

621-56
BOL



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

***Facultad de Ingeniería en Mecánica
Y Ciencias de la Producción***

**"ANALISIS EXPERIMENTAL DEL R134a EN EL BANCO DE
REFRIGERACION DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE
ENERGIA".**

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:



NESTOR GIOVANNY BOLAÑOS ANZULES

Guayaquil - Ecuador

1999

AGRADECIMIENTO

*Al Ing. Angel Vargas Zuñiga
por su acertada dirección e
invalorable colaboración para
la realización de este trabajo*

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES Y

ESPOSA

TRIBUNAL DE GRADUACION

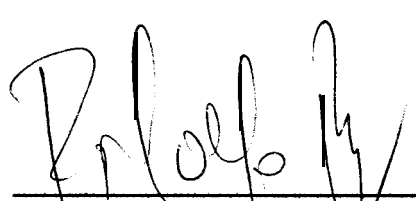
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA F.I.M.



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Jorge Duque R.
VOCAL DEL TRIBUNAL



Ing. Rodolfo Paz M.
VOCAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de ésta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



NESTOR BOLAÑOS A.

RESUMEN

En el Laboratorio de Conversión de Energía de la Facultad de Ingeniería en Mecánica existe un equipo experimental o banco de pruebas de refrigeración, el mismo fue rehabilitado y puesto en funcionamiento.

Una vez rehabilitado el equipo se tomaron datos de temperatura y presión a la entrada y salida de cada elemento para calcular los parámetros del ciclo de compresión mecánica con el refrigerante R12 en los diferentes dispositivos de expansión termostática del equipo.

Luego de aquello se realizó el cambio de refrigerante original R72 por su equivalente ecológico el R134a el cuál no afecta la capa de ozono. Una vez rehabilitado el equipo y hecho el cambio de refrigerante se tomaron nuevamente las mediciones del párrafo 2 y se calcularon los mismos parámetros pero ahora con el nuevo refrigerante. Luego se compararon los resultados de los parámetros obtenidos y se analizó cual de los refrigerantes es más eficiente.

Finalmente se elaboró una guía experimental para que los estudiantes puedan realizar las prácticas de laboratorio, siguiendo un procedimiento adecuado para la obtención de los parámetros requeridos.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE TABLAS	XIII
INDICE DE FIGURAS	XV
SIMBOLOGIA	XVI
INTRODUCCIÓN	18
CAPITULO I	
CARACTERISTICAS GENERALES DEL EQUIPO	
1.1 DESCRIPCION DEL COMPRESOR	20
2.2 DESCRIPCION DEL CONDENSADOR	21
1.3 DESCRIPCION DEL EVAPORADOR	21
1.4 DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE EXPANSION DEL REFRIGERANTE	22
1.4.1 TUBO CAPILAR	22
1.4.2 VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATJ CAS	22
1.5 DESCRIPCION DE OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA	23

1.5.1 BOTELLA RECIBIDORA DE LIQUIDO	23
1.5.2 FILTRO DESHIDRATADOR	24
1.5.3 MIRILLA 0 VISOR DE LIQUIDO	24
1.5.4 BOTELLAS SEPARADORA DE LIQUIDO	25
1.5.5 SEPARADORES DE ACEITE	25
1.5.6 PRESOSTATOS	25

CAPITULO II

PROCEDIMIENTO

2.1 JUSTIFICACION DEL TEMA	28
2.2 REVISION DEL EQUIPO Y DETECCION DE FUCAS	29
2.2.1 PROCEDIMIENTO	29
2.2.2 ESTADO EN QUE SE ENCONTRO EL EQUIPO	30
2.3 REHABILITACION Y REAJUSTE DEL EQUIPO	31
2.3.1 REHABILITACION DEL CAPILAR	31
2.3.2 TERMOMETROS	32
2.3.3 MANOMETROS	32
2.3.4 SUSTITUCION DEL GAS R12 POR EL R134a	32

CAPITULO III

TEORIA

CICLOS DE COMPRESION MECANICA

3.1	<i>TIPOS DE CICLOS</i>	34
	<i>3.1.1 CICLOS DE COMPRESION MECANICA DE 7 ETAPA</i>	34
	<i>3.1.2 CICLOS DE COMPRESION MECANICA</i>	36
	<i>MULTIETAPAS</i>	
	<i>3.1.2.a CICLOS DE COMPRESION MECANICA DE 2</i>	36
	<i>ETAPAS CON ENFRIAMIENTO RAPIDO</i>	
	<i>3.1.2.b CICLOS DE COMPRESION MECANICA DE 3</i>	38
	<i>ETAPAS CON ENFRIAMIENTO RAPIDO DE 2</i>	
	<i>ETAPAS</i>	
	<i>3.1.3 CICLOS DE COMPRESION MECANICA DE CASCADA</i>	40
3.2	<i>CICLO DE COMPRESION MECANICA DE 1 ETAPA</i>	42
	<i>3.2.1 CICLO DE COMPRESION MECANICA DE 1 ETAPA</i>	42
	<i>IDEAL</i>	
	<i>3.2.2 CICLO DE COMPRESION MECANICA DE 1 ETAPA</i>	43
	<i>CON SUBENFRIAMIENTO/SUPERCALENTAMIENTO</i>	
3.3	<i>FORMULA DE LOS PARAMETROS</i>	45

CAPITULO IV**PRUEBAS Y CALCULOS**

- 4.1** PRUEBAS EXPERIMENTALES CON LA VALVULA DE 49
EXPANSION TERMOSTATICA DE MAYOR CAPACIDAD Y
CON VARIACIONES DEL CAUDAL DE AIRE DEL
EVAPORADOR
- 4.2** CALCULOS DE LOS PARAMETROS PRINCIPALES DEL 50
CICLO DE COMPRESION MECANICA CON LOS
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS
- 4.3** PRUEBAS EXPERIMENTALES CON LA VALVULA DE 58
EXPANSION TERMOSTATICA DE MENOR CAPACIDAD Y
CON VARIACIONES DEL CAUDAL DE AIRE DEL
EVAPORADOR
- 4.4** CALCULOS DE LOS PARAMETROS PRINCIPALES DEL 59
CICLO DE COMPRESION MECANICA CON LOS
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

