tipos menos comunes.

El caso que se pretende estudiar, es el que comunmente se conoce como "de doble tubo", que es posiblemente el tipo de cambiador de calor más simple y económico que existe; formado por dos tubos concéntricos trabajando generalmente a contracorriente.

Los materiales con que se construye este aparato abarcan todas aquellas tuberías y conexiones con que se cuenta en el país: acero varias cédulas, galvanizado, inoxidable, cuproníquel, cobre, aluminio, etc.

Con el fin de aumentar la cantidad de calor transmitido por unidad de longitud, se pretende sustituir el tubo interior por dos de menor diámetro, logrando así un incremento del 100 (paralelo) al 200% (serie) en la velocidad del fluido a condensar y un decremento en la velocidad del agua, lo cual, en conjunto redundará en un aparato más compacto y con menor diferencia de presión para la bomba de agua.

Para el caso que se pretende estudiar, se parte de la base, en primer lugar, que no se tendrá el volumen de producción para justificar inversiones de maquinaria, ni se tendrán diseños nominales, sino que el ingeniero de campo, utilizando sus herramientas normales de montaje tales como equipo de soldar de oxígeno butano, doblador de tubo, mesa de trabajo, tornillo de banco, etc., puede en una instalación dada, previo cálculo, construir el condensador o los condensa-

dores necesarios para la aplicación específica, pudiendo así lograr un ahorro de un 50% aproximadamente. Los materiales que requerirá serán: tubo de cobre rígido y flexible, codos de cobre, barra de cobre, reducciones y soldadura.

En el presente trabajo se sintió la necesidad de hacer un repaso del ciclo de refrigeración lo más completo posible, el cual queda incluido en el capítulo I. Los capítulos siguientes se encargan del estudio del condensador en cuestión.

CAPITULO I ANALISIS TERMODINAMICO

1.1 EL CICLO DE REFRIGERACION

Cuando se necesita llevar la temperatura de un medio, a otra menor que la de su ambiente circundante, se tendrá que aplicar de alguna manera trabajo al sistema para poder lograrlo. Este sistema estará entonces delimitado por dos temperaturas: la temperatura ambiente o de sumidero que será por ejemplo el aire atmosférico, el océano, un río o una laguna que son masas infinitas, y cuya temperatura se considera constante para fines prácticos (se puede considerar a los sumideros como los "basureros" térmicos del planeta), y la temperatura que se desea conservar en el medio de interés o temperatura de la fuente de calor, como es el caso en las aplicaciones de la producción de agua fría para diferentes procesos, enfriamiento del aire de un recinto para la conservación de alimentos, confort humano, etc.

A la máquina encargada de llevar a cabo este proceso de bombear calor de un depósito de baja temperatura a otro de mayor temperatura se le llama Bomba Térmica o Bomba de Calor.

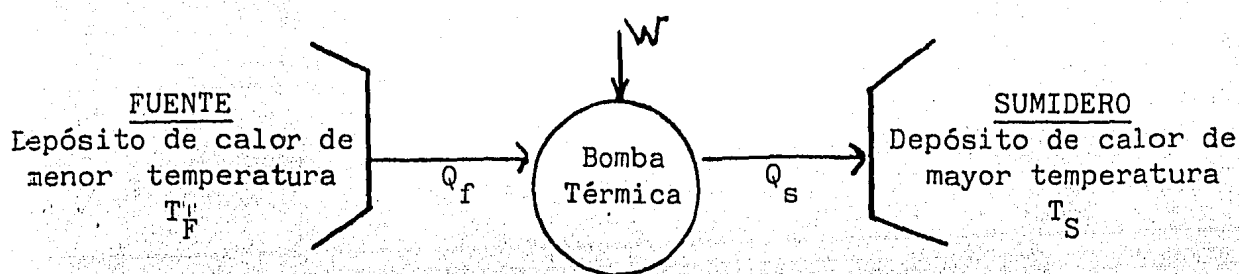


FIG. 1.1

En la figura 1.1 se muestra esquemáticamente lo que ocurre en el sistema. Para poder bombear una cantidad de calor Q_f de la fuente que se encuentra a una temperatura T_f al sumidero que se encuentra a una temperatura T_s , es necesario -- alimentar a la bomba una cantidad de energía en forma de trabajo W . Como consecuencia de la primera ley de la termodinámica, el sumidero va a recibir una cantidad de energía en forma de calor rechazado $Q_s = Q_f + W$, ya que la energía interna de la bomba no cambia ($\Delta U_{\text{máq}} = 0$).

Este trabajo W es siempre mayor que cero, ya que el calor siempre fluye naturalmente del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura (como consecuencia de la segunda ley de la termodinámica). La única manera en que se puede invertir la dirección del flujo de calor sin infringir la segunda ley de la termodinámica es suministrando trabajo al sistema mediante una bomba de calor.

El máximo rendimiento que se puede obtener de una bomba térmica se logra cuando funciona reversiblemente y, en este caso su rendimiento está sólo en función de las temperaturas de la fuente y del sumidero. Tal rendimiento o coeficiente de funcionamiento C.F. se define como la relación entre el calor removido de la fuente Q_f y el trabajo necesario para bombearlo W .

$$\text{C.F.} = \frac{Q_f}{W} \quad (1.1)$$

La segunda ley define que $dS = \frac{dQ}{T}$ y que el cambio total de entropía del sistema es mayor o igual a cero: $\Delta S_{\text{total}} \geq 0$.

El cambio total de entropía del sistema es el que involucra los cambios individuales de la máquina y de los depósitos de calor. Así se tiene que:

$$\Delta S_{\text{total}} = \Delta S_f + \Delta S_s + \Delta S_{\text{máq}}$$

Cuando la máquina funciona reversiblemente $\Delta S_{\text{máq}} = 0$ y se obtiene:

$$\Delta S_{\text{total}} = \Delta S_f + \Delta S_s = -\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_s}{T_s} \quad (1.2)$$

Por otro lado, de la primera ley se sabe que $\Delta U = \Delta Q - W$, pero $\Delta U = 0$, y por lo tanto:

$$Q_s = Q_f + W \quad (1.3)$$

De las ecuaciones (1.3) y (1.2) se puede eliminar a Q_s resultando que:

$$\Delta S_{\text{total}} = -\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_f + W}{T_s} \quad (1.4)$$

Nuevamente, cuando el proceso es reversible $\Delta S_{\text{total}} = 0$ (no se produce entropía) y por lo tanto:

$$\frac{Q_f}{T_f} = \frac{Q_f + W}{T_s} \Rightarrow W = Q_f \left(\frac{T_s}{T_f} - 1 \right) \quad (1.5)$$

Por lo tanto el coeficiente de funcionamiento para un sistema que no produce entropía o que es reversible queda en términos de T_f y T_s .

$$\text{C.F.} = \frac{Q_f}{W} = \frac{Q_f}{Q_f \left(\frac{T_s}{T_f} - 1 \right)} = \frac{T_f}{T_s - T_f} \quad (1.6)$$

Para lograr un efecto refrigerante se aprovecha la propiedad física que tienen algunas sustancias de evaporarse a bajas temperaturas y presiones moderadas - (entre 0.8 y 5 atmósferas por lo general). De esta manera se logra una gran absorción de calor ya que el calor latente de evaporación por unidad de masa - es mayor que cuando no existe cambio de fase.

Una vez logrado el efecto refrigerante se tiene un vapor saturado, el cual para no ser desperdiciado es necesario regresarlo a su estado líquido, es decir, debe ser condensado. En el proceso de condensación va a ser rechazado el calor $Q_f + W$ a algún sumidero, generalmente entre los 20 y los 50°C; ésto sólo puede ser posible si el fluido gaseoso se encuentra a una presión tal que su temperatura de saturación sea ligeramente superior ($T_s + \Delta T$; donde ΔT es el potencial térmico para que exista transmisión de calor) a la temperatura del sumidero, y ésto en la realidad se lleva a cabo con un compresor.

Una vez obtenida dicha presión en la descarga del compresor, es factible llevar a cabo la condensación del refrigerante y contar así con un fluido en estado líquido que puede ser de nuevo evaporado; lo único que hace falta es reducir - la presión de ese líquido a la presión de evaporación; ésto se logra obstruyendo el paso del líquido a presión, mediante un tubo capilar o una válvula de expansión.

Para resumir lo anterior se puede decir que la bomba de calor está operando dentro de un ciclo llamado ciclo de refrigeración (Fig. 1.2) y que cuenta con cuatro procesos, a saber:

- Evaporación - Cambio de fase a temperatura y presión constantes
- Compresión - Proceso adiabático reversible o entropía constante
- Condensación - Cambio de fase a temperatura y presión constantes
- Expansión - Proceso a entalpía constante

En la figura 1.2 se muestra esquemáticamente el ciclo de refrigeración.

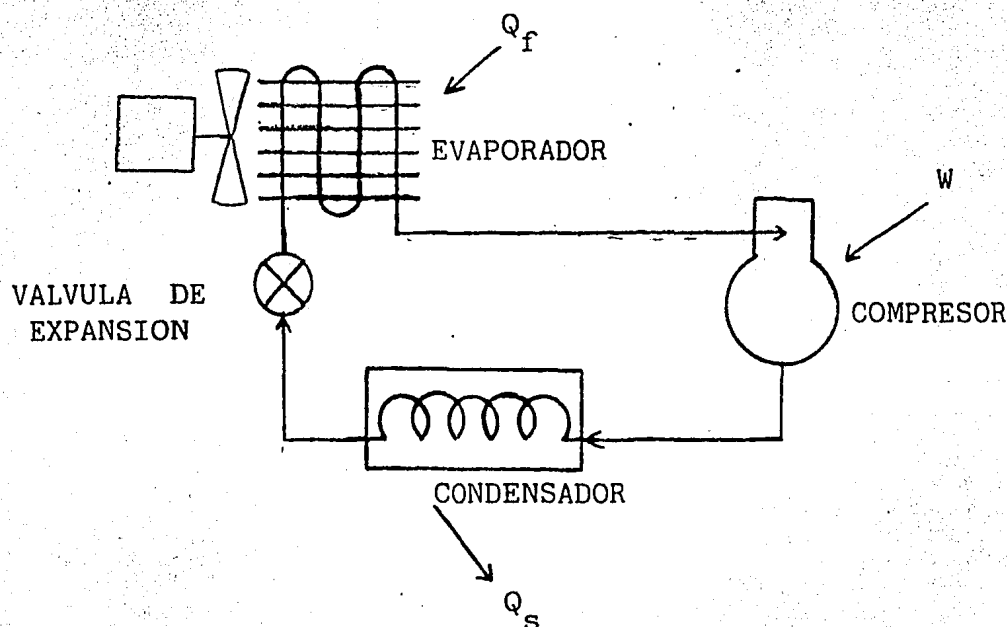


FIG. 1.2

1.2 BALANCE TERMICO Y CALCULO DEL CALOR RECHAZADO

A fin de conocer la cantidad de calor que debe ser disipado en el condensador, es necesario conocer las condiciones en que opera el ciclo de refrigeración.

La capacidad de un sistema está basada en la cantidad de calor que debe ser removido del depósito denominado fuente y la cantidad de calor rechazado está en función del calor removido de la fuente y de la temperatura de la fuente y del sumidero. $Q_s = Q_s(Q_f, T_f, T_s)$; por lo tanto, para poder balancear el sistema es necesario conocer la capacidad nominal y las temperaturas de operación en el evaporador y en el condensador, así como el tipo de refrigerante que se va a utilizar.

La metodología para el diseño no varía para las diversas situaciones de operación y de aplicación, por lo que es posible seleccionar un caso específico y que es el que se propone a continuación: Una de las capacidades comerciales más utilizadas son las que usan potencias nominales de 5 HP y que corresponden para aplicaciones de acondicionamiento de aire. Para esta aplicación se requiere que la temperatura en el evaporador se encuentre entre los 0°C y los 10°C dependiendo de la cantidad de humedad que se quiera extraer del aire enfriado, no siendo recomendables temperaturas menores ya que se tendría formación de hielo en el aparato y obstruiría el paso del aire a través del mismo. En el presente trabajo se tomará el caso extremo y se tendrá una temperatura en el evaporador $T = 274^{\circ}\text{K}$ (0.85°C).

Para la selección de la temperatura de condensación T_c se supondrá que no sea posible utilizar agua de enfriamiento a una temperatura T menor de 40°C y se ofrecerá una diferencia de temperatura ΔT de 10°C entre el vapor saturado y el agua para que pueda fluir el calor de rechazo; así resulta que la temperatura de condensación es de $T_c = T + \Delta T = 40 + 10 = 50^{\circ}\text{C} = 323.15^{\circ}\text{K}$.

Se utilizará para este caso específico un compresor de tipo hermético de 5 HP de alta velocidad que funciona con R-22 por ser más compacto y usual que los de tipo abierto que tienen aplicación en sistemas de refrigeración comercial.

De la carta de operación de dicho compresor que se incluye en la parte final - del presente trabajo se encuentran los siguientes datos:

$$Q_{\text{removido}} = 13,920.88 \text{ W (en el evaporador)}$$

$$M = 5.09 \text{ Kg/min} = 84.83 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg}$$

$$W = P_{\text{consumo}} = 5,300 \text{ watt}$$

$$T(\text{subenf}) = 2^\circ\text{K (subenfriamiento del líquido a la salida del condensador)}$$

Consultando con las tablas de vapor de R-22 saturado de Reynolds se encuentran las presiones de trabajo correspondientes a las temperaturas de evaporación y de condensación, así pues:

$$P_1 = 0.5113 \text{ MPa a } T_1 = 274^\circ\text{K}$$

$$P_3 = 1.9422 \text{ MPa a } T_4 = 323.15^\circ\text{K}$$

$$\text{Relación de compresión} = RC = P_3/P_1 = 1.94/0.51 = 3.8$$

En la figura 1.3 se representa el ciclo de refrigeración real en un diagrama P-h o diagrama de Mollier.

Se procederá, ahora, en base a la figura 1.3 a balancear el sistema, para lo cual es necesario conocer cada uno de los puntos (estados termodinámicos) que ahí aparecen, para conocer de esta manera las condiciones del refrigerante a la

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF REFRIGERANT 22

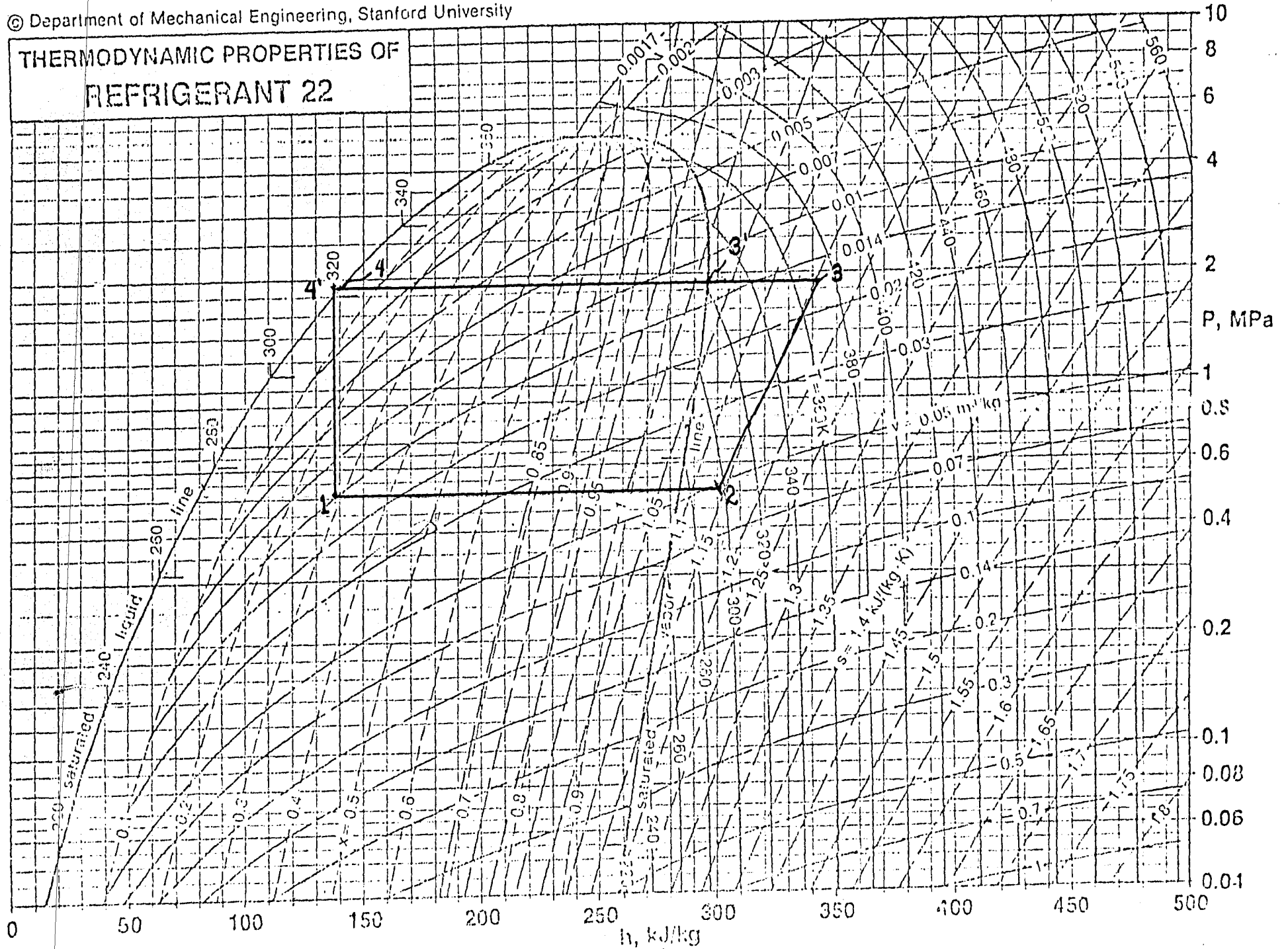


FIGURA 1.3

entrada y a la salida de los aparatos que constituyen el sistema, y en particular del condensador, el cual para su estudio se separa en 3 zonas: zona de sobrecalentamiento, zona de condensación o cambio de fase y zona de subenfriamiento.