4.5	<i>PRUEBAS EXPERIMENTALES CON EL TUBO CAPILAR Y CON VARIACIONES DEL CAUDAL DE AJRE DEL EVAPORADOR</i>	67
4.6	<i>CALCULOS DE LOS PARAMETROS PRINCIPALES DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA CON LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS</i>	68
4.7	<i>PRUEBAS EXPERJMENTALES CON LOS DISPOSITIVOS DE EXPANSION TERMOSTATJCA CON REFRJGERANTE R12</i>	76

CAPITULO V

RESULTADOS

5.1	<i>CUADRO COMJ'ARATJVO DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS CON EL REFRJGERANTE R134a.</i>	77
5.2	<i>CUADRO COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS CON EL REFRJGERANTE R72.</i>	80
5.3	<i>CUADRO COMPARATIVO DE RESULTADOS DE LOS REFRIGERANTES R12 Y R134a EN LA VALVULA</i>	83

*TERMOSTATICA DE MAYOR CAPACIDAD A LA MAS
ALTA VELOCIDAD.*

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

84

CAPITULO VII

GUIA PRACTICA

7.1 ELABORACION D E GUIA PRACTICA PARA P R U E B A S 87

EXPERIMENTALES A REALIZARSE EN EL EQUIPO

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

94

APENDICES 0 ANEXOS

97

BIBLIOGRAFIA

120

INDICE DE TABLAS

	Pág.
I.- <i>Datos de pruebas experimentales con In válvula de expansión termostática de mayor capacidad y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R134a.</i>	49
II.- <i>Datos de pruebas experimentales con la válvula de expansión termostática de menor capacidad y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R134a.</i>	58
III.- <i>Datos de pruebas experimentales con el capilar y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R134a.</i>	67
IV.- <i>Datos de pruebas experimentales con la válvula de expansión termostática de mayor capacidad y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R12.</i>	76
V.- <i>Datos de pruebas experimentales con la válvula de expansión termostática de menor capacidad y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R12.</i>	76
VI.- <i>Datos de pruebas experimentales con el capilar y con variaciones del caudal de aire del evaporador con R12.</i>	76

- VII.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en la válvula de expansión termostática de mayor capacidad con R134a.* 77
- VIII.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en la válvula de expansión termostática de menor capacidad con R134a.* 78
- IX.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en el capilar con R134a.* 79
- X.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en la válvula de expansión termostática de mayor capacidad con R12.* 80
- XI.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en la válvula de expansión termostática de menor capacidad con R12.* 81
- XII.-** *Cuadro comparativo de los resultados de las pruebas realizadas en el capilar con R12.* 82
- XIII.-** *Cuadro comparativo de resultados de los refrigerantes R12 Y R134a en la válvula ternostática de mayor capacidad a la más alta velocidad.* 83

INDICE DE FIGURAS

	Pág.	
1.0	<i>Esquema del Banco de Refrigeración</i>	27
3.1. 1	<i>Ciclo ideal de Compresión de vapor a 1 etapa</i>	35
3.1.2.a	<i>Sistema de Refrigeración de 2 etapas</i>	37
3.1.2.b	<i>Sistema de Refrigeración de 3 etapas</i>	39
3.1.3	<i>Sistema de Refrigeración de Cascada</i>	41
3.2.2.a	<i>Ciclo de Compresión de vapor con subenfriamiento</i>	44
3.2.2. b	<i>Ciclo de Compresión de vapor con calentamiento</i>	45
4.1	<i>Esquema del Ciclo de Compresión de vapor</i>	49
4.3	<i>Esquema del Ciclo de Compresión de vapor</i>	58
4.5	<i>Esquema del Ciclo de Compresión de vapor</i>	67

SIMBOLOGIA

<i>90's</i>	<i>Década de 10s años 7990</i>
<i>Ae</i>	<i>Area del evaporador</i>
<i>CFC 11</i>	<i>Refrigerante clorofluorcarbonado R1 1</i>
<i>CFC 12</i>	<i>Refrigerante clorofluorcarbonado R12</i>
<i>CFS's</i>	<i>Clorofluorcarbonados</i>
<i>Cpa</i>	<i>Calor específico del aire</i>
<i>EPA</i>	<i>Enviromental Protection Agency</i>
<i>GWP</i>	<i>Global Warming Potential</i>
<i>h1</i>	<i>Entalpía a la entrada del compresor</i>
<i>h2</i>	<i>Entalpia a la salida del compresor</i>
<i>h3</i>	<i>Entalpía a la entrada del condensador</i>
<i>h4</i>	<i>Entalpia a la salida del condensador</i>
<i>h5</i>	<i>Entalpia a la entrada del evaporador</i>
<i>h6</i>	<i>Entalpi'a a la salida del evaporador</i>
<i>WFC</i>	<i>Hidrofluorcarbonados</i>