Estado 1

$$T_1 = 274^\circ\text{K}$$

$$h_1 = h_{4'}$$

$$h_4 - h_{4'} = h_4 - h_1 = C \Delta T$$

donde:

$$C = \text{calor específico de líquido a } 321.15^\circ\text{K} = 1.382 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = \Delta T_{\text{subenfriamiento}} = 2^\circ\text{K}$$

$$h_4 = 139.95 + \frac{323.15 - 322}{324 - 322} (142.73 - 139.95) = 141.545 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_1 = h_{4'} = 141.545 - 1.382(2) = 138.781 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_1 = 138.781 \text{ KJ/Kg}$$

=====

Estado 2

$$Q_{\text{removido}} = Q_{2-1} = \dot{M}(h_2 - h_1)$$

$$h_2 - h_1 = \frac{Q_{2-1}}{\dot{M}} = \frac{13,920.88 \times 60}{5.09 \times 1000} = 164.097 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = h_1 + 164.097 = 138.781 + 164.097 = 302.878 \text{ KJ/Kg}$$

De las tablas de vapor sobrecalentado de Reynolds e interpolando para una presión de 0.5113 MPa se tiene:

P(MPa)	290	300	310	
	295.73	302.91	310.11	h(KJ/Kg)
0.5	1.1249	1.1492	1.1728	S(KJ/Kg°K)
Interpolación	295.52	302.72	309.94	h
0.5113	1.1225	1.1469	1.1706	S
	291.96	299.56	307.09	h
0.7	1.0829	1.1086	1.1333	S

Interpolando los valores de la tabla anterior entre los 300 y los 310°K se obtiene:

h(KJ/Kg)	S(KJ/Kg°K)	T (°K)
302.720	1.1469	300.00
302.878	1.1469	<u>300.22</u>
309.940	1.1706	310.00

$$h_2 = 302.878 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_2 = 300.22^\circ\text{K}$$

$$S_2 = 1.1469 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{sobrecalentamiento}} = T_2 - T_1 = 300.22 - 274 = 26.22^\circ\text{K}$$

Estado 3

En este punto el fluido se encuentra al final de un proceso de compresión isentrópica. Consultando el diagrama de Mollier para el R-22 (CHClF_2) puede observarse que la temperatura final está entre los 370 y los 374°K. Calculando primeramente el factor de compresibilidad Z se tiene:

$$P_r = \text{presión reducida} = \frac{P}{P_{\text{crítica}}} = \frac{1.9422}{4.98} = 0.39$$

$$T_r = \text{temperatura reducida} = \frac{T}{T_{\text{crítica}}} = \frac{372}{369.15} = 1.01$$

Consultando la gráfica generalizada $Z = 0.93$.

Según el manual de la ASHRAE* para el cálculo de K (índice isoentrópico) de los refrigerantes fluorinados:

$$K = \frac{1}{1 - (ZR/C_p)(1 + x^2)/Y}$$

donde:

$$X = 0.1846(8.36)^{1/Z} - 1.539$$

$$Y = 0.074(6.65)^{1/Z} + 0.509$$

$$R = \text{constante particular} = \tilde{R}/M$$

donde:

$$\tilde{R} = \text{constante universal} = 8,314.34 \text{ J/Kg mol}^\circ\text{K}$$

$$M = \text{masa molecular} = 86.48 \text{ Kg/Kg mol}$$

$$C_p = 854.1 \text{ J/Kg}^\circ\text{K (cerca de la zona de condensación)}$$

$$R = \frac{8,314.34}{86.48} = 96.15 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$$X = 0.1846(8.36)^{1/0.93} - 1.539 = 0.272$$

$$Y = 0.074(6.65)^{1/0.93} + 0.509 = 1.077$$

$$K = \frac{1}{1 - \left(\frac{0.93 \times 96.15}{854.1}\right)(1 + 0.272)^2/1.077}$$

$$K = 1.187$$

Para un proceso isoentrópico ($Pv^K = \text{constante}$) se tiene que:

* 1979 Equipment, cap. 12, pág. 20.

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(K-1)/K}$$

$$T_3 = 300.22 \left(\frac{1.9422}{0.5113}\right)^{(0.187/1.187)}$$

$$T_3 = 370.47^\circ\text{K}$$

=====

De las tablas de vapor sobrecalentado se puede obtener el valor de h_3 por interpolación para una temperatura de 370.47°K .

$$h_3 = 345.81 + \frac{1.9422 - 1.4}{2 - 0.4} (345.81 - 339.48)$$

$$h_3 = 351.53 \text{ KJ/Kg}$$

=====

Estado 4

$$h_{4'} = h_1 = 138.781 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{4'} = T_4 - T_{\text{subenfriamiento}} = 323.15 - 2 = 321.15^\circ\text{K}$$

$$Q_{3-4'} = \text{calor rechazado} = M(h_3 - h_{4'}) = 84.83 \times 10^{-3} (351.53 - 138.781)$$

$$Q_{3-4'} = 18,047 \text{ W}$$

$$\text{C.F.} = \text{coeficiente de funcionamiento} = \frac{Q_{1-2}}{(Q_{3-4'}) - (Q_{1-2})}$$

$$\text{C.F.} = \frac{13,920.88}{18,047 - 13,920.88} = 3.374$$

$$W = Q_{2-3} = (Q_{3-4'}) - (Q_{1-2}) = 18,047 - 13,920.88 = 4,126.12 \text{ Watt}$$

$$\text{Eficiencia térmica del compresor} = N_c = \frac{Q_{2-3}}{P} = \frac{4,126.12}{5,300} = 77.85\%$$

Si se compara el C.F. actual con el C.F. de la bomba de calor reversible se obtiene:

$$C.F._{rev} = \frac{T_1}{T_4 - T_1} = \frac{274}{323.15 - 274}$$

$$N_r = \text{eficiencia de "reversibilidad"} = \frac{C.F.}{C.F._r} \times 100 = \frac{3.374}{5.57} \times 100 = 60.57\%$$

Lo que significa que la máquina opera al 60.57% de la situación ideal reversible.

El calor de rechazo $Q_{3-4'}$ (ver fig. 1-3) va a ser cedido por el refrigerante en tres etapas; la primera es la correspondiente a la zona de sobrecalentamiento - que es el tramo comprendido entre los puntos 3 y 3', el calor cedido en esta zona se denominará $Q_{3-3'}$. Análogamente el calor cedido durante la condensación - se denominará $Q_{4-3'}$, y para el subenfriamiento $Q_{4-4'}$.

Cálculo del calor cedido por las tres zonas:

a) Zona de sobrecalentamiento:

$$Q_{3-3'} = M(h_3 - h_{3'}) \quad \text{donde: } h_{3'} = h_g = 296.12 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{3-3'} = 84.83 \times 10^{-3} (351.53 - 296.12) = \underline{\underline{4,700.26 \text{ W}}}$$

b) Zona de condensación:

$$Q_{4-3'} = M h_{fg} \quad \text{donde: } h_{fg} = 156.17 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{4-3'} = \frac{84.83 \times 10^{-3} \times 156.17}{10^{-3}} = \underline{\underline{13,248 \text{ W}}}$$

c) Zona de subenfriamiento:

$$Q_{4-4'} = MC\Delta T_{\text{sub}} = (Q_{3-4'}) - (Q_{3-3'}) - (Q_{4-3'})$$

$$Q_{4-4'} = 18,047 - 4,700.26 - 13,248 = \underline{\underline{98.74 \text{ W}}}$$

CAPITULO II ASPECTOS PRELIMINARES DEL DISEÑO DEL CONDENSADOR

2.1 CONFIGURACION GEOMETRICA Y AGUA DE ENFRIAMIENTO

Para la fabricación del condensador se pretende utilizar material de cobre, de manera que las operaciones de doblado y soldadura se lleven a cabo con equipo sencillo que no requiera de alta inversión y tecnología.

La condición principal es que el tubo paralelo (interior) que contiene al R-22 a alta presión (casi 2 MPa) no tenga posibilidad de presentar alguna fuga u obstrucción, lo cual de suceder ocasionaría que el aparato resulte irreparable.

Para reducir al máximo las probabilidades de fuga, dicho tubo será de una sola pieza, doblado cada cierta distancia "a" a 180°, hasta lograr una figura similar a los tubos de un trombón.

El diámetro interior del tubo exterior (D_i) deberá ser ligeramente mayor al doble del diámetro exterior (d_e) de los tubos paralelos; asimismo el área libre de paso A_p debe ser tal que ofrezca una velocidad al agua de 2 a 2.5 m/s que es el máximo recomendado para un balance adecuado entre la cantidad de calor transmitida, la erosión del tubo y la caída de presión. La diferencia de tempe

ratura del agua deberá ser lo menor posible a fin de lograr una ΔT_{LM} lo mayor posible.

Tomando el caso de un gasto de agua de 1.6 Kg/s que produce una ΔT de 2.7°C se presentan en la tabla 2.1 varias combinaciones o arreglos de tubos que nos dan su area respectiva A_p y su velocidad de agua:

T A B L A 2.1

<u>Di(cm)</u>	<u>de(cm)</u>	<u>$A_p(\text{cm}^2)$</u>	<u>V(m/s)</u>
2.60	0.95	3.88	4.12
3.21	1.27	5.56	2.88
3.82	1.59	7.50	<u>2.13</u>
5.04	2.22	12.19	1.31

donde:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - 2d_e^2)$$

De la tabla anterior se concluye que las características del material a utilizar son las siguientes:

	<u>Tipo material</u>	<u>Presión máxima (MPa)</u>	<u>Diam nom (mm)</u>
Carcaza	Cobre rígido tipo M	4.00	38
Tubos paralelos	Cobre blando tipo L	6.14	13

En la figura 2.1 se muestra un corte transversal del cambiador de calor, donde los tubos interiores contienen al R-22 y son de una pieza de principio a final.

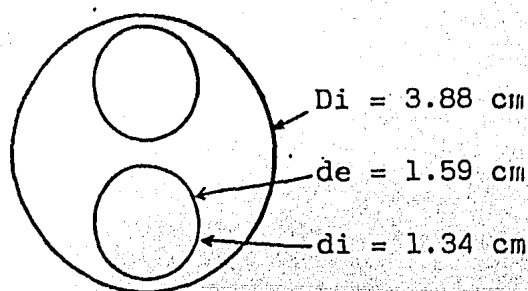


Fig. 2.1
Corte transversal del condensador.

El incremento de la temperatura del agua a lo largo del condensador será:

$$\Delta T = \frac{Q_{3-4'}}{cg} \quad (2.1)$$

$$c = 4,182.6 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$$g = 1.6 \text{ Kg/s}$$

$$T_1 = 40^\circ\text{C} = 313.15^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = \frac{18,047}{4,182.6 \times 1.6} = 2.7^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 = T_2 - 313.15$$

$$T_2 = 313.15 + 2.7 = 315.85^\circ\text{K}$$

$$De = \text{diámetro equivalente} = \frac{4A_p}{P_m} = \frac{4 \times 7.85}{9.99} = 3.14 \text{ cm} \quad (2.2)$$

donde:

$$A_p = \frac{\pi}{4} [D_i^2 - 2(de)^2] = \frac{\pi}{4} [(3.88)^2 - 2(1.59)^2] = 7.85 \text{ cm}^2 \quad (2.3)$$

$$P_m = 2\pi de = 2 \times 1.59 = 9.99 \text{ cm} \quad (2.4)$$

De la tabla 2.37 de 1977 Fundamentals ASHRAE $\mu_w = 9.89 \times 10^{-4} \text{ kg/m-s}$

$$Re = \frac{\rho V D_e}{\mu_w} = \frac{997 \times 2.13 \times 3.14}{9.89 \times 10^{-4} \times 10^2} = 67,423 \text{ (flujo turbulento)} \quad (2.5)$$

- Incremento de temperatura del agua en la zona de subenfriamiento:

$$\Delta T(\text{SB}) = \frac{Q_{4-4'}}{cg} = \frac{98.74}{4,182.6 \times 1.6} = 0.0148^\circ\text{K} \quad (2.6)$$

- Zona de condensación:

$$\Delta T(\text{COND}) = \frac{Q_{3'-4}}{cg} = \frac{13,248}{4,182.6 \times 1.6} = 1.98^\circ\text{K} \quad (2.7)$$

- Zona de sobrecalentamiento:

$$\Delta T(\text{SC}) = \frac{Q_{3-3'}}{cg} = \frac{4,700.26}{4,182.6 \times 1.6} = 0.7^\circ\text{K} \quad (2.8)$$

$$\Delta T(\text{TOTAL}) = \Delta T(\text{SUB}) + \Delta T(\text{COND}) + \Delta T(\text{SC}) = \frac{Q_{3-4'}}{cg} = 2.7^\circ\text{K} \quad (2.9)$$

Una gráfica temperatura-longitud ayuda a entender el comportamiento de las temperaturas de los dos fluidos a contraflujo a lo largo del cambiador de calor.

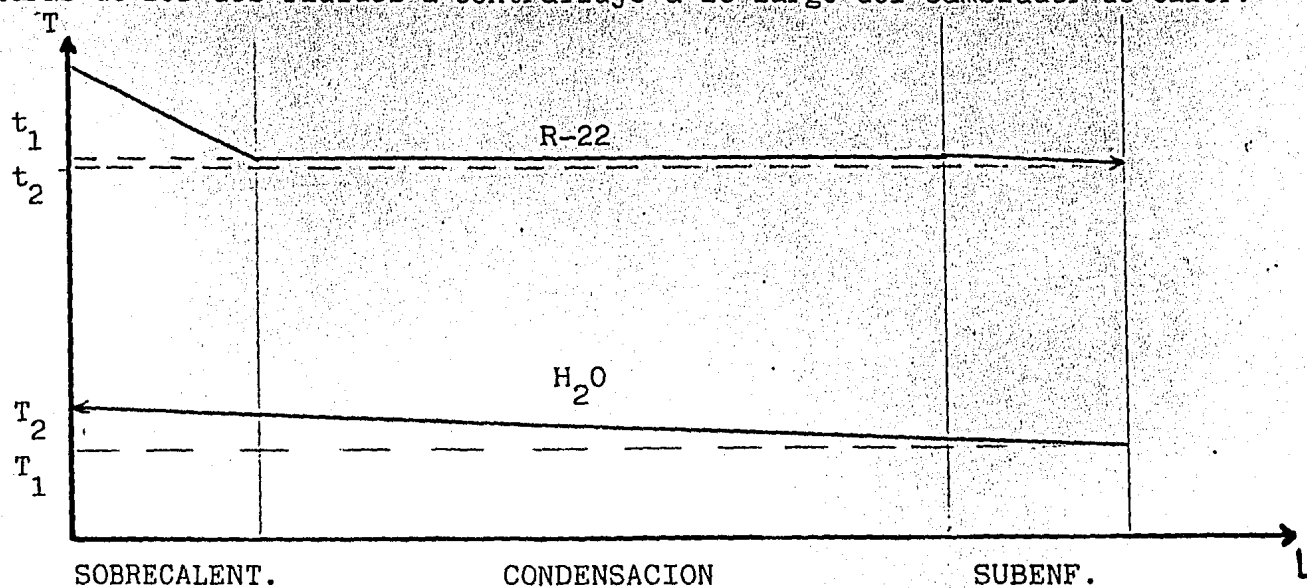


FIG. 2.2

Ya que el cambiador debe ser diseñado en tres etapas, es necesario calcular -- las diferencias logarítmicas de temperatura para cada una de ellas, a saber:

- Zona de sobrecalentamiento:



Fig. 2.3

$$t_1 = 370.47^\circ\text{K} \quad T_1 = 315.15^\circ\text{K}$$

$$t_2 = 323.15^\circ\text{K} \quad T_2 = 315.85^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{LM}^{(SC)} = \frac{(t_1 - T_2) - (t_2 - T_1)}{\ln \frac{t_1 - T_2}{t_2 - T_1}} = \frac{(370.47 - 315.85) - (323.15 - 315.15)}{\ln \frac{370.47 - 315.85}{323.15 - 315.15}} \quad (2.10)$$

$$\Delta T_{LM}^{(SC)} = 24.27^\circ\text{K}$$

=====

- Zona de condensación:

$$t_2 = t_1 = 323.15^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 315.15^\circ\text{K} \quad \Delta T_{LM} = \frac{(t_2 - T_1) - (t_1 - T_2)}{\ln \frac{t_2 - T_1}{t_1 - T_2}} = \frac{(323.15 - 313.17) - (323.15 - 315.15)}{\ln \frac{323.15 - 313.17}{323.15 - 315.15}}$$

$$T_1 = 313.17^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{LM}^{(COND)} = 8.95^\circ\text{K}$$

=====

- Zona de subenfriamiento:

$$t_1 = 323.15^\circ\text{K} \quad \Delta T_{LM}^{(SB)} = \frac{(t_1 - T_2) - (t_2 - T_1)}{\ln \frac{t_1 - T_2}{t_2 - T_1}} \quad (2.12)$$

$$t_2 = 321.15^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 313.15^\circ\text{K} \quad \Delta T_{LM}^{(SB)} = \frac{(323.15 - 313.165) - (321.15 - 313.15)}{\ln \frac{323.15 - 313.165}{321.15 - 313.150}}$$

$$T_2 = 313.165^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{LM}^{(SB)} = 8.93^\circ\text{K}$$

=====

2.2 RESISTENCIAS TERMICAS Y TEMPERATURAS DE PARED

Mediante una analogía eléctrica se puede definir a la resistencia térmica R_{co}

mo:

$$R = \frac{dT}{Q} \left(\frac{^\circ\text{K}}{\text{Watt}} \right) \quad (2.13)$$

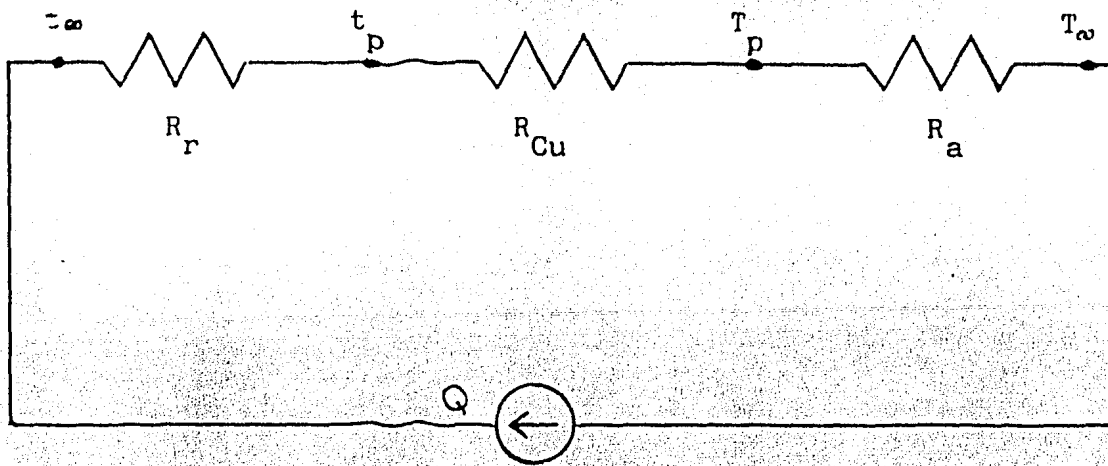


FIG. 2.4

R_r = resistencia de la película de refrigerante

R_{Cu} = resistencia de la pared del tubo de cobre

R_a = resistencia de la película de agua

R_e = resistencia equivalente

En la realidad sucede que existen otras resistencias a los dos lados de R_{Cu} que se deben a la incrustación de material sólido en suspensión (generalmente sales) sobre las paredes del tubo.

Del lado del refrigerante no se aprecia este hecho, ya que el fluido es químicamente puro y por lo tanto no existen sólidos que puedan formar incrustación.

Del lado del agua en el caso de un sistema cerrado se tiene una resistencia de $0.00002 \text{ Km}^2/\text{w} (*) = r_i$; y que en el presente estudio se considerará despreciable.

Teniendo en cuenta que las resistencias se encuentran en serie, la resistencia

* Carrier, A.C. System Design, Mc Graw Hill, 1965.

equivalente R_{eq} es: $R_{eq} = R_r + R_{Cu} + R_a$ (2.14)

- Para refrigerante: $R_r = \frac{\Delta T}{Q}$; $\Delta T = T_R - t_R$; $Q = h_r A_i \Delta T$

$$R_r = \frac{1}{h_r A_i} \quad (2.15)$$

- Para pared de tubo: $R_{Cu} = \int \frac{dT}{Q}$ (2.16)

$$Q = KA \frac{dT}{zdr} = 2\pi kLr \frac{dT}{dr} \quad (2.17)$$

sustituyendo (2.17) en (2.16):

$$R_{Cu} = \int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{2\pi kLr} = \frac{\ln r_e/r_i}{2\pi kL} = \frac{\ln d_e/d_i}{2\pi kL} \quad (2.18)$$

donde: $k = 386 \text{ w/M}^2\text{K}$ para el cobre

L = longitud total del tubo

A_z = área de pared de tubo

- Para agua: $R_a = \frac{1}{h_a A_e}$ (2.19)

sustituyendo (2.19), (2.18) y (2.15) en (2.14) se tiene:

$$R_{eq} = \frac{1}{h_r A_i} + \frac{\ln d_e/d_i}{2\pi kL} + \frac{1}{h_a A_e} \quad (2.20)$$

Para encontrar el coeficiente global U en función de R_{eq} y referido al área exterior se obtiene:

$$Q = UA_e \Delta T_{LM} \quad (2.21)$$

$$R_{eq} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q} = \frac{1}{UA_e} \quad (2.22)$$

$$U = \frac{1}{R_{eq} A_e} = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i \times h_r} + \frac{A_e L \ln d_e/d_i}{2\pi kL} + \frac{1}{h_a}} \quad (2.23)$$

finalmente

$$U = \frac{1}{\frac{d_e/d_i}{hr} + \frac{d_e \ln d_e/d_i}{2k} + \frac{1}{h_a}} \quad (2.24)$$

los coeficientes hr y h_a son motivo de estudio en el siguiente capítulo.

Asumiendo los valores de hr y h_a probables es posible conocer las temperaturas de la pared del tubo al menos para una primera aproximación, las cuales son necesarias de conocer para los cálculos posteriores.

$$hr(\text{sobrecalentamiento}) \doteq 580 \text{ W/M}^2\text{K}$$

$$hr(\text{condensación}) \doteq 4,060 \text{ W/M}^2\text{K}$$

$$hr(\text{subenfriamiento}) \doteq 540 \text{ W/M}^2\text{K}$$

$$h \text{ agua} \doteq 9,000 \text{ W/M}^2\text{K}$$

- Temperatura media del tubo en la zona de sobrecalentamiento

$$\bar{T} = 315.85 - 0.7/2 = 315.5^\circ\text{K} \quad (\text{ver } 2.8)$$

$$\bar{t} = \frac{370.47 + 323.15}{2} = 346.81^\circ\text{K} \quad (\text{ver figura } 2.2)$$

de (2.24) y despreciando los términos de conducción:

$$U_{SC} = \frac{1}{\frac{d_e/d_i}{hr_{SC}} + \frac{1}{h_a}} = \frac{1}{\frac{(1.59)/(1.34)}{580} + \frac{1}{9000}} = 463.62 \text{ W/M}^2$$

$$Q = AeU \Delta T_{LM(SC)} \quad (2.21)$$

$$Q = Ae h_a (\bar{T}_p - \bar{T}) \quad (2.25)$$

donde: \bar{T}_p = temperatura media del tubo.

igualando (2.21) con (2.25)

$$AeU T_{LM(SC)} = Ae ha (\bar{T}_p - \bar{T}) = Ae ha \bar{T}_p - Ae ha \bar{T}_a$$

$$U_{SC} T_{LM} = ha \bar{T}_p - ha \bar{T}_a$$

$$\bar{T}_{pSC} = \frac{U T_{LM} + ha \bar{T}_a}{ha} \quad (2.26)$$

$$\bar{T}_{pSC} = \frac{463.62 \times 24.27 + 9000 \times 315.5}{9000} = 316.75^\circ\text{K}$$

$$\bar{T}_{pSC} = 316.75^\circ\text{K}$$

=====

- Temperatura media del tubo en la zona de condensación.

$$\bar{T} = \frac{315.15 + 313.17}{2} = 314.16^\circ\text{K} \quad (\text{ver 2.11})$$

$$U_C = \frac{1}{\frac{de}{hrc} + \frac{1}{ha}} = \frac{1}{\frac{(1.59)/(1.34)}{4060} + \frac{1}{9000}} = 2,479.12 \text{ W/M}^2\text{K}$$

similarmente a (2.26)

$$\bar{T}_{pC} = \frac{U_C \Delta T_{LM} + ha \bar{T}_a}{ha} = \frac{2,479.12 \times 8.95 + 9000(314.16)}{9000} = 316.63^\circ\text{K}$$

$$\bar{T}_{pC} = 316.63^\circ\text{K}$$

=====

- Temperatura media del tubo en la zona de subenfriamiento.

$$\bar{T}_a = 316.16^\circ\text{K} \quad (\text{ver 2.12})$$

$$U_{SB} = \frac{1}{\frac{(1.59)/(1.34)}{540} + \frac{1}{9000}} = 433.19 \text{ W/M}^2\text{K}$$

$$\bar{T}_{p_{SB}} = \frac{433.19 \times 8.93 + 9000(313.16)}{9000} = 313.59^{\circ}\text{K}$$

$$\bar{T}_{p_{SB}} = 313.59^{\circ}\text{K}$$

=====

CAPITULO III CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO Y PERDIDAS DE PRESION DEL SISTEMA

3.1 CORRELACIONES PARA EL CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO

3.1.1 Zona de sobrecalentamiento y subenfriamiento

La ecuación empírica para el cálculo del coeficiente de película h más utilizada fue desarrollada por McAdams y es llamada "ecuación de Dittus-Boelter" que se utilizará para el cálculo del coeficiente h_r de convección forzada en el interior de tubos.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.1)$$

En el manual de la ASHRAE* se proporciona la ecuación anterior en forma simplificada para refrigerantes fluorinados como sigue:

$$h_r = C_n \frac{G^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (3.2)$$

donde: $C_1 = 2.42558$ para la fase gaseosa

$C_2 = 2.53142$ para la fase líquida

* Fundamentals 1979, cap. 2, pags. 14, 15 y 16.

$$G = \text{velocidad m\u00e1sica} = \frac{M}{2A_i}$$

$D = d_i = \text{di\u00e1metro interior}$

La ecuaci\u00f3n anterior se refiere a tubos rectos. Ya que el aparato en cuesti\u00f3n est\u00e1 compuesto de segmentos rectos y curvos (180°), es necesario conocer como se ve afectado el Nu local del tramo curvo.

Seg\u00fan Kays y Perkins^{**}, este efecto es m\u00e1s apreciable en el flujo gaseoso o de cambio de fase (evaporaci\u00f3n o condensaci\u00f3n) y puede ser cuantificado por la -- ecuaci\u00f3n siguiente:

$$\frac{\bar{Nu}}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C}{Lc/D} \quad (3.3)$$

donde: $C = 6$

$Lc = \text{longitud de la secci\u00f3n curva}$

$D = \text{di\u00e1metro del tubo}$

$\bar{Nu} = \text{Nusselt promedio en la curva}$

$Nu_\infty = \text{Nusselt en el tramo recto (ec. 3.2)}$

$$\bar{Nu} = Nu_\infty \left(1 + \frac{C}{Lc/D} \right) \quad (3.4)$$

Tomando un segmento unitario del cambiador de calor es posible, a partir de su configuraci\u00f3n geom\u00e9trica conocer el factor hr promedio a lo largo del segmento.

^{**} Handbook of Heat Transfer, Rohsenow, cap. 7.

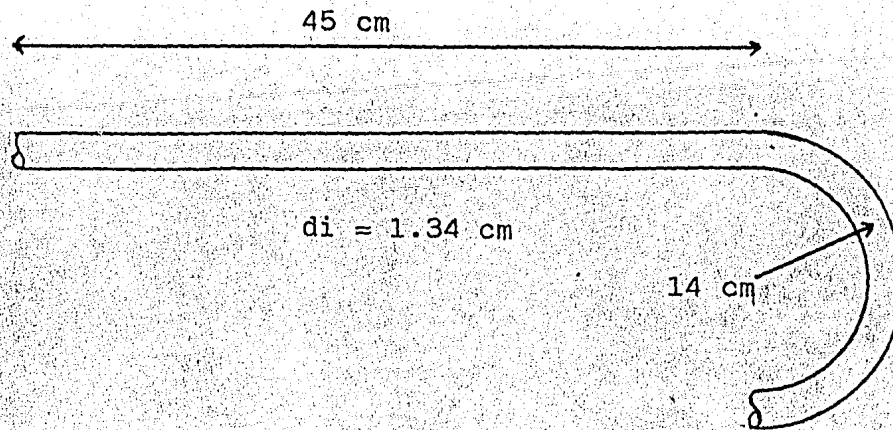


Fig. 3.1 Segmento unitario

La ecuación (3.4) es posible de escribir en términos de hr :

$$\bar{hr} = hr_{\infty} \left(1 + \frac{C}{Lc/D} \right) \quad (3.5)$$

para el total del segmento:

$$\bar{hr} = \frac{0.45hr_{\infty} + 0.22hr_c}{0.45 + 0.22}$$

$$\bar{hr} = \frac{0.45hr_{\infty} + 0.22(1 + C/(Lc/D))hr_{\infty}}{0.67}$$

$$\bar{hr} = \frac{0.45hr_{\infty} + 0.22hr_{\infty}(1.38)}{0.67}$$

$$\bar{hr} = 1.12hr_{\infty} \quad (3.6)$$

La ecuación (3.6) plantea que, debido a las curvas el coeficiente \bar{hr} promedio se incrementa en un 12%.

Sustituyendo a (3.6) en (3.2) se tiene:

$$\bar{hr} = 1.12 C_1 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad \text{para sobrecalentamiento} \quad (3.7)$$

$$\bar{h}_r = C_2 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad \text{para subenfriamiento}$$

3.1.2 Agua de enfriamiento

Para el agua que fluye axialmente en el exterior de un tubo, es posible utilizar la misma ecuación de McAdams (3.1) que se presenta igualmente simplificada en el manual ASHRAE:

$$h_a = \frac{1,056.7(0.02t - 4.056)V^{0.8}}{D_e^{0.2}} \quad (3.8)$$

donde: t = temperatura promedio de la película de agua = 315.35°K

$$V = 2.2 \text{ M/S}$$

$$D_e = \text{diámetro equivalente} = \frac{4A_p}{P_m} = 2.93 \text{ cm (Cap. 1)}$$

efectuando operaciones resulta:

$$h_a = \frac{1,056.7(0.02 \times 315.35 - 4.056)(2.2)^{0.8}}{(0.0293)^{0.2}} = 9,055.07 \text{ W/M}^2\text{K}$$

3.1.3 Zona de condensación

Existen varios reportes de investigadores en los que se muestran los resultados de los estudios realizados, y a partir de los cuales es posible conocer la manera en que se lleva a cabo la transmisión de calor del interior a la pared interna de un tubo en el cambio de fase gas-líquido (y no en sentido inverso). - Por el tipo de método de cálculo parece factible que sean divididos en 3, a saber:

3.1.3.1 Relaciones adimensionales clásicas para la condensación.

- Chato (1962)

$$\bar{h} = 0.555 \left(\frac{\rho(\rho - \rho_v) g k^3 h_{fg}}{\mu d(\rho - \rho_v)} \right)^{1/4} \quad \text{para } \text{Re}_v = \frac{dG_v}{\mu_v} \ll 35,000$$

- Akers (1959-1962)

i) Cuando $\text{Re}_v = \frac{dG_v}{\mu_v} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} > 20,000$ y

$$\text{Re}_L = \frac{dGL}{\mu_L} > 5,000$$

$$\bar{h} = 0.026 \frac{KL}{D} \text{Rem}^{0.8} \text{Pr}_L^{1/3}$$

donde:

$$\text{Rem} = \frac{D}{\mu_L} \left(G_L + G_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right)$$

ii) Cuando $1000 < \text{Re}_v < 20,000$

$$\bar{h} = 13.8 \left(\frac{KL}{D} \right) \left(\frac{C_p \mu_L}{KL} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_p \Delta T} \right)^{1/6} \frac{DG_v}{\mu_L} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} 0.2$$

iii) Cuando $20,000 < \text{Re}_v < 100,000$

$$\frac{\bar{h}D}{KL} = 0.1 \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_p \Delta T} \right)^{1/6} \text{Re}_v^{2/3}$$

- Cavallini (1971)

para $15,000 < \bar{Re} < 200,000$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{kL} = 0.05 \bar{Re}^{-0.8} Pr_L^{1/3}$$

donde:

$$\bar{Re} = \bar{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_L} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.5} + \bar{Re}_L$$

3.1.3.2 Método de Minton:

Otro método un poco más elaborado que los anteriores, es el publicado en el libro "Process Heat Exchange" de la Chemical Engineering Magazine y propuesto -- por Minton ***.

Este método combina dentro de una relación las ecuaciones empíricas clásicas -- de coeficientes de transmisión de calor con ecuaciones de balance térmico y -- con correlaciones que describen la geometría del cambiador de calor.

La ecuación general resultante es luego rearmada en tres grupos que contienen factores relativos a: propiedades termofísicas del fluido, funcionamiento -- hidráulico del aparato y el diseño mecánico o arreglo de la superficie de trans -- misión de calor.

Estos grupos están multiplicados entre sí por un factor numérico de proporcio -- nalidad para obtener un producto que es igual a una fracción de la diferencia -- del total de temperatura (LMTD) entre los dos fluidos que es disipada a través de cada elemento resistente en el arreglo de flujo de calor.

*** Short Cut Rating Method.

Este método representa un procedimiento largo y proporciona resultados de alrededor del 85% a los observados en la realidad, pero está limitado para flujos con un Re terminal de 2,100 (laminar), lo que sugiere que se debe calcular el Re_L del caso presente antes de considerar a este método entre los posibles para la solución del problema.

$$Re_L = \frac{GD}{\mu_L}$$

$$G = \frac{\dot{M}}{2A} = \frac{84.83 \times 10^{-3} \times 4}{2 \times 1.39 \times 10^{-4}} = 279.51 \text{ Kg/M}^2 \text{ s}$$

$$\mu_L = 1.76 \times 10^{-4} \text{ Kg/Ms}$$

$$Re_L = \frac{279.51 \times 0.0139}{1.76 \times 10^{-4}} = 22,075 \gg 2,100$$

Por lo tanto no es posible tomar a éste como el método de cálculo de h .