<i>ma</i>	<i>Flujo másico de aire</i>
<i>mr</i>	<i>Flujo másico de refrigerante</i>
<i>NASA</i>	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
<i>ni</i>	<i>Rendimiento indicado</i>
<i>nv</i>	<i>Rendimiento volumétrico</i>
<i>ODP</i>	<i>Ozone Depletion Potential</i>
<i>Pa</i>	<i>Presión de entrada</i>
<i>Pm</i>	<i>Potencia del Compresor</i>
<i>ps</i>	<i>Presión de salida</i>
<i>Qc</i>	<i>Potencia Calorífica</i>
<i>Qf</i>	<i>Potencia Frigorífica</i>
<i>g"</i>	<i>Producción Frigorífica Volumétrica</i>
<i>Tea</i>	<i>Temperatura de entrada del aire</i>
<i>Tsa</i>	<i>Temperatura de salida del aire</i>
<i>Vae</i>	<i>Velocidad del aire de entrada</i>
<i>Vr</i>	<i>Caudal Volumétrico real</i>
<i>Vre</i>	<i>Caudal Volumétrico de refrigerante a la entrada de Válvula de Expansión</i>
<i>ρ</i>	<i>Densidad</i>

INTRODUCCION

La teoría de la disminución de la capa de ozono fue propuesta a mediados de los años 70's, La Administración Nacional de Aeronáutica y Espacio (NASA) volaron a la estratosfera sobre los círculos de la Antártida y del Ártico, encontrando residuos de CFC donde la capa de ozono fue dañada.

La disminución de la capa de ozono en los años 70's se ha venido incrementando a lo largo del tiempo, a tal punto que a principios de los 90's había crecido en un 30%. Este estudio de la NASA propinó las investigaciones de algunos productores de refrigerantes, es así que la Dupont encontró que los refrigerantes CFC's (Clorofluorcarbonados) son los que atacan la capa de ozono. Además descubrieron que este efecto dañino se reduce en gran proporción si la molécula no está totalmente halogenada, esto es, si contiene hidrógeno además de cloro, fluor y carbono.

Para poder medir la disminución de la capa de ozono causado por varios refrigerantes se ha desarrollado un índice llamado POTENCIAL DE DESTRUCCION DE LA CAPA DE OZONO (ODP), dicho índice es el diferencial de la tasa de reducción de la capa de ozono que produce 1 libra de cualquier halógeno carbonado, se comparan con el (ODP) del CFC-11 a quién se le ha asignado el valor de 1 (como valor más destructivo).

La disminución de la capa de ozono repercute directamente en la tierra, debido a que produce el calentamiento de la misma, es por eso que se ha desarrollado un índice llamado FACTOR POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL (GWP).

El impacto de los CFC's en la capa de ozono puede causar un serio problema en la supervivencia humana, de no tomar algunas medidas tales como:

- **Sustituir los CFC's con los nuevos refrigerantes HFC, los mismos que pueden ser usados sin limitaciones, además las máquinas refrigerantes pueden ser convertidas para uso alternativo con pérdidas menores de capacidad y eficiencia.**
- **Prevenir la venta, manufacturación, instalación, operación y servicios de los productos CFC's a partir del 2004 estrictamente, según las ordenanzas de la (EPA) Agencia de Protección del medio Ambiente.**

En el Laboratorio de Conversión de Energía de la Facultad de Ingeniería en Mecánica existe un equipo experimental o banco de pruebas de refrigeración, el cuál se va a reparar y además basados en lo anteriormente expuesto, se va a realizar el cambio de refrigerante que utiliza, es decir, el CFC-12 será reemplazado con su equivalente ecológico el refrigerante HFC-134a.

Se comparará el funcionamiento del equipo con el nuevo refrigerante ecológico y se determinará todos los parámetros del ciclo de compresión mecánico en el equipo variando el caudal de aire en el evaporador y el dispositivo de expansión termostática.

CAPITULO I

CARACTERISTICAS GENERALES DEL EQUIPO

1.2 DESCRIPCION DEL COMPRESOR

El Compresor es el elemento principal de toda instalación frigorífica, pues su función es la de aspirar el refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador para comprimirlo elevándole su presión y temperatura

El compresor de nuestro sistema es semihermético llamado semiabierto, consistente de un pistón alternativo de una sola etapa.

Esta unidad cuenta con las siguientes características:

MARCA	:	COPELAMETZC
MODELO	:	KAN2-0050-1AD
B/M	:	203
PM	:	7
SERIE	:	CTA 76A-15450
VOLTAGE	:	775 v
HZ	:	60 HERTZ
R.L.A	:	7.4
L.R.A	:	4.5

1.2 DESCRIPCION DEL CONDENSADOR

El Condensador es otro de los principales elementos de un sistema frigorífico, siendo un intercambiador de calor, cuyo propósito es evacuar el calor del refrigerante hacia el exterior a través de un medio de enfriamiento que puede ser agua o aire, siendo en nuestro caso un condensador por aire.

Nuestro sistema cuenta con un condensador de tubos con aletas, el número de tubos es 24 y las aletas sirven para aumentar la capacidad de transferencia de calor. El enfriamiento del refrigerante se lo realiza por circulación de aire forzado, dicho flujo de aire se lo realiza con un moto-ventilador.

2.3 DESCRIPCION DE LEVAPORADOR

Si bien hemos clasificado al evaporador en tercer lugar, no es menos importante ya que el mismo sirve para la producción de frío, objetivo final y principal del sistema.

Los evaporadores son intercambiadores de calor al igual que los condensadores, estos aseguran el paso de flujo calorífero a enfriar hacia el refrigerante, vaporizando así al refrigerante líquido que circula por el evaporador. Nuestro evaporador es de tubos con aletas, el número de tubos es 24.

Entre los tubos y aletas del evaporador se hace fluir aire por medio de un moto-ventilador, dicho aire es enfriado por el refrigerante el cuál se encuentra en estado gaseoso dentro de los tubos.

1.4 DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE EXPANSION DEL REFRIGERANTE

1.4.1 TUBO CAPILAR

El tubo capilar es un dispositivo que permite la expansión del refrigerante y la alimentación al evaporador, dicho tubo conecta al condensador con el evaporador.

Nuestro sistema cuenta con un tubo capilar de 3 mm de diámetro el cuál al recibir en su interior el refrigerante lo expande bajándole su presión y temperatura, el principal inconveniente del tubo capilar es la imposibilidad de regular la temperatura para diferentes condiciones.

2.4.2 VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICAS

Sus principales funciones son:

- a.- *Regular el flujo de refrigerante a través del evaporador.*
- b.- *Regular el recalentamiento del refrigerante que sale del evaporador.*

En éstas válvulas actúan 3 fuerzas, la del evaporador y la del resorte actúan en un sentido y la presión ejercida por la mezcla del líquido saturado y vapor en el bulbo remoto actuando en sentido contrario.

Las válvulas de expansión termostáticas no pueden ajustarse para mantener una temperatura y presión determinada en el evaporador sino un recalentamiento constante debido a que éstas una vez ajustadas mantendrán dicho recalentamiento bajo todas las posiciones de carga sin importar la presión en el evaporador, siempre y cuando no exceda la capacidad y rango de la válvula. En nuestro sistema contamos con 2 válvulas termostáticas de 2 tamaños distintos, las cuales están calibradas a $\frac{1}{2}$ y $\frac{1}{4}$ de capacidad para realizar las pruebas.

1.5 DESCRIPCIÓN DE OTROS ELEMENTOS DEL SISTEMA

1.5.1 BOTELLA RECIBIDORA DE LÍQUIDO

Es usado con el fin de acumular o recibir el refrigerante que se ha licuado en el condensador y para controlar la cantidad de refrigerante que hay en el sistema. Es una botella sin costura, tiene un visor o nivel que sirve para ver la cantidad de refrigerante líquido que se encuentra en la botella.

1.5.2 FILTRO DESHIDRATADOR

El objetivo principal del filtro es eliminar la humedad que pueda contener el refrigerante la misma que podría causar:

- a.- Obstrucciones en las válvulas de expansión.*
- b.- Contaminación del aceite del compresor.*
- c.- Corrosión de las tuberías.*

Consisten en recipientes cilíndricos de acero, latón o cobre, en cuyo interior llevan sustancias deshidratantes para mantener la humedad del refrigerante antes de que cause algún daño.

Para nuestro sistema colocamos un filtro deshidratador DN08323U4039 el cual es compatible con el nuevo refrigerante R134a.

1.5.3 MIRILLA O VISOR DE LIQUIDO

Las mirillas de cristal van instaladas en la línea de líquido a continuación del filtro deshidratador y antes de las válvulas de expansión, su objetivo es de servir como indicación de que el líquido refrigerante está fluyendo y de ver si le hace falta al sistema refrigerante.

*Algunas mirillas también sirven para indicar la humedad dentro de la
sistema dando la pauta de que el filtro está saturado y hay que
reemplazarlo, en nuestra instalación la mirilla también cumple esta
función.*

1.5.4 BOTELLAS SEPARADORAS DE LIQUIDO

*Consiste en un recipiente cilíndrico cuyo objetivo es el de separar gotas
de líquido no evaporadas después de que el refrigerante ha ya circulado
por el evaporador. Nuestro acumulador además cuenta con un visor o
nivel para ver la cantidad de líquido que no fue evaporado.*

1.5.5 SEPARADORES DE ACEITE

*El aceite al mezclarse con el refrigerante dentro del compresor, es
arrastrado por éste hacia el sistema, lo cuál nos obliga a separarlo antes
del retornar al cárter del mismo.*