3.1.3.3 Método de Rohsenow, Traviss y Baron:

Este método es presentado en el Manual de Transmisión de Calor de Rohsenow y Hartnett de la McGraw Hill en el cual se proponen algunas relaciones a partir de las variables de Lockhart-Martinelli (X_{tt} , $F(X_{tt})$) y de los grupos adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt para encontrar la variación local de la calidad (Δx) del fluido a lo largo del segmento de tubo Δz para obtener como resultado final el factor local h_z .

Se definen primeramente dos variables:

$$F(X_{tt}) \cong 0.15 \left[X_{tt}^{-1} + 2.85 X_{tt}^{-0.476} \right] \quad (3.9)$$

$$x_{tt} \equiv \left(\frac{M_L}{M_v}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \quad (3.10)$$

por otro lado $Re_L = \frac{(1-x)GD}{M_L} \quad (3.11)$

Restricciones:

$$Re_L < 50 \quad F_2 = 0.707 Pr_L Re_L^{0.5} \quad (3.12)$$

$$50 < Re_L < 1,125 \quad F_2 = 5Pr_L + 5Ln\left[1 + Pr_L(0.09636Re_L^{0.585} - 1)\right] \quad (3.13)$$

$$Re_L > 1,125 \quad F_2 = 5Pr_L + 5Ln(1 + 5Pr_L) + 2.5Ln(0.0031Re_L)^{0.812} \quad (3.14)$$

$$0.1 < F(X_{tt}) < 1 \quad \frac{NuF_2}{Pr_L Re_L} = 1.12 F(X_{tt}) \quad (3.15)$$

$$1 < F(X_{tt}) < 20 \quad \frac{NuF_2}{Pr_L Re_L^{0.9}} = 1.12 F(X_{tt})^{1.15} \quad (3.16)$$

Balance térmico:

$$\Delta Q = \bar{h}(\Delta Az)\Delta T \quad (3.17)$$

$$\Delta Az = \pi di \Delta z \quad (3.18)$$

$$\Delta Q = \frac{\dot{M}}{2} \Delta x h_{fg} \quad (3.19)$$

sustituyendo (3.18) y (3.19) en (3.17):

$$\frac{\dot{M}}{2} \Delta x h_{fg} = \bar{h} \pi di \Delta z \Delta T$$

$$\Delta z = \frac{\dot{M} \Delta x h_{fg}}{2 \bar{h} \pi di \Delta T} \quad (3.20)$$

pero:

$$G = \frac{4\dot{M}}{2\pi di^2} = \frac{2\dot{M}}{\pi di^2} \quad (3.21)$$

sustituyendo (3.21) en (3.20):

$$\Delta Z = \frac{di G \Delta x \text{ hfg}}{4hr \Delta T} \quad (3.22)$$

donde: Δz = segmento de tubo

di = diámetro interior

Δx = variación de la calidad en el segmento Δz

hfg = entalpía latente de condensación

ΔT = diferencia de temperatura entre el fluido y la pared

3.2 CORRELACIONES PARA EL CALCULO DE LAS PERDIDAS DE PRESION

3.2.1 Agua de enfriamiento

$$\text{Diámetro equivalente} = De = \frac{4Ap}{Pm} = \frac{4Ap}{\pi (2de + Di)} \quad (3.23)$$

ϵ = rugosidad absoluta, $Cu = 0.00015$ cm

$$H = f(V^2/2g)(L/De) \quad (3.24)$$

$$H/L = f(V^2/2g)/De \quad (3.25)$$

$$\Delta P/L = \delta H/L = f \delta (V^2/2g)/De \quad (3.26)$$

donde:

$\Delta P/L$ = Pérdida de presión por unidad de longitud

f = Factor de Fanning $f = f(\epsilon, De, Re_a)$ ábaco de Moody

δ = Peso específico del agua = $9,781 \text{ N/m}^3$

V = velocidad del agua = 2.13 m/s

g = Constante gravitacional = 9.81 m/s^2

De = Diámetro equivalente

3.2.2 Vapor de R-22 sobrecalentado

$$\frac{\dot{M}}{2} = \bar{\rho} V A \quad (\text{Ecuación de Continuidad})$$

$$\bar{V} = \frac{\dot{M}}{2 \bar{\rho} A} \quad (3.27) \quad \text{donde: } A = \frac{\pi di^2}{4} \quad (3.27')$$

$$Re = \frac{\bar{\rho} \bar{V} di}{\mu} \quad (3.28)$$

$$f = f(Re, \epsilon/di) \quad (\text{ábaco de Moody}) \quad (3.29)$$

similarmente que en (3.26):

$$\Delta P/L = f \gamma (V^2/2g)/di \quad (3.30)$$

sustituyendo (3.27), (3.27') en (3.30):

$$\Delta P/L = 2 \dot{M}^2 f / \pi^2 \bar{\rho} di^5 \quad (3.31)$$

donde:

\dot{M} = flujo másico Kg/s

f = factor de Fanning

$\bar{\rho}$ = densidad promedio del vapor Kg/m³

di = diámetro interior m

3.2.3 Zona de Condensación

En general, cuando un material homogéneo fluye en dos fases en el interior de un tubo, éstos no se mueven a la misma velocidad; sino que se ven afectados -- por un "factor de ocupación" del área respectiva del vapor y se define como:

$$V_L = \frac{G_L}{A(1 - \alpha)} \quad (3.32)$$

$$V_V = \frac{g_V}{A\alpha} \quad (3.33)$$

donde α es el factor de ocupación (void fraction) que se encuentra en función de la relación de densidades ρ_V/ρ_L y de la calidad del líquido x .

Zivi **** sugiere la siguiente relación empírica:

$$\frac{1}{\alpha} = 1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \quad (3.34)$$

La pérdida de presión de un fluido dentro de un tubo con cambio de fase está sujeta a tres factores: La del líquido contra la pared del tubo, la debida a la gravedad y la debida al cambio de momentum entre las fases líquida y gaseosa.

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_g + \Delta P_M \quad (3.35)$$

Existen al menos cuatro métodos para calcular cada uno de los términos de la ecuación (3.35); las recomendaciones y limitaciones del uso de cada uno se dan a continuación:

- Método Homogeneo: Puede utilizarse cuando se requiere un análisis simple así como ecuaciones analíticas, ya que muchas veces no se cuenta con datos experimentales.

La precisión es baja para flúidos a bajas velocidades y presiones donde la contribución de la gravedad en la P_T es grande; pero aumenta para altas presio--

**** Zivi. Estimation of Steady State gas void fraction by means of the principle of M.E.P. ASME C.86:247.

nes y calidades.

Se considera en este método que las dos fases fluyen a la misma velocidad.

- Método de Thom: Es más preciso que el anterior y se utiliza para sistemas de agua u otros fluidos que posean viscosidades menores al agua.

Las velocidades máxicas deben ser mayores de $677 \text{ Kg/M}^2\text{s}$, ya que ésta es la menor dentro de los datos experimentales, la mayor precisión se obtiene para flujos bajo una presión de 1.72 MPa.

- El método de Martinelli se recomienda para sistemas que contengan fluidos diferentes al agua a baja presión.

Los datos experimentales para este método fueron tomados de tubos adiabáticos horizontales para una gran variedad de líquidos bajo una presión de 1 atmósfera y con aire como la fase gaseosa.

- El desarrollo que propone Rohenow ha dado bajo rango de error ($\pm 10\%$) en experimentos con R-22; es una forma modificada del método de Martinelli con ecuaciones empíricas como se explica a continuación:

$$\frac{dP}{dz}_{\text{total}} = \frac{dP}{dz}_L + \frac{dP}{dz}_g + \frac{dP}{dz}_M \quad (3.36)$$

donde:

$$\frac{dP}{dz}_L = \frac{-2.0 P}{\lambda z} = \frac{-4.7.}{di} \quad (3.37)$$

El gradiente de presión por fricción o esfuerzo cortante de la pared puede -- ser calculado por la ecuación empírica de lockhart-Martinelli:

$$\frac{dP}{dz} \Big|_L = \frac{-\tau_w}{Az} = -0.09 \left(\frac{G^2}{\rho_v g d i} \right) \left(\frac{G d i}{\mu_v} \right)^{-0.2} \left[x^{1.8} + 5.7 \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.0523} (1-x)^{0.47} x(x)^{1.33} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.261} + 8.11 \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.105} (1-x)^{0.94} (x)^{0.86} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.522} \right] \quad (3.38)$$

El segundo término de la ecuación (3.36) referente al cambio de presión debido a la gravedad, sólo interviene cuando el tubo es inclinado, ya que:

$$\frac{dP}{dz} \Big|_g = \frac{g}{g_0} \sin \Theta (\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_L) \quad (3.39)$$

$$\text{para } \Theta = 0; \sin \Theta = 0$$

$$\therefore \frac{dP}{dz} \Big|_g = 0$$

Para la caída de presión por cambio de momentum entre las dos fases se tiene:

$$\frac{dP}{dz} \Big|_M = \frac{1}{g_0 Az} \frac{d}{dz} (V_v m_v + V_L m_L) \quad (3.40)$$

donde:

$$V_v = \frac{xG}{\alpha \rho_v} \quad (3.41)$$

$$\text{y } V_L = \frac{(1-x)G}{(1-\alpha) \rho_L} \quad (3.42)$$

$$\text{y } m_v = AGx \quad (3.43)$$

$$m_L = AG(1-x) \quad (3.44)$$

sustituyendo las ecuaciones (3.41), (3.42), (3.43) y (3.44) en (3.40):

$$\frac{dP}{dz} \Big|_M = \frac{1}{g_0 Az} \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_L} \right] \quad (3.45)$$

a su vez $\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{2/3}}$ (3.46)

sustituyendo (3.46) en (3.45):

$$\frac{dP}{dz} M = \frac{1}{g_0 A} \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2}{\rho_v} \left(1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{2/3}\right) + \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_L \left(1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{2/3}\right)} \right] \quad (3.47)$$

finalmente, según Rohsenow:

$$\frac{dP}{dz} M = \frac{G^2}{g_0 di \rho_v} \left(-di \frac{dx}{dz}\right) \left[2x + (1-2x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{1/3} + (1-2x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{2/3} - 2(1-x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right) \right] \quad (3.48)$$

Esta ecuación (3.48) tiene una dependencia con el factor hz , ya que interviene el término dx/dz que se refiere a la cantidad de calor transmitida en el intervalo de tubo dz .

CAPITULO IV CALCULOS Y RESULTADOS

4.1 CAMBIO DE FASE

En base a las ecuaciones que se han desarrollado en los capítulos anteriores ___ y las condiciones de diseño (temperaturas y presiones) expuestas en el capítulo I, es necesario primeramente enlistar los valores de los parámetros que aparecen en dichas ecuaciones tales como diámetros, conductividad, densidad, viscosidad, calor específico, entalpía latente de condensación, etc.

Debido a que las características físicas del Monoclorodifluorometano (R-22) no aparecen en cualquier libro de termodinámica en forma completa, sobre todo en lo que se refiere a la fase de vapor sobrecalentado, fue necesario consultar -- varias fuentes, entre las que destacan las siguientes: Reynolds, Thermodynamic properties of R-22, Stanford University; ASHRAE, Fundamentals volume, 1979; -- Rohsenow, Handbook of Heat Transfer, Heat Exchanger design Handbook, volume 5, Hemisphere Publishing Co.

A continuación se enlistan todos los valores que son necesarios para los cálculos tanto de transmisión de calor como de pérdidas de presión:

T A B L A 4.1

$$d_i = 0.0139 \text{ m}$$

$$d_e = 0.0159 \text{ m}$$

$$D_i'' = 0.0379 \text{ m}$$

$$K_L = 0.075 \text{ W/MK}$$

$$\rho_v = 85.708 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_L = 1,085.09 \text{ Kg/m}^3$$

$$M_v = 1.505 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}$$

$$M_L = 1.753 \times 10^{-4} \text{ Kg/m s}$$

$$C_p = 1,400.22 \text{ J/KgK}$$

$$G = 279.51 \text{ Kg/m}^2 \text{ s}$$

$$h_{fg} = 154,574 \text{ J/Kg}$$

Para el cálculo de la longitud de tubo necesaria para lograr la condensación es necesario hacer una división de 20 intervalos (mínimo recomendado por Rohsenow) ya que las ecuaciones se refieren a las diferencias ΔX , ΔZ (calidad de líquido y longitud de tubo respectivamente).

A continuación se procederá a sustituir los valores que se encuentran en la tabla 4.1, así como las temperaturas del refrigerante y las de pared promedio en las ecuaciones que correlacionan el calor transmitido y las pérdidas de presión durante el cambio de fase:

Calor Transmitido

$$\text{Número de Prandtl: } Pr_L = \frac{M_L C_{pL}}{K_L} = \frac{1.753 \times 10^{-4} \times 1400.22}{0.075} = 3.27$$

$$\text{Número de Reynolds: } Re_L = \frac{(1-x)Gd_i}{\mu_L} = (1-x) \frac{279.51 \times 0.0139}{1.753 \times 10^{-4}} = 22,163.09(1-x)$$

$$Re_L = 22,163.09(1-x) \quad (4.1)$$

Según el resultado de Re_L se obtiene F_2 de la siguiente manera:

Condición: $Re_L < 50$

$$F_2 = 0.707 Pr_L Re_L^{0.5} \quad (3.12)$$

$$F_2 = 3.4418(1-x)^{0.5} \quad (4.2)$$

Condición: $50 < Re_L < 1,125$

$$F_2 = 5Pr_L + 5Ln[1 + Pr_L(0.09636Re_L^{0.585} - 1)] \quad (3.13)$$

$$F_2 = 16.35 + 5Ln[1 + 3.27(0.09636(22,163.09(1-x))^{0.585} - 1)]$$

$$F_2 = 16.35 + 5Ln[109.78(1-x)^{0.585} - 2.27] \quad (4.3)$$

Condición: $Re_L > 1,125$

$$F_2 = 5Pr_L + 5Ln(1 + 5Pr_L) + 2.5Ln(0.0031Re_L^{0.812}) \quad (3.14)$$

$$F_2 = 16.35 + 14.27 + 2.5Ln[10.47(1-x)^{0.812}]$$

$$F_2 = 30.62 + 2.5Ln[10.47(1-x)^{0.812}] \quad (4.4)$$

$$x_{tt} = \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (3.10)$$

$$x_{tt} = \left(\frac{1.753 \times 10^{-4}}{1.505 \times 10^{-5}}\right)^{0.1} \left(\frac{85.708}{1,085.09}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}$$

$$X_{tt} \equiv 1.28 \times 0.28 \times \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}$$

$$X_{tt} \equiv 0.3593 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (4.5)$$

$$F(X_{tt}) = 0.15 \left[X_{tt}^{-1} + 2.85 X_{tt}^{-0.476} \right] \quad (3.9)$$

$$F(X_{tt}) = 0.15 \left[2.78 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{-0.9} + 2.85 \times 1.63 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{-0.428} \right]$$

$$F(X_{tt}) = 0.417 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{-0.9} + 4.646 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{-0.428} \quad (4.6)$$

Condición: $0.1 < F(X_{tt}) < 1$

$$\frac{\text{NuF}_2}{\text{Pr}_L \text{Re}_L} = 1.12 F(X_{tt}) \quad (3.15)$$

Condición: $1 < F(X_{tt}) < 20$

$$\frac{\text{NuF}_2}{\text{Pr}_L \text{Re}_L^{0.9}} = 1.12 F(X_{tt})^{1.15} \quad (3.16)$$

Condición: $0.1 < F(X_{tt}) < 1$

$$hr = \frac{1.12 K_L \text{Pr}_L \text{Re}_L F(X_{tt})}{diF_2} \quad (4.7)$$

Condición: $1 < F(X_{tt}) < 20$

$$hr = \frac{1.12 K_L \text{Pr}_L \text{Re}_L^{0.9} F(X_{tt})^{1.15}}{diF_2} \quad (4.8)$$

Por último:

$$\Delta Z = \frac{Gdi\Delta Xhfg}{4hr\Delta T} = 150,137.3 \frac{\Delta x}{h_T \Delta T} \quad (3.22)$$

Pérdidas de Presión

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dz}_L = & -0.09 \left(\frac{G^2}{v g_o di} \right) \left(\frac{Gdi}{v} \right)^{-0.2} \left[x^{1.8} + 5.7 \left(\frac{M_L}{M_V} \right)^{0.0523} (1-x)^{0.47} (x)^{1.33} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.261} \right. \\ & \left. + 8.11 \left(\frac{M_L}{M_V} \right)^{0.105} (1-x)^{0.94} (x)^{0.86} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.522} \right] \quad (3.37) \end{aligned}$$

$$\frac{dP}{dz}_L = -488.232 \left[x^{1.8} + 3.3413(1-x)^{0.47} (x)^{1.33} + 2.7893(1-x)^{0.94} (x)^{0.86} \right] \quad (4.9)$$

$$\frac{dP}{dz}_M = \frac{-G^2 \Delta x}{g_o \rho v \Delta z} \left[2x + (1-2x) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{1/3} + (1-2x) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} - 2(1-x) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right] \quad (3.47)$$

$$\frac{dP}{dz}_M = \frac{45.5767}{\Delta z} \left[2x + 0.4291(1-2x) + 0.1841(1-2x) - 0.158(1-x) \right] \quad (4.10)$$

$$\frac{dP}{dz}_{TOTAL} = \frac{dP}{dz}_L + \frac{dP}{dz}_M \quad (3.35)$$

Los pasos a seguir para construir la tabla de resultados 4.2 son los siguientes: La primera columna indicará el intervalo que se está calculando; y dado que son 20 intervalos se tendrán consecuentemente el mismo número de renglones. La segunda columna indicará la calidad promedio del R-22, siendo para el primer intervalo una calidad de 1 a 0.95, la media será 0.975 e irá decreciendo en una cantidad de 0.05 cada intervalo, hasta tener una calidad promedio de 0.025 en el intervalo 20.