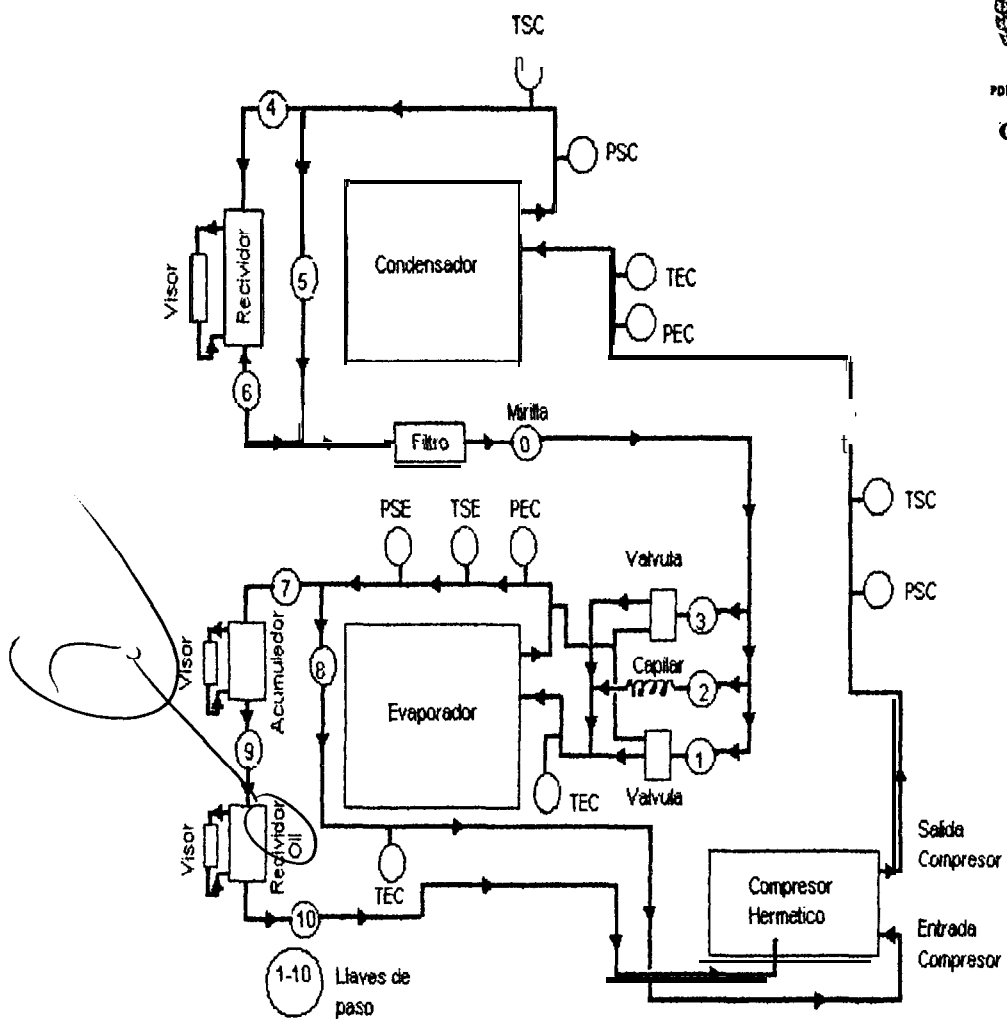
1.5.6 PRESOSTATOS

*Pueden ser usados como órgano de regulación a fin de asegurar el
funcionamiento automático de la instalación con relación a la presión
de evaporación del refrigerante, o puede ser usado como órgano de
seguridad en caso de una presión de aspiración excesivamente baja, la*

cual ocasiona que el compresor trahaje en vacio y succione incluso el aceite del cárter del compresor, dejando sin lubricante a este.

El presostato de baja presión generulmente está constituido de un tubo capilar que está directamente cowctado al lado de baja presión o sea a la aspiración del compresor y su funcionarnien to se asemeja bastante al del termostato. El presostato de nuestro sistema está calihrado a una presidn de 12 psi..

FIGURA 1.0
ESQUEMA DEL BANCO DE REFRIGERACION



CAPITULO II

PROCEDIMIENTO



2.2. JUSTIFICACION DEL TEMA

La investigación a la que han contribuido Dupont y otros productores ha demostrado que es el cloro de la molécula de CFC (Clorofluorocarbonos) el que ataca la capa de ozono.

Este efecto dañino se reduce más si el fluido refrigerante no está totalmente halogenada, esto es, contiene hidrógeno además de cloro, fluor y carbono, por lo que los compuestos que tenemos ahora son:

- a.- CFC (Clorofluorocarbonos) cuyo uso se está ahandonando lo más rápido posible. Ej. R12*
- b.- HFC (Hidrofluorocarbonos) no contienen cloro por lo tanto no dañan la capa de ozono. Ej. R134a*
- c.- WCFC (Hidroclorofluorocarbonos) los cuales contienen cloro pero no están total mente halogenados. Tienen efecto dañinos contra la capa de ozono pero en menor rango que los CFC.*

Gas Refrigerante R134a.

Después de muchos años de investigación y pruebas apareció el gas refrigerante HFC 334a electo por las Industrias como la alternativa para reemplazar al refrigerante R12.

El R134a posee un factor potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) igual a cero (0), y un factor potencial de calentamiento global directo (GWP) de 0.26, no es inflamable y posee niveles de toxicidad aceptables.

Debido a los motivos expuestos anteriormente decidimos realizar el reemplazo del refrigerante R12 con el cuál trabajaba inicialmente el banco de prueba de refrigeración por su equivalente más similar en casi todas sus características termodinámicas tal como el R134a.

2.2 REVISION DE EQUIPOS Y DETECCION DE FUGAS

2.2.1 PROCEDIMIENTO

- a) **Colocar el manómetro en el compresor tanto en la parte de baja como en la de alta presión.**
- b) **Conectar el moto-ventilador del evaporador y del condensador en sus velocidades más altas.**
- c) **Poner en funcionamiento el compresor.**

- d) *Chequear las presiones de alta y de baja.*
- e) *Hacer trabajar el sistema con cada uno de los dispositivos de expansión.*
- f) *En cada prueba utilizar el método de agua jabonosa para la detección de fugas.*
- g.- *Cuando el equipo apagado se revisan presiones estáticas en el manómetro durante horas.*

2.2.2 ESTADO EN QUE SE ENCONTRO EL EQUIPO

- a) *Una vez realizado el procedimiento de revisión del equipo y de la detección de fugas, pudimos concretar que no existían fugas de refrigerante en el sistema.*
- b) *Cuando se trabajaba el equipo con el tubo capilar el sistema se congelaba por completo y la presión del evaporador descendía totalmente lo que hacía que el presostato actuara dejando fuera de servicio al compresor, por lo tanto se determinó que el tubo capilar se encontraba obstruido.*
- c) *4 de los 6 termómetros se encontraban dañados, 2 eran del lado de baja presión y los otros 2 del lado de alta.*
- d) *La lectura de presiones en los manómetros eran las adecuadas para un sistema de esta capacidad.*

- e) **Cuando se hacía trabajar al sistema con cualquiera de las 2 válvulas de expansión termostáticas este funcionaba normalmente, con presiones y temperaturas un poco diferentes como era lógico debido a las diferentes capacidades de expansión de las válvulas.**

2.3 REHABILITACION Y REAJUSTE DEL EQUIPO

2.3.1 REHABILITACION DEL TUBO CAPILAR

El tubo capilar se encontraba obstruido, así que por medio del método de sopleteado con refrigerante se procedió a destaparlo.

PROCEDIMIENTO

- a) **Se corta con oxígeno el tubo capilar del sistema por medio de calentamiento, aplicando soldadura oxiacetilénica.**
- b) **Al tubo capilar anterior se le suelda una válvula de carga de 1/4".**
- c) **Un extremo de la manguera del manómetro se coloca en la válvula soldada al tubo capilar y el otro extremo a un recipiente con R12.**
- d) **Se abre la válvula del recipiente con refrigerante y se deja salir el R12 en estado líquido para poder destapar el tubo capilar.**
- e) **Cuando el tubo capilar se congela, está limpio y destapado listo para ser instalado nuevamente en el sistema.**

2.3.2 TERMOMETROS

4 termómetros, 2 de la parte de alta presión (Condensador) y 2 de la parte de baja presión (Evaporador), fueron removidos del sistema. Los 4 termómetros fueron reemplazados por nuevos debido a que se encontraban dañados.

2.3.3 MANOMETROS

Los 6 manómetros fueron removidos del sistema para su posterior calibración, la misma se la realizó en un banco de prueba de peso muerto. Al realizar las pruebas en el banco se determinó el buen estado de los manómetros, es decir, estaban calibrados.

2.3.4 SUSTITUCION DEL GAS R12 POR EL R134a

- 3.- Recoger el gas refrigerante con equipos y procedimiento adecuados.*
- 2.- Remover el compresor del sistema y drenar el aceite original del mismo.*
- 3.- Recargar el compresor con la cantidad adecuada de aceite polioles ter.*
- 4.- Reinstalar el compresor y aplicar vacío en el sistema.*
- 5.- Cargar el sistema con R12 usando un método de carga industrialmente aceptable.*

- 6.- *Hacer funcionar el compresor por un tiempo suficiente para permitir que el aceite original remanente sea mezclado con el aceitepoliolester.*
- 7.- *Repetir este proceso de drenaje y recarga con el aceite poliol-ester nuevo hasta que la cantidad de aceite original remanente en el poliol-ester sea aproximadamtwte de 2% o menos (típicamente 3 sustituciones sonsuficientes).*
- 8.- *Recoger el R12 del sistema usando equipos y procedimientos de recuperaciónadecuados.*
- 9.- *Retirar el compresor del sistema y drenar el aceite usado, recargar el compresor con aceite nuevo del tipo poliolester aprobado y seco en la cantidad especificada.*
- 10.- *Instalar un filtro secador adecuado para el R134a de tamaño apropiado al del sistema que está siendo reoperado.*
- 11.- *Proceder a la aplicación de vacío completamente.*
- 12.- *Cortar el vacío con R134a en fase vapor.*
- 13.- *Cargar el sistema con la cantidad adecuada de R134a usando un método de carga industrialmente adecuado, generalmente la carga de gas R134a es más pequeña que la del R 12.*
- 14.- *Verificar si el sistema está operando adecuadamente.*

CAPITULO III

CICLOS DE COMPRESION MECANICA

Un proceso de refrigeración indica el cambio de las propiedades termodinámicas del refrigerante y la transferencia de energía entre este y sus alrededores. Cuando en un refrigerante experimenta una serie de procesos de evaporaciones, compresiones, condensaciones, expansiones por estrangulación, absorbiendo calor desde un reservorio que se encuentra a más baja temperatura y libera calor hacia uno que se encuentra a más alta temperatura, en la que todas las condiciones del estado final son iguales a todas las condiciones del estado inicial, decimos que tenemos un ciclo de refrigeración o ciclo mecánico.

3.2 TIPOS DE CICLOS

Existen varios tipos de Compresión Mecánica, entre los que tenemos:

- *Ciclos de 1 Etapa*
- *Ciclos de Multietapas (de 2 y 3 etapas)*
- *Ciclos en Cascada*

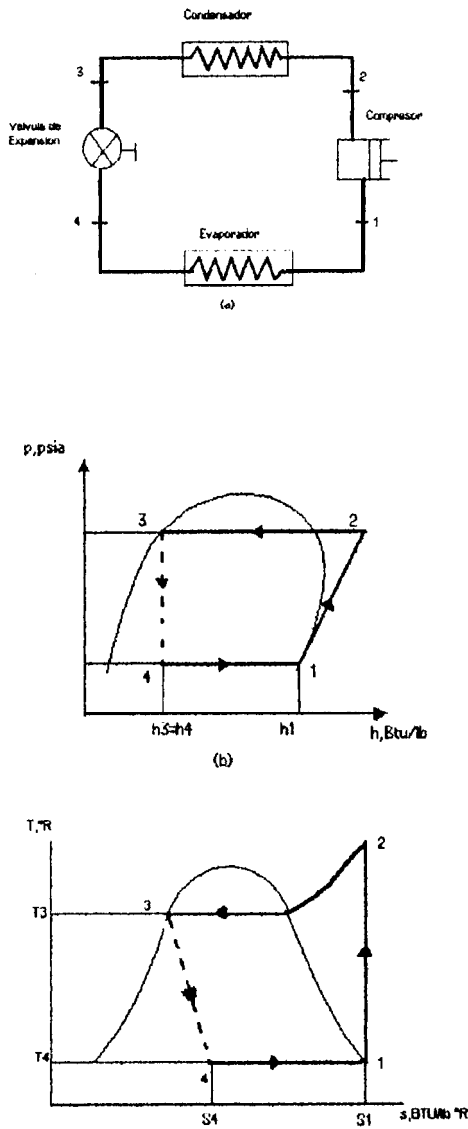
3.1.1 CICLOS DE 1 ETAPA

Se denominan ciclos de 1 etapa de compresión mecánica cuando un mecanismo de estrangulación tal como el de una válvula de expansión se utiliza en lugar

de una máquina de calor para que la compresión del refrigerante ocurra en la zona de vapor recalentado en una sola etapa.

FIG 3.1.1

CICLO IDEAL DE COMPRESION DE VAPOR A 1 ETAPA



Ciclo ideal de compresión de vapor a una etapa
 (a) Diagrama esquemático (b) Diagrama $p-h$
 (c) Diagrama $T-s$

3.1.2 CICLOS DE MULTITETAPAS

Cuando un sistema de refrigeración utiliza más de un proceso de compresión, este es llamado sistema multitapa. Estos ciclos se diferencian por haber 4 condiciones bien definidas.