La tercera columna mostrará la diferencia de temperaturas entre la pared del

tubo y el R-22 (siendo esta última constante) que fueron calculados en el capítulo II.

La cuarta columna contendrá el número de Reynolds Re_L y se puede calcular para cada intervalo según la ecuación (4.1).

El factor F_2 estará contenido en la quinta columna y dependiendo del Re_L se aplicarán las ecuaciones (4.2), (4.3) ó (4.4).

El término X_{tt} de Lockhart-Martinelli se calculará para cada intervalo y se anotará en la sexta columna basándose en la ecuación simplificada (4.5). De igual manera en la columna siguiente quedará anotado el término $F(X_{tt})$ calculado por medio de la fórmula (4.6).

El coeficiente de película h_r ocupará la columna ocho calculado por medio de las ecuaciones (4.7) y/o (4.8) dependiendo de los resultados de la columna anterior $F(X_{tt})$.

La cantidad de tubo necesaria para condensar en cada intervalo un vigésimo de calor latente de condensación será calculado a partir de (3.22) y quedará anotado en la columna nueve.

La pérdida de presión del líquido en contacto con el tubo dP_L se calcula por medio de la ecuación (4.9) y aparecerá en la columna 10 y, por último, la caída de presión dP_M quedará en la columna once calculada para cada intervalo según la ecuación (4.10).

INTERVALO	\bar{X}	$t_r - T_p$	Re_L	F_2	X_{tt}	$F(X_{tt})$	\bar{h}_r	Δz	dP_L	dP_M
1	0.975	5.58	554.08	28.07	0.0133	14.63	4,537.51	0.29	- 228.12	- 62.50
2	0.925	5.68	1,662.23	31.23	0.0375	6.047	3,968.57	0.33	- 320.49	- 61.10
3	0.875	5.78	2,770.39	32.27	0.0624	4.007	3,789.16	0.36	- 385.14	- 59.70
4	0.825	5.88	3,878.54	32.95	0.089	3.038	3,653.72	0.37	- 416.74	- 58.30
5	0.775	5.98	4,986.70	33.46	0.118	2.453	3,527.54	0.39	- 450.17	- 56.89
6	0.725	6.07	6,094.85	33.87	0.1502	2.053	3,401.83	0.41	- 475.75	- 55.49
7	0.675	6.17	7,203.00	34.21	0.1861	1.758	3,274.87	0.44	- 505.39	- 54.09
8	0.625	6.27	8,311.16	34.50	0.2269	1.527	3,141.27	0.46	- 515.98	- 52.68
9	0.575	6.37	9,419.31	34.75	0.2737	1.340	3,003.63	0.49	- 529.96	- 51.28
10	0.525	6.47	10,527.47	34.98	0.3284	1.183	2,857.71	0.52	- 535.44	- 49.88
11	0.475	6.57	11,635.62	35.18	0.3932	1.048	2,704.85	0.56	- 541.71	- 48.48
12	0.425	6.67	12,743.78	35.37	0.4716	0.929	6,614.43	0.23	- 205.96	- 47.07
13	0.375	6.77	13,851.93	35.54	0.5690	0.823	6,338.79	0.25	- 203.76	- 45.67
14	0.325	6.87	14,960.09	35.69	0.6936	0.725	6,005.36	0.27	- 196.22	- 44.27
15	0.275	6.97	16,068.24	35.84	0.8597	0.634	5,616.98	0.29	- 187.09	- 42.86
16	0.225	7.06	17,176.39	35.97	1.0936	0.547	5,161.69	0.32	- 169.43	- 41.46
17	0.175	7.16	18,284.55	36.10	1.4505	0.462	4,624.15	0.37	- 156.06	- 40.06
18	0.125	7.26	19,392.70	36.22	2.0704	0.375	3,967.66	0.43	- 132.81	- 38.66
19	0.075	7.36	20,500.86	36.33	3.4469	0.281	3,133.48	0.56	- 107.07	- 37.25
20	0.025	7.46	21,609.01	36.44	9.7144	0.160	1,874.95	0.96	- 65.56	- 35.85
								<u>8.32</u>	<u>-7,703.92</u>	<u>-983.55</u>

Una vez concluida la tabla se sumarán las cantidades de los 20 intervalos de cada una de las tres últimas columnas (ΔZ , dP_L , dP_M) y se anotará el total al final de la columna. Estos resultados serán respectivamente la cantidad total de tubo para lograr el 100% de la condensación del R-22, y las pérdidas totales de presión dP_L y dP_M .

4.2 ZONA DE SOBRECALENTAMIENTO

$$Q_s = UA T_{LM} \quad (2.21)$$

$$T_{LM} = 24.27^\circ K \quad (2.10)$$

$$Q_s = \frac{4,700.26}{2} W \quad (\text{calculado en el Cap II})$$

$$U = \frac{1}{\frac{de}{hrs} + \frac{de \ln de/di}{2k} + \frac{1}{ha}} \quad (2.24)$$

donde :

$$hrs = 2.717 \frac{G^{0.8}}{di^{0.2}} \quad (3.7)$$

$$hrs = 2.717 \frac{(279.51)^{0.8}}{(0.0139)^{0.2}} = 578.827 W/m^2 k$$

$$ha = 9,055.07 W/m^2 k \quad (3.8)$$

$$U = \frac{1}{\frac{(0.0159)/(0.0139)}{578.827} + \frac{0.0159 \ln(0.959/0.0139)}{2 \times 386} + \frac{1}{9055.07}}$$

$$U = 478.60 W/m^2 k$$

$$A = \pi de L \quad (4.11)$$

$$L_s = \frac{Q_s}{\pi de U T_{LM}} \quad (4.12)$$

$$L_s = \frac{4700.26/2}{\pi(0.0159)(478.6)(24.27)} = 4.05 \text{ m (4.13)}$$

Pérdida de presión en zona de sobrecalentamiento

$$\Delta P = \frac{2M^2 f L}{\rho \pi^2 d_i^5} \quad (3.31)$$

donde: $\dot{M} = 84.83 \times 10^{-3} \text{ Kg/m}^3 \text{ (Cap I)}$

$$L = 4.05 \text{ m}$$

$$d_i = 0.0136 \text{ m}$$

$$\rho = \text{densidad promedio} = 73.85 \text{ Kg/m}^3$$

$$f = f(\text{Re}, \epsilon/d_i) \Rightarrow \text{Re} = \frac{G d_i}{\mu_v} = \frac{279.51 \times 0.0139}{1.5 \times 10^{-5}} = 259,013$$

$$\epsilon/d_i = \frac{0.00015}{1.39} = 0.000108$$

del ábaco de Moody $f = 0.016$.

$$\Delta P_{SC} = \frac{2(84.83 \times 10^{-3})^2 (0.016)(4.05)}{73.85 \pi^2 (0.0139)^5} = 2,465.92 \text{ Pa (4.14)}$$

4.3 ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

$$Q_{SB} = UA \Delta T_{LM} \quad (2.21)$$

$$\Delta T_{LM} = 8.96^\circ \text{K} \quad (2.12)$$

$$Q_{SB} = \frac{98.74}{2} \text{ W} \quad (\text{Cap 1.2})$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_e/d_i}{h_{r_{SB}}} + \frac{d_e L_{nd} e/d_i}{2k} + \frac{1}{h_a}} \quad (2.24)$$

donde: $hT_{SB} = 2.53142 \frac{G^{0.8}}{di^{0.2}} \quad (3.7)$

$$hT_{SB} = 2.53142 \frac{(279.51)^{0.8}}{(0.0139)^{0.2}} = 539.36 \text{ W/m}^2\text{k}$$

$$h_a = 9,055.07 \text{ W/m}^2\text{k}$$

$$U = \frac{1}{\frac{(0.0159)/(0.0139)}{539.36} + \frac{0.0159 \ln(0.0159/0.0139)}{2(386)} + \frac{1}{9055.07}}$$

$$U = 447.62 \text{ W/m}^2\text{k}$$

$$L_{SB} = \frac{Q_{SB}}{\pi de U \Delta T_{LM}} = \frac{98.74}{2\pi(0.0159)(447.62)(8.96)} = 0.25 \text{ m} \quad (4.15)$$

$$P_{SB} \approx 0 \text{ se considera despreciable}$$

4.4 PERDIDA DE PRESION EN EL AGUA DE ENFRIAMIENTO

$$De = \text{diámetro equivalente} = \frac{4A}{Pm} = \frac{4 \times 7.85 \times 10^{-4}}{2\pi de + \pi Di} = \frac{31.4 \times 10^{-4}}{\pi(0.032 + 0.0388)}$$

$$De = 0.014 \text{ m}$$

$$Re_a = \frac{\rho V De}{\mu} = \frac{997 \times 2.13 \times 0.014}{9.89 \times 10^{-4}} = 30,398.6 \quad (2.5)$$

$$\epsilon/De = \frac{0.0000015}{0.014} = 0.00011$$

$$f = 0.043 \text{ (ábaco de Moody)}$$

$$\Delta Pa = \frac{f \rho V^2 L}{2De} \quad (4.14)$$

$$L = 8.32 + 4.05 + 4.05 + 0.25 = 12.62 \text{ m}$$

$$\Delta Pa = \frac{0.043 \times 997 \times 12.62 \times (2.13)^2}{2 \times 0.014} = 87,664.58 \text{ Pa}$$

4.5 SUMARIO DE RESULTADOS

$$\dot{Q}_{\text{TOTAL RECHAZADO}} = 18,047 \text{ W}$$

$$L_{\text{TOTAL DE TUBO}} = 12.62 \text{ m}$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL R-22}} = 11.15 \text{ KPa}$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL H}_2\text{O}} = 87.66 \text{ KPa}$$

C O N C L U S I O N E S

En base a los resultados obtenidos, se logró desarrollar un condensador de características similares a las que se describieron en el presente trabajo.

Se instrumentó al condensador con un termómetro eléctrico de 10 sensores marca Yellow Spring, cronómetro, manómetros Taylor y voltamperímetro General Electric. El esquema A-1 muestra la ubicación de dichos sensores montados en el sistema de refrigeración y de agua de enfriamiento.

Debido a las limitaciones de equipo, los resultados de la prueba obtenidos, no fueron suficientemente exactos para lograr dar una tabla definitiva de capacidades, aunque dan una buena idea del comportamiento cualitativo comparándolo con equipos comerciales. En la figura A-2 se muestra una gráfica tentativa de capacidades y pérdida de presión del agua para una diferencia de temperatura dada, entre la temperatura de condensación y la temperatura del agua a la entrada, en función del flujo de agua, para el condensador en cuestión.

Queda como sugerencia para complementar el presente estudio para el futuro, la toma de datos con instrumentos más precisos, así como un estudio de factibilidad para la producción en masa de este tipo de cambiadores de calor.

B I B L I O G R A F I A

Rohsenow and Hartnett, HANDBOOK OF HEAT TRANSFER, Mc Graw Hill, 1973, cap. 7, 12 y 14.

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer, Inc. ASHRAE Handbook, 1977 Fundamentals, volume, Cap. 1.1, 1.2, 1.3; 1979 Equipment volume, Cap. 2.12.

Kern, PROCESS HEAT TRANSFER, Mc Graw Hill, 1950, Cap. 1, 2, 3, 5, 6.

Chemical Engineering Magazine, Process Heat Exchange, Mc Graw Hill, 1979, Cap. 13.

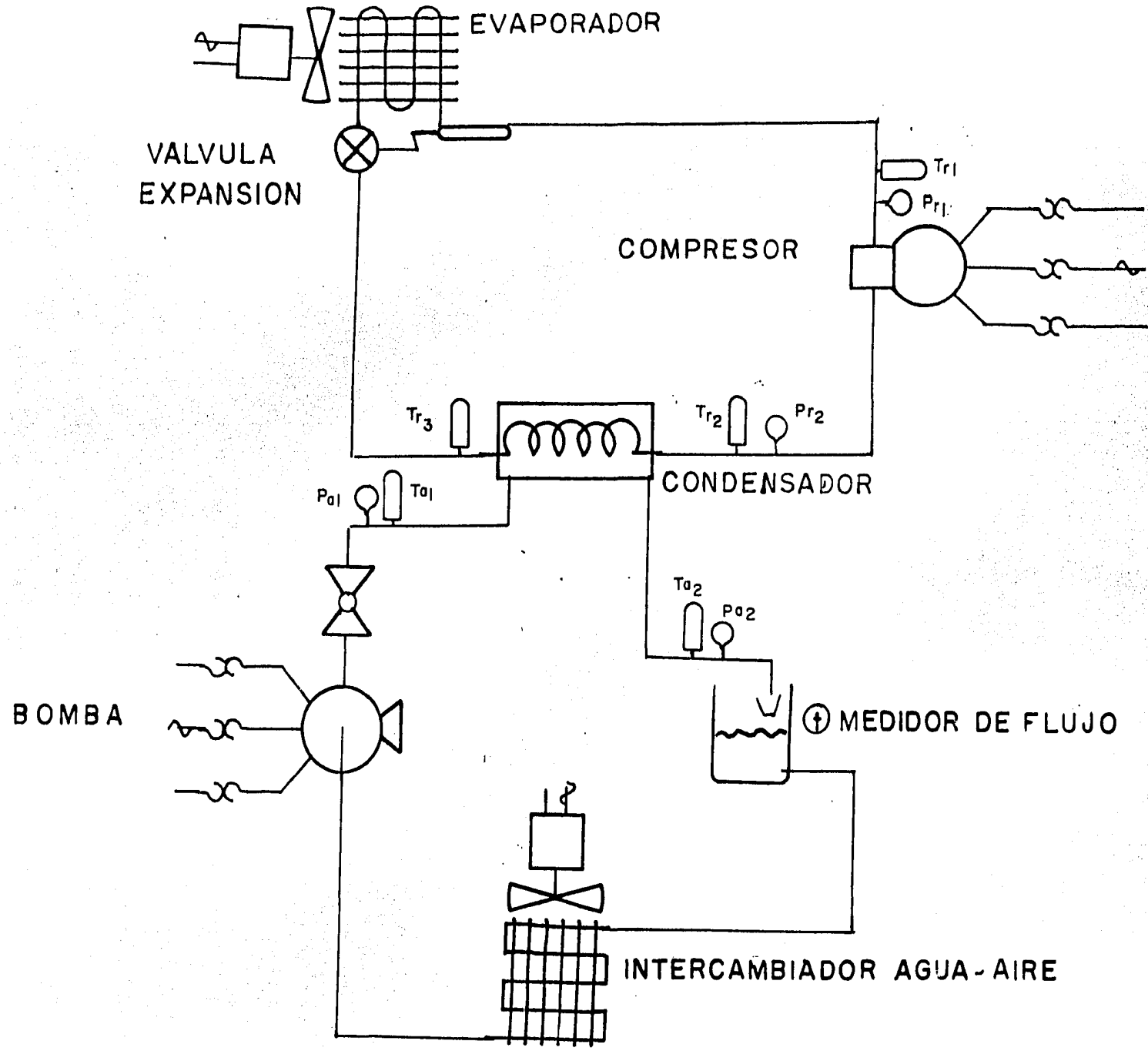
Varios autores, HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK, Hemisphere Publishing CO. 1983, Volumen 1, 2, 3, 4 y 5 (consulta),

Bergles, Collier, Delhaye, Hewitt y Mayinger; TWO-PHASE FLOW AND HEAT -- TRANSFER IN THE POWER AND PROCESS INDUSTRIES, Mc Graw Hill, -- 1981, Cap. 6, 11.

Afgan and Schlünder, HEAT EXCHANGERS: DESIGN AND THEORY SOURCEBOOK, Mc Graw Hill, 1974, Cap. 13.2.

Carrier, A. C., SYSTEM DESIGN, Mc Graw Hill, 1965 (consulta).

Reynolds, DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA, Universidad de Stanford, Propiedades del Refrigerante 22 saturado y sobrecalentado.



PSI

MBTUH

12
10
8
6
4
2
0
80
60
40
20

ΔP agua

($T_C - T_W$)

30°F

25°F

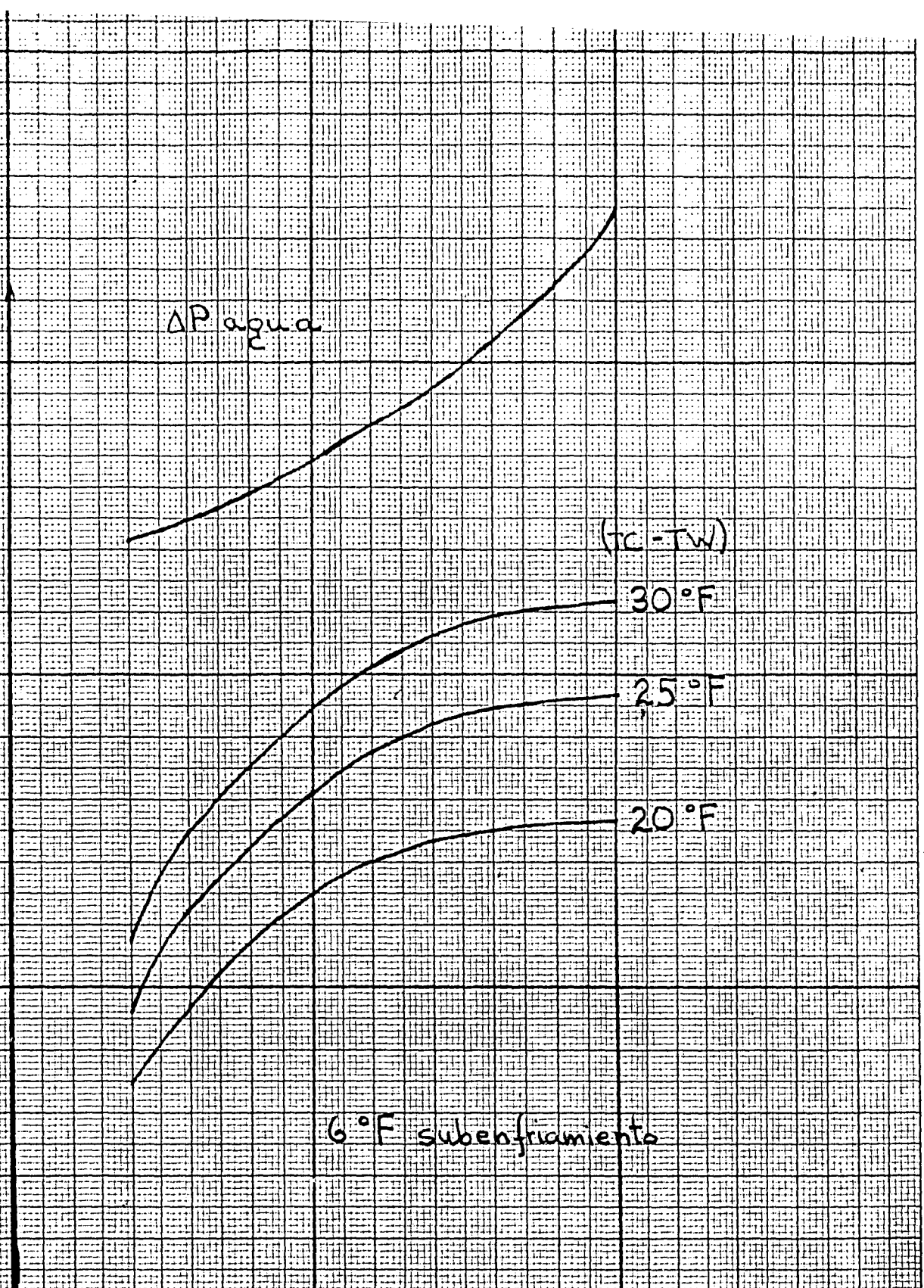
20°F

6°F subenfriamiento

5 10 15 20 GPM

T_C = Temperatura de condensación

T_W = Temperatura de entrada del agua



Air Conditioning

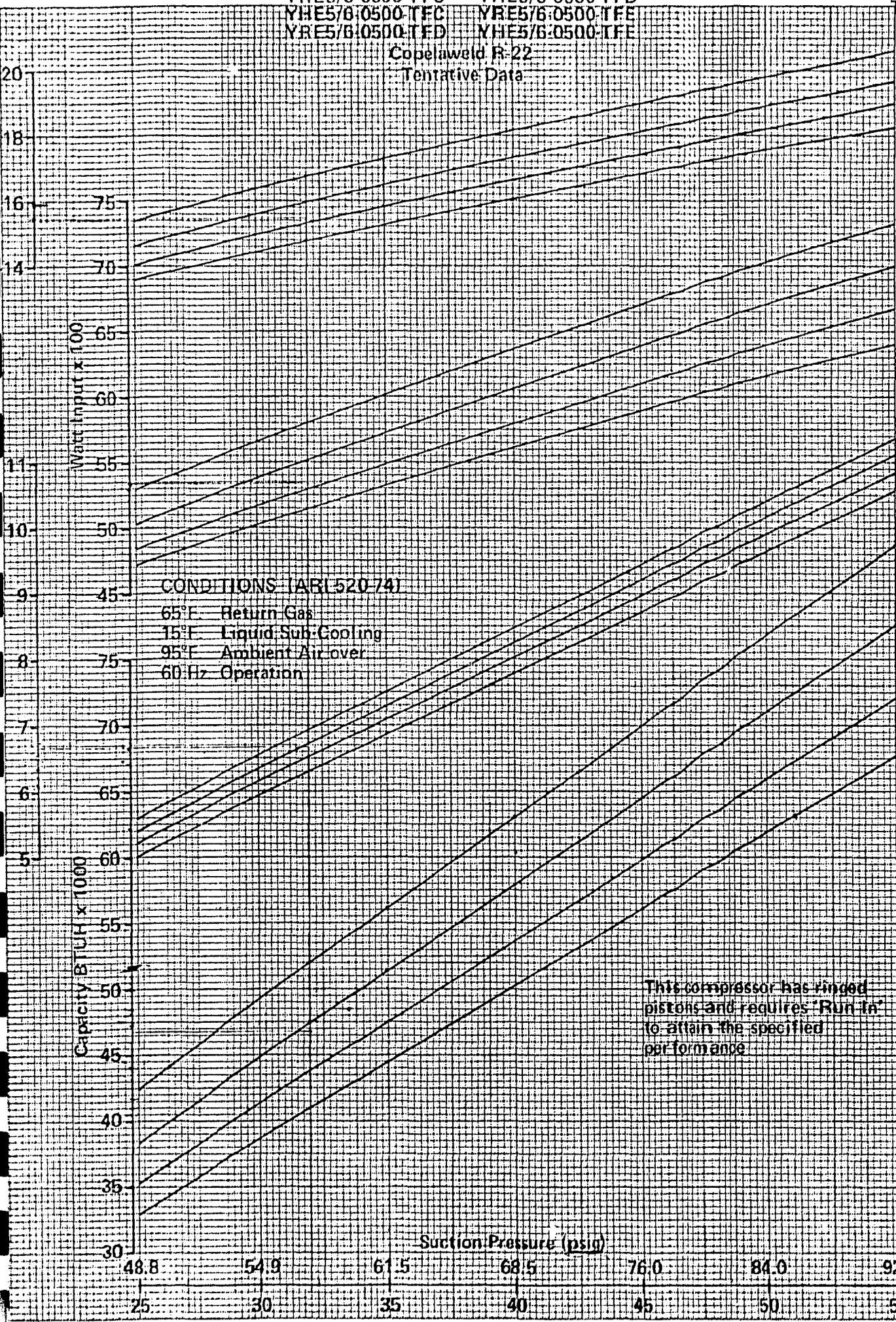
YRE5/6-0500-TFC YHE5/6-0500-TFD
 YHE5/6-0500-TFC YRE5/6-0500-TFE
 YRE5/6-0500-TFD YHE5/6-0500-TFE

Cond. Cond.
 Temp. Press.
 (°F.) (psig)
 140 337
 130 297
 120 260
 110 226

Copeland R-22
 Tentative Data

Amps. @ 460 Volts = Scale x .5

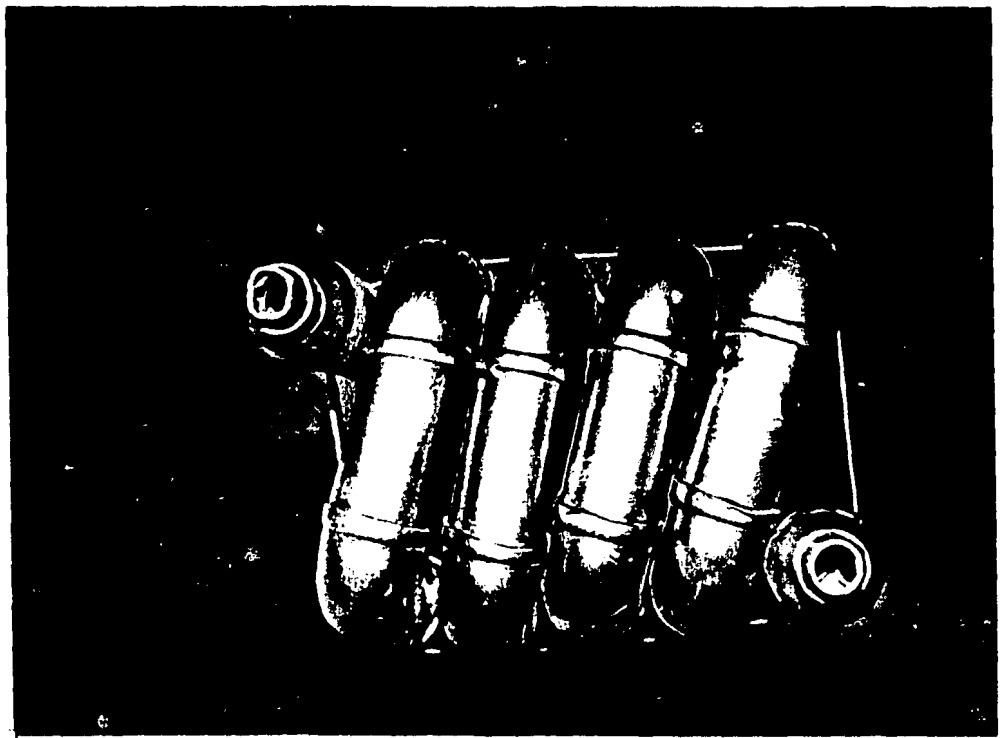
Flo. s./H.



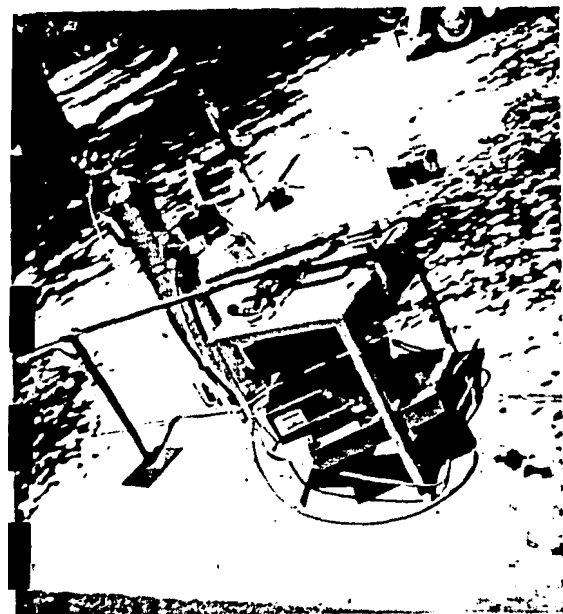
CONDITIONS (ARI 520-74)
 65°F Return Gas
 15°F Liquid Sub-Cooling
 95°F Ambient Air over
 60 Hz Operation

This compressor has ringed pistons and requires "Run In" to attain the specified performance.

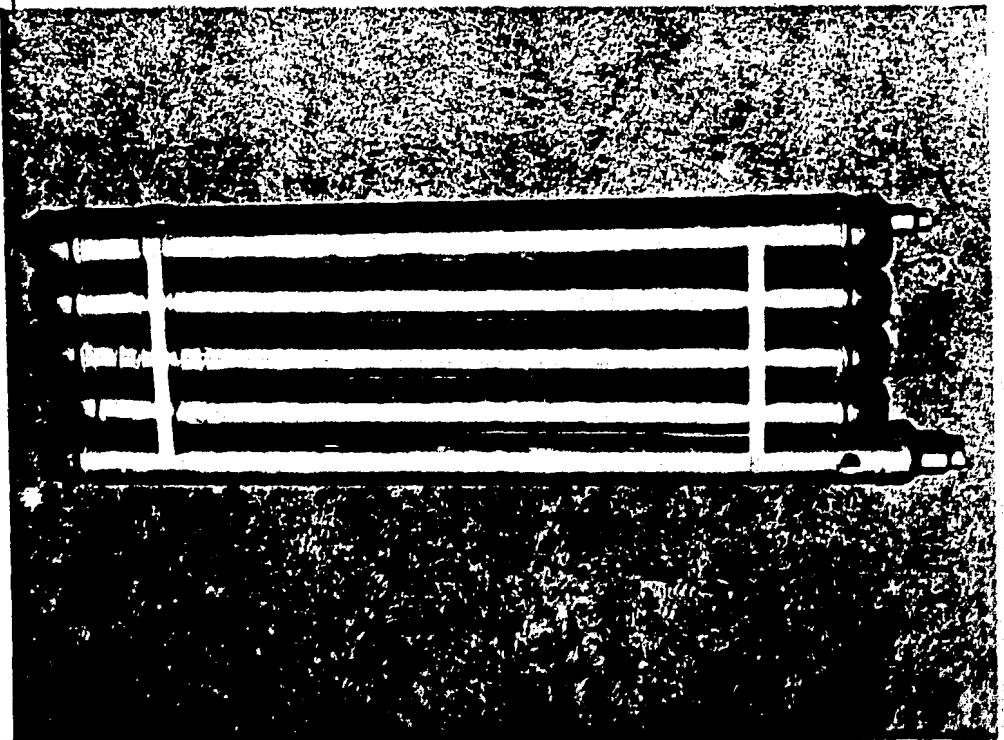
VISTA FRONTAL DEL
PROTOTIPO



HERRAMIENTAS UTILIZADAS EN LA
CONSTRUCCION DEL CONDENSADOR



VISTA SUPERIOR DEL
PROTOTIPO



PROPERTIES OF SATURATED REFRIGERANT 22

T K	P MPa	volume, m ³ /kg		enthalpy, kJ/kg			entropy, kJ/(kg·K)		
		v _f	v _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
216.00	0.00000	0.00000	1.139	0.0	250.97	250.97	0.0	1.2548	1.2548
216.00	0.00000	0.00000	0.8955	3.93	249.00	252.93	0.0194	1.2206	1.2400
216.00	0.00000	0.00000	0.7118	7.89	247.00	254.89	0.0387	1.1874	1.2261
216.00	0.00000	0.00000	0.5715	11.89	244.95	256.84	0.0577	1.1554	1.2131
216.00	0.00000	0.00000	0.4631	15.93	242.85	258.78	0.0765	1.1243	1.2008
216.00	0.00000	0.00000	0.3785	20.01	240.69	260.70	0.0952	1.0941	1.1893
216.00	0.00000	0.00000	0.3118	24.12	238.49	262.61	0.1137	1.0647	1.1784
216.00	0.00000	0.00000	0.2589	28.28	236.22	264.50	0.1320	1.0361	1.1681
216.00	0.00000	0.00000	0.2164	32.48	233.88	266.36	0.1502	1.0082	1.1584
216.00	0.00000	0.00000	0.2126	32.91	233.64	266.55	0.1521	1.0053	1.1574
216.00	0.00000	0.00000	0.1822	36.72	231.48	268.20	0.1683	0.9809	1.1492
216.00	0.00000	0.00000	0.1543	41.01	229.01	270.02	0.1863	0.9542	1.1405
216.00	0.00000	0.00000	0.1314	45.35	226.45	271.80	0.2041	0.9281	1.1322
216.00	0.00000	0.00000	0.1125	49.72	223.83	273.55	0.2218	0.9025	1.1243
216.00	0.00000	0.00000	0.09688	54.14	221.13	275.27	0.2394	0.8775	1.1169
216.00	0.00000	0.00000	0.08379	58.61	218.33	276.94	0.2569	0.8528	1.1097
216.00	0.00000	0.00000	0.07280	63.12	215.46	278.58	0.2742	0.8287	1.1025
216.00	0.00000	0.00000	0.06796	65.40	213.98	279.38	0.2829	0.8167	1.0996
216.00	0.00000	0.00000	0.06351	67.68	212.50	280.18	0.2915	0.8049	1.0964
216.00	0.00000	0.00000	0.05941	69.98	210.98	280.96	0.3001	0.7931	1.0932
216.00	0.00000	0.00000	0.05563	72.28	209.45	281.73	0.3086	0.7815	1.0901
216.00	0.00000	0.00000	0.05213	74.60	207.88	282.48	0.3172	0.7699	1.0871
216.00	0.00000	0.00000	0.04890	76.94	206.29	283.23	0.3257	0.7584	1.0841
216.00	0.00000	0.00000	0.04591	79.28	204.68	283.96	0.3342	0.7470	1.0812
216.00	0.00000	0.00000	0.04313	81.63	203.04	284.67	0.3426	0.7357	1.0783
216.00	0.00000	0.00000	0.04055	84.00	201.38	285.38	0.3511	0.7244	1.0755
216.00	0.00000	0.00000	0.03816	86.38	199.69	286.07	0.3595	0.7132	1.0727
216.00	0.00000	0.00000	0.03593	88.78	197.96	286.74	0.3679	0.7020	1.0699
216.00	0.00000	0.00000	0.03386	91.18	196.22	287.40	0.3763	0.6909	1.0672
216.00	0.00000	0.00000	0.03193	93.60	194.44	288.04	0.3847	0.6798	1.0645
216.00	0.00000	0.00000	0.03013	96.04	192.63	288.67	0.3930	0.6689	1.0618
216.00	0.00000	0.00000	0.02844	98.48	190.80	289.28	0.4014	0.6579	1.0592
216.00	0.00000	0.00000	0.02687	100.94	188.93	289.87	0.4097	0.6470	1.0567
216.00	0.00000	0.00000	0.02540	103.42	187.03	290.45	0.4180	0.6361	1.0541
216.00	0.00000	0.00000	0.02402	105.91	185.09	291.00	0.4263	0.6253	1.0516
216.00	0.00000	0.00000	0.02272	108.42	183.12	291.54	0.4346	0.6145	1.0491
216.00	0.00000	0.00000	0.02151	110.94	181.11	292.05	0.4428	0.6038	1.0465
216.00	0.00000	0.00000	0.02037	113.48	179.06	292.54	0.4511	0.5930	1.0441
216.00	0.00000	0.00000	0.01930	116.03	176.99	293.02	0.4594	0.5822	1.0416
216.00	0.00000	0.00000	0.01829	118.61	174.85	293.46	0.4676	0.5715	1.0391
216.00	0.00000	0.00000	0.01734	121.20	172.68	293.88	0.4759	0.5607	1.0365
216.00	0.00000	0.00000	0.01645	123.81	170.47	294.28	0.4841	0.5499	1.0340
216.00	0.00000	0.00000	0.01560	126.44	168.21	294.65	0.4924	0.5391	1.0315
216.00	0.00000	0.00000	0.01481	129.10	165.89	294.99	0.5007	0.5283	1.0290
216.00	0.00000	0.00000	0.01405	131.77	163.53	295.30	0.5089	0.5175	1.0264
216.00	0.00000	0.00000	0.01334	134.47	161.11	295.58	0.5172	0.5067	1.0239
216.00	0.00000	0.00000	0.01266	137.20	158.62	295.82	0.5255	0.4957	1.0212
216.00	0.00000	0.00000	0.01202	139.95	156.08	296.03	0.5339	0.4847	1.0185
216.00	0.00000	0.00000	0.01142	142.73	153.46	296.19	0.5422	0.4737	1.0157
216.00	0.00000	0.00000	0.01029	148.38	148.02	296.40	0.5590	0.4513	1.0103
216.00	0.00000	0.00000	0.009278	154.18	142.24	296.42	0.5750	0.4284	1.0044
216.00	0.00000	0.00000	0.008353	160.14	136.06	296.20	0.5932	0.4050	0.9982
216.00	0.00000	0.00000	0.007508	166.30	129.42	295.72	0.6108	0.3806	0.9914
216.00	0.00000	0.00000	0.006731	172.70	122.19	294.89	0.6288	0.3552	0.9845
216.00	0.00000	0.00000	0.006011	179.42	114.23	293.65	0.6474	0.3283	0.9775
216.00	0.00000	0.00000	0.005337	186.55	105.29	291.84	0.6670	0.2991	0.9701
216.00	0.00000	0.00000	0.004696	194.27	94.98	289.25	0.6878	0.2668	0.9624
216.00	0.00000	0.00000	0.004070	202.93	82.51	285.44	0.7110	0.2292	0.9542
216.00	0.00000	0.00000	0.003423	213.32	66.05	279.37	0.7385	0.1815	0.9453
216.00	0.00000	0.00000	0.001906	246.26	0.0	246.26	0.8263	0.0	0.8263