- *Una etapa de alta compresión*
- *Una de baja compresión*
- *Varios compresores conectados en serie*
- *Una combinación de 2 sistemas de refrigeración por separado.*

Generalmente el ciclo multitapas se clasifica en ciclos de 2 y 3 etapas.

3.1.2.a SISTEMA COMPUESTO DE 2 ETAPAS CON ENFRIAMIENTO RAPIDO

El ciclo de compresión mecánica de 2 etapas sucede cuando nos vemos obligados a fraccionar la compresión en 2 etapas, en una de baja presión y una de alta presión, de esta manera nos evitamos los inconvenientes de la compresión de 1 etapa tales como disminución del rendimiento volumétrico, del rendimiento indicado y aumento de la temperatura de descarga. Se usan esencialmente 2 tipos de ciclos a 2 etapas:

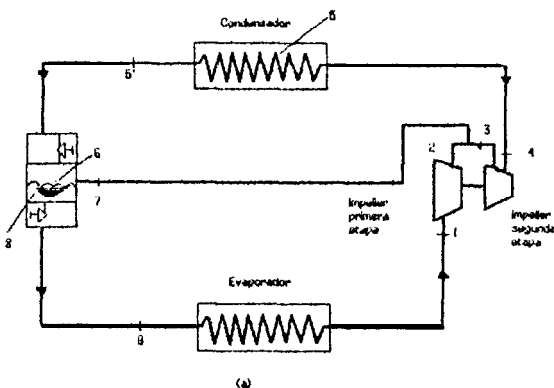
- a) *Ciclo a inyección total*
- b) *Ciclo a inyección parcial.*

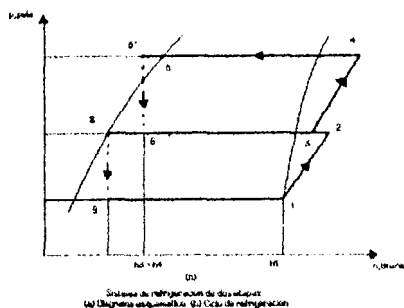
Ciclo a inyección total I: El enfriamiento del fluido antes de su introducción en el compresor de alta presión es asegurado por la puesta en contacto directo de los vapores recalentados y del líquido refrigerante frío, a la temperatura de saturación correspondiente a la presión intermedia.

Ciclo de inyección parcial: En este ciclo el caudal másico del fluido desplazado por el compresor de baja presión es subenfriado bajo la presión de condensación en UN intercambiador sumergido en el líquido de la botella intermedia, solo una parte del caudal desplazado sufre la expansión, de esto se origina el nombre dado a este ciclo.

FIG 3.1.2.a

SISTEMA DE REFRIGERACION DE 2 ETAPAS





3.1.2.b SISTEMA COMPUESTO DE TRES ETAPAS

Para la obtención de temperaturas más bajas se utiliza un ciclo de compresión mecánica a 3 etapas.

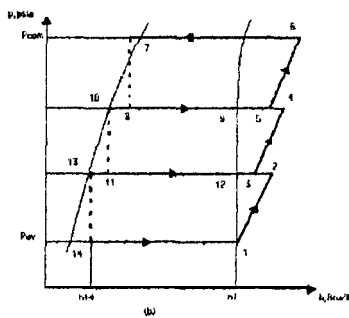
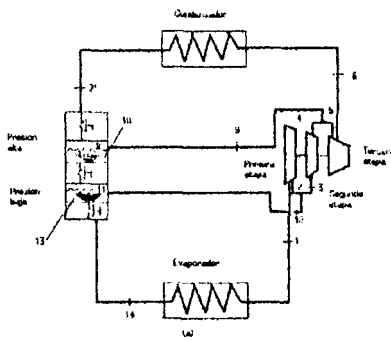
El proceso consiste en que el refrigerante en estado de vapor saturado seco entra al compresor centrífugo de la primera etapa, luego de la compresión se mezcla con el refrigerante vaporizado proveniente de la segunda etapa en la botella intercambiadora, después de la compresión de la segunda etapa es mezclado y comprimido a la presión de condensación en la tercera etapa, a continuación el gas caliente entra al condensador se condensa en líquido y se subenfía a una temperatura debajo de la temperatura de condensación.

Refrigerante líquido subenfriado sale del condensador y fluye a través de la segunda etapa del enfriador y se asocia con el dispositivo de estrangulación en el cual una pequeña porción de líquido refrigerante

es sucesivo y rápidamente canchizado a vapor a la presión de interetapa, la mezcla de líquido vapor en tra ul evaporador y el líquido refrigeran te remanen te se evapora completamente en el evaporador.

FIG 3.1.2b

SISTEMA DE REFRIGERACION DE 3 ETAPAS



Ciclo de compresión de vapor de refrigerante
(a) Diagrama esquemático (b) Ciclo de refrigeración

3.1.3 CICLO EN CASCADA

Un sistema de cascada consiste en 2 sistemas de etapa simple por separado, un sistema menor que puede mantener mejor las temperaturas bajas de evaporación, y uno mayor que mejoran los rendimientos en las temperaturas altas de evaporación. Estos 2 sistemas están conectados por un condensador de cascada en los cuales el condensador del sistema más bajo se convierte en el evaporador del sistema más alto a medida que el evaporador del sistema más alto toma el calor liberado del condensador del sistema más bajo.