PROPERTIES OF SATURATED REFRIGERANT 22

P MPa	T K	volume, m ³ /kg		enthalpy, kJ/kg			entropy, kJ/(kg·K)		
		v _f	v _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
0.018	201.12	0.000667	1.063	1.10	250.42	251.52	0.0055	1.2451	1.2506
0.020	202.75	0.000669	0.9639	2.70	249.02	252.32	0.0131	1.2311	1.2445
0.022	204.26	0.000671	0.8320	4.18	248.88	253.06	0.0207	1.2184	1.2391
0.024	205.65	0.000673	0.8134	5.56	248.18	253.74	0.0274	1.2063	1.2342
0.026	206.93	0.000674	0.7550	6.85	247.53	254.38	0.0337	1.1960	1.2297
0.028	208.18	0.000676	0.7047	8.07	246.91	254.98	0.0395	1.1860	1.2255
0.030	209.33	0.000677	0.6603	9.22	246.32	255.54	0.0449	1.1767	1.2217
0.035	211.97	0.000681	0.5725	11.86	244.96	256.82	0.0575	1.1557	1.2132
0.040	214.31	0.000684	0.5056	14.21	243.75	257.96	0.0686	1.1373	1.2059
0.045	216.42	0.000686	0.4531	16.36	242.62	258.98	0.0785	1.1211	1.1996
0.050	218.36	0.000689	0.4108	18.32	241.59	259.91	0.0875	1.1064	1.1939
0.055	220.14	0.000691	0.3759	20.15	240.62	260.77	0.0953	1.0931	1.1889
0.060	221.80	0.000693	0.3466	21.85	239.71	261.56	0.1025	1.0808	1.1843
0.070	224.80	0.000698	0.3002	24.95	238.04	262.99	0.1174	1.0589	1.1763
0.080	227.48	0.000701	0.2651	27.74	236.51	264.25	0.1297	1.0397	1.1694
0.090	229.91	0.000705	0.2375	30.28	235.11	265.39	0.1407	1.0227	1.1634
0.101325	232.41	0.000708	0.2126	32.91	233.64	266.55	0.1521	1.0053	1.1574
0.11	234.18	0.000711	0.1969	34.79	232.58	267.37	0.1601	0.9932	1.1533
0.12	236.08	0.000714	0.1815	36.82	231.42	268.24	0.1687	0.9803	1.1490
0.13	237.87	0.000716	0.1684	38.73	230.33	269.06	0.1767	0.9683	1.1450
0.14	239.55	0.000719	0.1571	40.53	229.29	269.82	0.1843	0.9571	1.1414
0.15	241.14	0.000721	0.1473	42.25	228.28	270.53	0.1914	0.9466	1.1380
0.16	242.65	0.000724	0.1386	43.88	227.32	271.20	0.1981	0.9368	1.1349
0.17	244.09	0.000726	0.1309	45.45	226.39	271.84	0.2045	0.9275	1.1320
0.18	245.46	0.000728	0.1241	46.94	225.50	272.44	0.2106	0.9187	1.1293
0.19	246.78	0.000730	0.1179	48.38	224.64	273.02	0.2164	0.9103	1.1267
0.20	248.04	0.000732	0.1124	49.77	223.80	273.57	0.2220	0.9023	1.1243
0.22	250.42	0.000736	0.1027	52.40	222.19	274.59	0.2325	0.8873	1.1198
0.24	252.65	0.000740	0.09461	54.87	220.67	275.54	0.2422	0.8735	1.1157
0.26	254.73	0.000744	0.08770	57.19	219.23	276.42	0.2513	0.8606	1.1119
0.28	256.69	0.000747	0.08175	59.39	217.84	277.23	0.2599	0.8486	1.1085
0.30	258.55	0.000750	0.07657	61.49	216.50	277.99	0.2680	0.8373	1.1053
0.35	262.82	0.000758	0.06611	66.33	213.38	279.71	0.2864	0.8119	1.0983
0.40	266.64	0.000765	0.05817	70.71	210.49	281.20	0.3028	0.7894	1.0922
0.45	270.11	0.000772	0.05194	74.74	207.78	282.52	0.3176	0.7693	1.0869
0.50	273.31	0.000779	0.04691	78.47	205.24	283.71	0.3312	0.7510	1.0822
0.55	276.27	0.000785	0.04277	81.96	202.81	284.77	0.3438	0.7341	1.0779
0.60	279.04	0.000791	0.03929	85.24	200.50	285.74	0.3555	0.7185	1.0740
0.70	284.09	0.000802	0.03377	91.29	196.14	287.43	0.3767	0.6904	1.0671
0.80	288.53	0.000813	0.02958	96.81	192.05	288.86	0.3957	0.6654	1.0611
0.90	292.77	0.000823	0.02629	101.89	188.21	290.10	0.4129	0.6428	1.0557
1.0	296.58	0.000833	0.02364	106.63	184.53	291.16	0.4287	0.6222	1.0509
1.1	300.11	0.000843	0.02144	111.08	181.00	292.08	0.4433	0.6031	1.0464
1.2	303.42	0.000853	0.01960	115.29	177.59	292.88	0.4570	0.5853	1.0423
1.3	306.53	0.000862	0.01803	119.29	174.29	293.58	0.4692	0.5686	1.0384
1.4	309.47	0.000871	0.01668	123.11	171.07	294.18	0.4820	0.5527	1.0347
1.5	312.25	0.000881	0.01550	126.78	167.92	294.70	0.4935	0.5377	1.0312
1.6	314.91	0.000890	0.01446	130.31	164.82	295.13	0.5044	0.5234	1.0278
1.7	317.45	0.000899	0.01353	133.72	161.78	295.50	0.5149	0.5097	1.0246
1.8	319.87	0.000909	0.01271	137.02	158.79	295.81	0.5250	0.4964	1.0214
1.9	322.20	0.000918	0.01196	140.23	155.82	296.05	0.5347	0.4836	1.0183
2.0	324.44	0.000927	0.01129	143.35	152.88	296.23	0.5441	0.4712	1.0153
2.2	328.69	0.000946	0.01011	149.37	147.05	296.42	0.5619	0.4474	1.0093
2.4	332.65	0.000966	0.009121	155.14	141.26	296.40	0.5788	0.4247	1.0035
2.6	336.38	0.000986	0.008270	160.71	135.46	296.17	0.5949	0.4027	0.9976
2.8	339.90	0.001008	0.007529	166.13	129.60	295.73	0.6103	0.3813	0.9916
3.0	343.23	0.001030	0.006876	171.44	123.64	295.08	0.6253	0.3602	0.9855
3.5	350.87	0.001094	0.005524	184.47	107.95	292.42	0.6613	0.3077	0.9690
4.0	357.69	0.001176	0.004432	197.78	90.05	287.83	0.6972	0.2518	0.9490
4.978	369.17	0.001906	0.001906	246.26	0.0	246.26	0.8263	0.0	0.8263

PROPERTIES OF GASEOUS REFRIGERANT 22

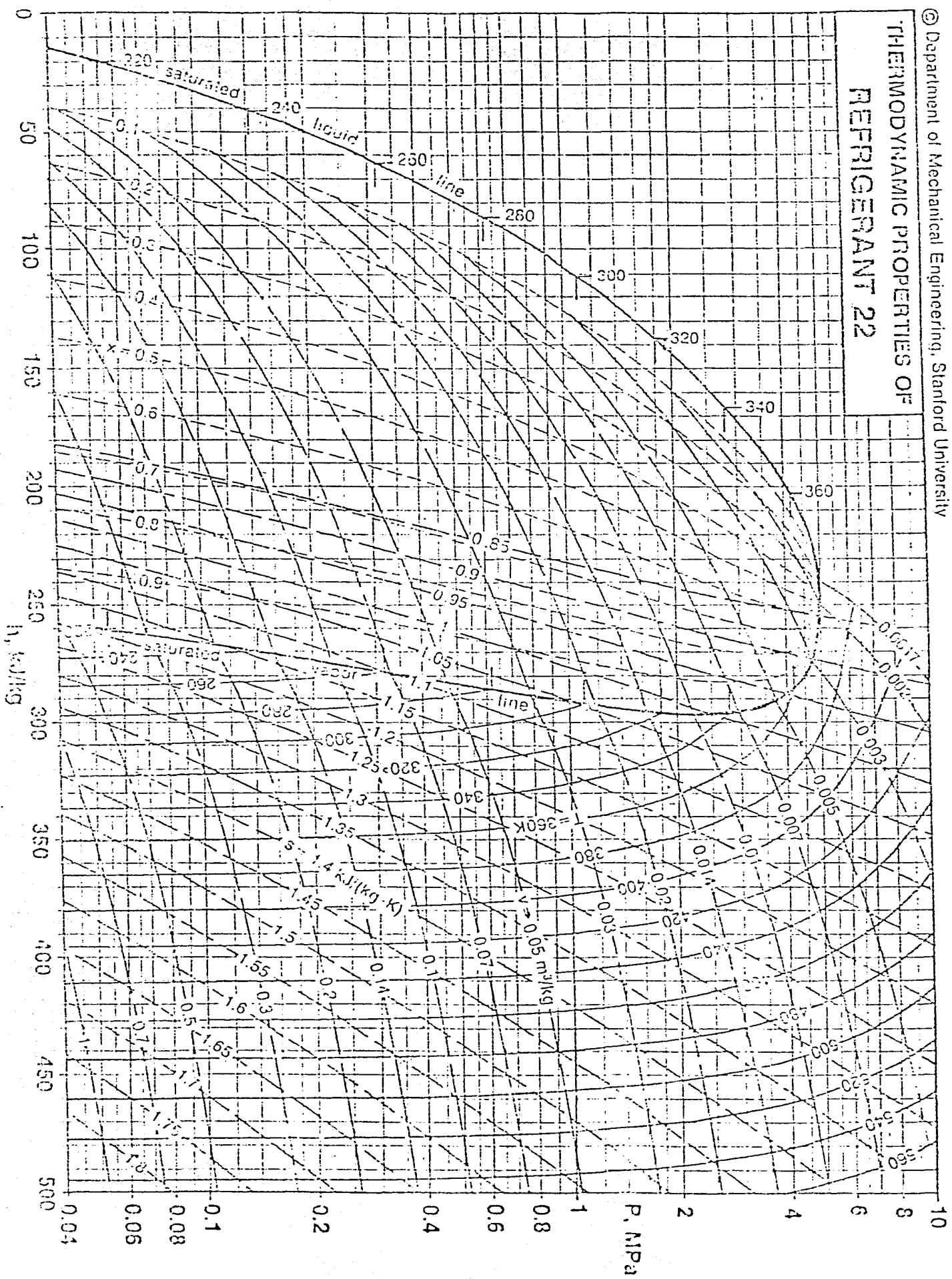
P, MPa (T _{sat} , K)		T, K								
		sat	220	230	240	250	260	270	280	290
0.023 (202.8)	v, m ³ /kg	0.9639	1.049	1.098	1.147	1.195	1.244	1.293	1.341	1.390
	h, kJ/kg	252.32	261.78	267.43	273.19	279.07	285.06	291.16	297.39	303.72
	s, kJ/(kg·K)	1.2445	1.2893	1.3144	1.3389	1.3629	1.3864	1.4095	1.4321	1.4543
0.033 (209.3)	v, m ³ /kg	0.6603	0.6962	0.7292	0.7620	0.7948	0.8274	0.8600	0.8925	0.9250
	h, kJ/kg	255.54	261.47	267.15	272.94	278.84	284.85	290.93	297.22	303.57
	s, kJ/(kg·K)	1.2217	1.2493	1.2746	1.2992	1.3233	1.3469	1.3700	1.3927	1.4150
0.043 (214.3)	v, m ³ /kg	0.5056	0.5199	0.5449	0.5697	0.5945	0.6191	0.6437	0.6682	0.6926
	h, kJ/kg	257.96	261.16	266.87	272.69	278.61	284.65	290.79	297.05	303.41
	s, kJ/(kg·K)	1.2059	1.2207	1.2460	1.2708	1.2950	1.3186	1.3418	1.3646	1.3869
0.053 (218.4)	v, m ³ /kg	0.4108	0.4141	0.4343	0.4543	0.4743	0.4941	0.5139	0.5336	0.5532
	h, kJ/kg	259.91	260.85	266.59	272.44	278.39	284.44	290.61	296.83	303.26
	s, kJ/(kg·K)	1.1939	1.1982	1.2237	1.2486	1.2729	1.2966	1.3199	1.3427	1.3651
0.073 (224.8)	v, m ³ /kg	0.3002		0.3079	0.3224	0.3369	0.3512	0.3655	0.3797	0.3938
	h, kJ/kg	262.99		266.02	271.93	277.93	284.03	290.23	296.53	302.94
	s, kJ/(kg·K)	1.1763		1.1896	1.2147	1.2392	1.2631	1.2865	1.3095	1.3320
0.101325 (232.4)	v, m ³ /kg	0.2126			0.2205	0.2307	0.2408	0.2508	0.2608	0.2707
	h, kJ/kg	266.55			271.11	277.20	283.37	289.63	295.99	302.45
	s, kJ/(kg·K)	1.1574			1.1767	1.2015	1.2258	1.2494	1.2725	1.2952
0.14 (239.6)	v, m ³ /kg	0.1571			0.1575	0.1651	0.1726	0.1800	0.1874	0.1946
	h, kJ/kg	269.82			270.09	276.28	282.55	288.89	295.32	301.84
	s, kJ/(kg·K)	1.1414			1.1425	1.1678	1.1924	1.2163	1.2397	1.2626
0.20 (248.0)	v, m ³ /kg	0.1124				0.1135	0.1189	0.1243	0.1296	0.1349
	h, kJ/kg	273.57				274.82	281.24	287.71	294.25	300.87
	s, kJ/(kg·K)	1.1243				1.1293	1.1544	1.1789	1.2027	1.2259
0.30 (258.6)	v, m ³ /kg	0.07657					0.07713	0.08094	0.08467	0.08833
	h, kJ/kg	277.99					278.96	285.68	292.42	299.21
	s, kJ/(kg·K)	1.1053					1.1091	1.1344	1.1589	1.1828

P, MPa (T _{sat} , K)		T, K								
		300	310	320	330	340	350	360	370	380
0.023 (202.8)	v, m ³ /kg	1.438	1.487	1.535	1.583	1.631	1.680	1.728	1.776	1.824
	h, kJ/kg	310.17	316.73	323.40	330.18	337.07	344.06	351.16	358.37	365.67
	s, kJ/(kg·K)	1.4762	1.4977	1.5189	1.5397	1.5603	1.5806	1.6006	1.6203	1.6398
0.033 (209.3)	v, m ³ /kg	0.9574	0.9897	1.022	1.054	1.087	1.119	1.151	1.183	1.216
	h, kJ/kg	310.03	316.60	323.28	330.07	336.97	343.97	351.07	358.28	365.59
	s, kJ/(kg·K)	1.4369	1.4584	1.4796	1.5005	1.5211	1.5414	1.5614	1.5812	1.6007
0.043 (214.3)	v, m ³ /kg	0.7170	0.7414	0.7657	0.7900	0.8142	0.8385	0.8627	0.8869	0.9111
	h, kJ/kg	309.89	316.47	323.16	329.96	336.86	343.87	350.99	358.20	365.52
	s, kJ/(kg·K)	1.4089	1.4305	1.4517	1.4726	1.4932	1.5135	1.5336	1.5533	1.5729
0.053 (218.4)	v, m ³ /kg	0.5728	0.5923	0.6118	0.6313	0.6508	0.6702	0.6896	0.7090	0.7284
	h, kJ/kg	309.74	316.34	323.04	329.85	336.76	343.78	350.90	358.12	365.44
	s, kJ/(kg·K)	1.3871	1.4087	1.4300	1.4509	1.4716	1.4919	1.5119	1.5317	1.5513
0.073 (224.8)	v, m ³ /kg	0.4080	0.4220	0.4360	0.4500	0.4640	0.4779	0.4918	0.5057	0.5196
	h, kJ/kg	309.46	316.08	322.80	329.62	336.55	343.58	350.72	357.95	365.28
	s, kJ/(kg·K)	1.3540	1.3757	1.3971	1.4181	1.4388	1.4592	1.4792	1.4991	1.5186
0.101325 (232.4)	v, m ³ /kg	0.2805	0.2904	0.3001	0.3099	0.3196	0.3293	0.3390	0.3486	0.3583
	h, kJ/kg	309.01	315.66	322.42	329.27	336.23	343.28	350.43	357.69	365.04
	s, kJ/(kg·K)	1.3174	1.3392	1.3607	1.3818	1.4025	1.4230	1.4431	1.4630	1.4826
0.14 (239.6)	v, m ³ /kg	0.2019	0.2091	0.2162	0.2234	0.2305	0.2375	0.2446	0.2516	0.2587
	h, kJ/kg	308.45	315.15	321.94	328.83	335.82	342.91	350.09	357.36	364.73
	s, kJ/(kg·K)	1.2850	1.3070	1.3285	1.3497	1.3706	1.3911	1.4114	1.4313	1.4509
0.20 (248.0)	v, m ³ /kg	0.1400	0.1452	0.1503	0.1554	0.1604	0.1654	0.1704	0.1754	0.1804
	h, kJ/kg	307.56	314.34	321.20	328.15	335.19	342.32	349.54	356.85	364.26
	s, kJ/(kg·K)	1.2486	1.2708	1.2926	1.3140	1.3350	1.3556	1.3760	1.3960	1.4158
0.30 (258.6)	v, m ³ /kg	0.09192	0.09547	0.09898	0.1025	0.1059	0.1093	0.1127	0.1161	0.1195
	h, kJ/kg	306.06	312.96	319.94	326.99	334.12	341.33	348.62	356.00	363.46
	s, kJ/(kg·K)	1.2060	1.2286	1.2508	1.2725	1.2938	1.3146	1.3352	1.3554	1.3753

P, MPa (T _{sat} , K)		T, K								
		400	420	440	460	480	500	520	540	560
0.020 (202.8)	v, m ³ /kg	1.921	2.017	2.114	2.210	2.306	2.402	2.499	2.595	2.691
	h, kJ/kg	380.53	395.89	411.56	427.61	443.00	460.73	477.78	495.15	512.80
	s, kJ/(kg·K)	1.6780	1.7154	1.7518	1.7875	1.8223	1.8565	1.8899	1.9227	1.9548
0.030 (209.3)	v, m ³ /kg	1.280	1.344	1.409	1.473	1.537	1.601	1.665	1.730	1.794
	h, kJ/kg	380.52	395.82	411.51	427.56	443.95	460.69	477.74	495.11	512.77
	s, kJ/(kg·K)	1.6389	1.6763	1.7127	1.7484	1.7833	1.8174	1.8509	1.8837	1.9158
0.040 (214.3)	v, m ³ /kg	0.9594	1.008	1.056	1.104	1.152	1.201	1.249	1.297	1.345
	h, kJ/kg	380.45	395.76	411.45	427.51	443.91	460.64	477.70	495.07	512.74
	s, kJ/(kg·K)	1.6111	1.6485	1.6850	1.7207	1.7556	1.7897	1.8232	1.8560	1.8881
0.050 (218.4)	v, m ³ /kg	0.7671	0.8058	0.8445	0.8831	0.9217	0.9603	0.9989	1.037	1.076
	h, kJ/kg	380.38	395.70	411.40	427.46	443.86	460.60	477.67	495.04	512.70
	s, kJ/(kg·K)	1.5896	1.6269	1.6635	1.6991	1.7340	1.7682	1.8017	1.8345	1.8666
0.070 (224.8)	v, m ³ /kg	0.5474	0.5751	0.6027	0.6304	0.6580	0.6856	0.7132	0.7407	0.7683
	h, kJ/kg	380.24	395.58	411.29	427.36	443.77	460.52	477.59	494.97	512.64
	s, kJ/(kg·K)	1.5570	1.5944	1.6309	1.6666	1.7016	1.7357	1.7692	1.8020	1.8341
0.101325 (232.4)	v, m ³ /kg	0.3775	0.3957	0.4159	0.4350	0.4542	0.4733	0.4924	0.5114	0.5305
	h, kJ/kg	380.02	395.38	411.11	427.20	443.63	460.39	477.47	494.85	512.53
	s, kJ/(kg·K)	1.5210	1.5585	1.5951	1.6308	1.6658	1.7000	1.7335	1.7663	1.7984
0.14 (239.6)	v, m ³ /kg	0.2727	0.2866	0.3006	0.3145	0.3283	0.3422	0.3560	0.3699	0.3837
	h, kJ/kg	379.75	395.15	410.90	427.06	443.45	460.23	477.32	494.72	512.46
	s, kJ/(kg·K)	1.4895	1.5270	1.5637	1.5994	1.6344	1.6687	1.7022	1.7350	1.7672
0.20 (248.0)	v, m ³ /kg	0.1902	0.2001	0.2099	0.2197	0.2294	0.2392	0.2489	0.2586	0.2683
	h, kJ/kg	379.33	394.77	410.57	426.70	443.18	459.97	477.09	494.50	512.20
	s, kJ/(kg·K)	1.4544	1.4921	1.5288	1.5647	1.5997	1.6340	1.6676	1.7004	1.7326
0.30 (258.6)	v, m ³ /kg	0.1261	0.1328	0.1394	0.1460	0.1525	0.1591	0.1656	0.1721	0.1785
	h, kJ/kg	378.63	394.15	410.01	426.20	442.72	459.55	476.70	494.14	511.87
	s, kJ/(kg·K)	1.4142	1.4521	1.4889	1.5249	1.5601	1.5944	1.6281	1.6610	1.6932

P, MPa (T _{sat} , K)		T, K								
		sat	290	300	310	320	330	340	350	360
0.40 (266.6)	v, m ³ /kg	0.05817	0.06502	0.06783	0.07059	0.07331	0.07599	0.07864	0.08126	0.08386
	h, kJ/kg	281.20	297.50	304.51	311.56	318.66	325.81	333.03	340.33	347.69
	s, kJ/(kg·K)	1.0922	1.1508	1.1746	1.1977	1.2202	1.2422	1.2638	1.2849	1.3057
0.50 (273.3)	v, m ³ /kg	0.04691	0.05100	0.05335	0.05564	0.05789	0.06010	0.06227	0.06442	0.06654
	h, kJ/kg	283.71	295.73	302.91	310.11	317.34	324.61	331.93	339.31	346.75
	s, kJ/(kg·K)	1.0822	1.1249	1.1492	1.1728	1.1958	1.2182	1.2400	1.2614	1.2823
0.70 (284.1)	v, m ³ /kg	0.03377	0.03490	0.03674	0.03851	0.04023	0.04190	0.04354	0.04515	0.04673
	h, kJ/kg	287.43	291.96	299.56	307.09	314.61	322.12	329.66	337.22	344.82
	s, kJ/(kg·K)	1.0671	1.0829	1.1086	1.1333	1.1572	1.1803	1.2028	1.2247	1.2461
1.0 (296.6)	v, m ³ /kg	0.02364		0.02414	0.02556	0.02691	0.02820	0.02945	0.03066	0.03184
	h, kJ/kg	291.16		294.01	302.19	310.23	318.18	326.07	333.94	341.81
	s, kJ/(kg·K)	1.0509		1.0604	1.0873	1.1128	1.1372	1.1608	1.1835	1.2058
1.4 (309.5)	v, m ³ /kg	0.01668			0.01674	0.01790	0.01897	0.01998	0.02095	0.02189
	h, kJ/kg	294.18			294.67	303.69	312.40	320.90	329.28	337.57
	s, kJ/(kg·K)	1.0347			1.0363	1.0649	1.0917	1.1171	1.1414	1.1648
2.0 (324.4)	v, m ³ /kg	0.01129					0.01184	0.01274	0.01356	0.01433
	h, kJ/kg	296.23					302.06	311.99	321.43	330.56
	s, kJ/(kg·K)	1.0153					1.0331	1.0628	1.0901	1.1158
2.5 (334.5)	v, m ³ /kg	0.00858						0.00919	0.01001	0.01073
	h, kJ/kg	296.31						302.81	313.75	323.93
	s, kJ/(kg·K)	1.0005						1.0198	1.0515	1.0802
3.0 (343.2)	v, m ³ /kg	0.00688							0.00749	0.00825
	h, kJ/kg	295.08							304.30	316.23
	s, kJ/(kg·K)	0.9855							1.0121	1.0457
4.0 (357.7)	v, m ³ /kg	0.00443								0.00472
	h, kJ/kg	287.84								293.22
	s, kJ/(kg·K)	0.9490								0.9640

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF REFRIGERANT 22



PROPERTIES OF GASEOUS REFRIGERANT 22

P, MPa (T _{sat} , K)	T, K									
	370	380	390	400	410	420	430	440	450	
0.40 v, m ³ /kg (266.6)	0.08644	0.08900	0.09155	0.09409	0.09662	0.09913	0.1016	0.1041	0.1066	
h, kJ/kg	355.13	361.65	370.25	377.92	385.68	393.52	401.44	409.44	417.53	
s, kJ/(kg·K)	1.3261	1.3461	1.3658	1.3853	1.4044	1.4233	1.4420	1.4604	1.4785	
0.50 v, m ³ /kg (273.3)	0.06864	0.07073	0.07280	0.07485	0.07690	0.07894	0.08096	0.08298	0.08499	
h, kJ/kg	354.25	361.83	369.48	377.21	385.01	392.89	400.84	408.88	416.99	
s, kJ/(kg·K)	1.3029	1.3231	1.3430	1.3626	1.3818	1.4008	1.4195	1.4380	1.4562	
0.70 v, m ³ /kg (284.1)	0.04229	0.04983	0.05135	0.05286	0.05436	0.05585	0.05733	0.05880	0.06027	
h, kJ/kg	352.47	360.17	367.93	375.76	383.65	391.61	399.64	407.74	415.91	
s, kJ/(kg·K)	1.2671	1.2876	1.3078	1.3276	1.3471	1.3663	1.3852	1.4038	1.4222	
1.0 v, m ³ /kg (296.6)	0.03300	0.03414	0.03526	0.03636	0.03745	0.03853	0.03960	0.04066	0.04172	
h, kJ/kg	349.59	357.60	365.54	373.53	381.56	389.65	397.79	406.00	414.26	
s, kJ/(kg·K)	1.2274	1.2485	1.2691	1.2893	1.3092	1.3286	1.3478	1.3667	1.3852	
1.4 v, m ³ /kg (309.5)	0.02278	0.02365	0.02451	0.02535	0.02617	0.02698	0.02778	0.02857	0.02935	
h, kJ/kg	345.81	354.02	362.23	370.45	378.69	386.97	395.27	403.62	412.02	
s, kJ/(kg·K)	1.1873	1.2092	1.2306	1.2514	1.2717	1.2917	1.3112	1.3304	1.3493	
2.0 v, m ³ /kg (324.4)	0.01505	0.01575	0.01641	0.01706	0.01769	0.01830	0.01890	0.01949	0.02007	
h, kJ/kg	339.48	348.27	356.96	365.59	374.19	382.77	391.36	399.95	408.57	
s, kJ/(kg·K)	1.1403	1.1637	1.1863	1.2082	1.2294	1.2501	1.2703	1.2900	1.3094	
2.5 v, m ³ /kg (334.5)	0.01140	0.01202	0.01261	0.01317	0.01371	0.01424	0.01475	0.01525	0.01573	
h, kJ/kg	333.64	343.04	352.23	361.28	370.22	379.11	387.95	396.78	405.59	
s, kJ/(kg·K)	1.1068	1.1319	1.1558	1.1787	1.2008	1.2222	1.2430	1.2633	1.2831	
3.0 v, m ³ /kg (343.2)	0.00890	0.00950	0.01004	0.01056	0.01105	0.01152	0.01197	0.01241	0.01284	
h, kJ/kg	327.08	337.30	347.13	356.68	366.04	375.27	384.41	393.49	402.53	
s, kJ/(kg·K)	1.0755	1.1027	1.1282	1.1524	1.1756	1.1978	1.2193	1.2402	1.2605	
4.0 v, m ³ /kg (357.7)	0.00559	0.00623	0.00677	0.00725	0.00769	0.00810	0.00849	0.00886	0.00922	
h, kJ/kg	310.25	323.59	335.43	346.43	356.90	367.01	376.87	386.55	396.11	
s, kJ/(kg·K)	1.0107	1.0463	1.0771	1.1049	1.1308	1.1551	1.1783	1.2006	1.2221	

P, MPa (T _{sat} , K)	T, K									
	460	480	500	520	540	560	580	600	620	
0.40 v, m ³ /kg (266.6)	0.1091	0.1141	0.1190	0.1239	0.1288	0.1337	0.1386	0.1435	0.1484	
h, kJ/kg	425.69	442.26	459.13	476.31	493.78	511.54	529.56	547.85	566.38	
s, kJ/(kg·K)	1.4965	1.5317	1.5662	1.5999	1.6328	1.6651	1.6967	1.7277	1.7581	
0.50 v, m ³ /kg (273.3)	0.08700	0.09099	0.09497	0.09893	0.1029	0.1068	0.1107	0.1147	0.1186	
h, kJ/kg	425.18	441.79	458.71	475.92	493.42	511.20	529.25	547.55	566.10	
s, kJ/(kg·K)	1.4742	1.5096	1.5441	1.5779	1.6109	1.6432	1.6749	1.7059	1.7363	
0.70 v, m ³ /kg (284.1)	0.06172	0.06462	0.06750	0.07036	0.07321	0.07605	0.07889	0.08171	0.08453	
h, kJ/kg	424.15	440.86	457.86	475.14	492.70	510.53	528.62	546.97	565.55	
s, kJ/(kg·K)	1.4403	1.4758	1.5105	1.5444	1.5775	1.6100	1.6417	1.6728	1.7033	
1.0 v, m ³ /kg (296.6)	0.04277	0.04484	0.04690	0.04894	0.05097	0.05299	0.05499	0.05700	0.05899	
h, kJ/kg	422.59	439.45	456.57	473.96	491.61	509.52	527.68	546.09	564.72	
s, kJ/(kg·K)	1.4035	1.4394	1.4744	1.5085	1.5418	1.5743	1.6062	1.6374	1.6679	
1.4 v, m ³ /kg (309.5)	0.03012	0.03165	0.03317	0.03466	0.03614	0.03761	0.03907	0.04052	0.04197	
h, kJ/kg	420.47	437.54	454.83	472.37	490.15	508.16	526.42	544.91	563.62	
s, kJ/(kg·K)	1.3679	1.4042	1.4395	1.4739	1.5074	1.5402	1.5722	1.6035	1.6342	
2.0 v, m ³ /kg (324.4)	0.02064	0.02177	0.02287	0.02395	0.02502	0.02608	0.02713	0.02817	0.02921	
h, kJ/kg	417.21	434.61	452.19	469.95	487.93	506.12	524.52	543.14	561.97	
s, kJ/(kg·K)	1.3284	1.3654	1.4013	1.4361	1.4700	1.5031	1.5354	1.5670	1.5978	
2.5 v, m ³ /kg (334.5)	0.01621	0.01715	0.01807	0.01896	0.01984	0.02071	0.02157	0.02241	0.02326	
h, kJ/kg	414.42	432.12	449.94	467.92	486.06	504.40	522.93	541.66	560.59	
s, kJ/(kg·K)	1.3025	1.3401	1.3765	1.4118	1.4460	1.4793	1.5119	1.5436	1.5746	
3.0 v, m ³ /kg (343.2)	0.01326	0.01408	0.01486	0.01563	0.01639	0.01713	0.01786	0.01858	0.01930	
h, kJ/kg	411.55	429.58	447.66	465.85	484.18	502.67	521.34	540.18	559.21	
s, kJ/(kg·K)	1.2803	1.3187	1.3556	1.3913	1.4258	1.4595	1.4922	1.5242	1.5554	
4.0 v, m ³ /kg (357.7)	0.00957	0.01023	0.01087	0.01148	0.01208	0.01266	0.01323	0.01380	0.01435	
h, kJ/kg	405.58	424.34	443.00	461.66	480.38	499.20	518.14	537.27	556.46	
s, kJ/(kg·K)	1.2429	1.2828	1.3209	1.3575	1.3928	1.4270	1.4603	1.4926	1.5242	