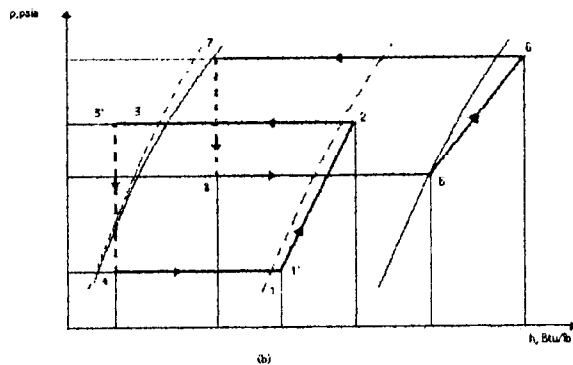
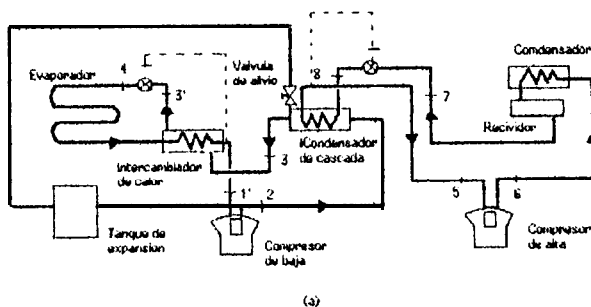
Esto es a menudo deseable para tener un intercambio de calor entre el refrigerante líquido desde el condensador de cascada y el vapor refrigerante que sale del evaporador del sistema más bajo. Debido a que la temperatura de evaporación es baja, no hay peligro de una temperatura de descarga demasiado alta después del proceso de compresión del sistema más bajo.

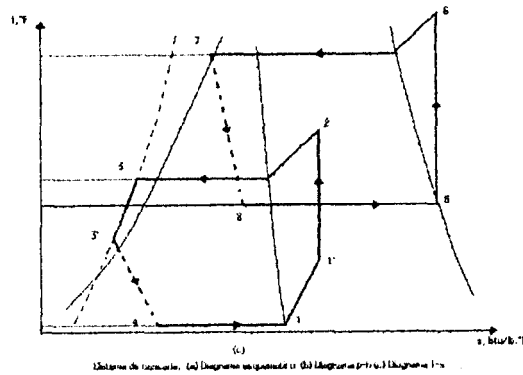
Cuando un sistema de Cascada es cerrado mientras la temperatura del aire ambiente es 80 F, la presión de vapor saturado del refrigerante se incrementa, por razones de seguridad una válvula de alivio en el condensador de cascada se conecta a un tanque de expansión, diseñado para almacenar el refrigerante proveniente del sistema más bajo en caso de que este se cierre.

La ventaja del sistema de cascada es que pueden usarse diferentes refrigerantes, equipos y aceites para el sistema más alto y más bajo, y además es preferible cuando las temperaturas de evaporación del sistema más bajo son menores a 100 F. La desventaja es que consume gran cantidad de energía y es mucho más complicado que un sistema a una etapa.

FIG 3.1.3

SISTEMA DE REFRIGERACION EN CASCADA





3.2 CICLOS DE COMPRESION MECANICA A 1 ETAPA

Debemos indicar que estos ciclos se dividen en:

. CICLOS A 1 ETAPA IDEAL (STANDARD)

- CICLOS A 1 ETAPA CON SUBENFRIAMIENTO Y/O RECALENTAMIENTO
- CICLO REAL

3.2.1 CICLOS A 1 ETAPA IDEAL (STANDARD)

Un ciclo de 1 etapa ideal es aquel cuyo proceso de compresión es isentrópico y las pérdidas de presión en las tuberías, válvulas y otros componentes son despreciables.

El refrigerante se evapora enteramente en el evaporador y produce el efecto refrigerante. Este es entonces extraído por el compresor en el estado del punto (1), la succión del compresor, y es comprimido

isentrópicamente desde el punto (1) al (2). Este es en tonces condensado en líquido en el condensador y el calor latente de condensación es rechazado hacia el sumidero de calor isobáricamente. El refrigerante líquido en el punto (3), fluye a través de la válvula de expansión la cuál reduce a esta a la presión de evaporación a entalpía constante. En el ciclo ideal de compresión, los procesos de estrangulación en la válvula de expansión son procesos irreversibles. Algo de líquido rápidamente se corzvierte en vapor y entra al evaporador en el punto (4). La porción de líquido remanente se evapora a la temperatura de evaporación a presión constante, de esta manera se completa el ciclo.

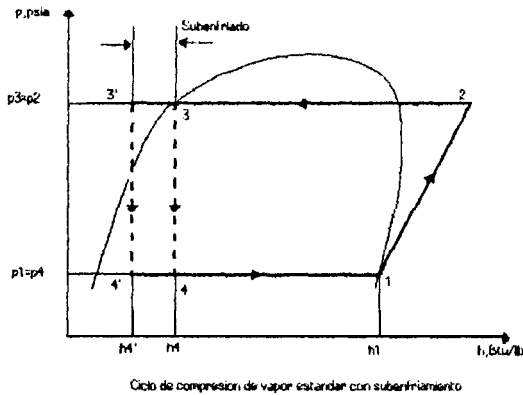
3.2.2 CICLOS A 1 ETAPA C O N SUBENFRIAMIENTO Y / O RECALENTAMIENTO

Subenfriamiento

El refrigerante es usualmente subenfriado a temperaturas más bajas que la temperatura de saturación correspondiente a la presión de condensación del refrigerante. Esto se hace para incrementar el efecto de refrigeración, los grados de subenfriamiento dependen principalmente de la temperatura del refrigerante durante la condensación y la capacidad de construcción del condensador.

FIG 3.2.2.a

CICLO DE COMPRESION DE VAPOR CON SUBENFRIAMIENTO

**Recalentamiento**

El propósito del recalentamiento es evitar golpes de líquido en el compresor. Los grados de recalentamiento dependen principalmente de del refrigerante que alimenta al compresor, así como de la construcción del evaporador. El recalentamiento es desfavorable a la producción frigorífica de la máquina debido a que reduce la capacidad de aspiración del compresor.

FIG 3.2.2.b

CICLO DE COMPRESION DE VAPOR CON RECALENTAMIENTO

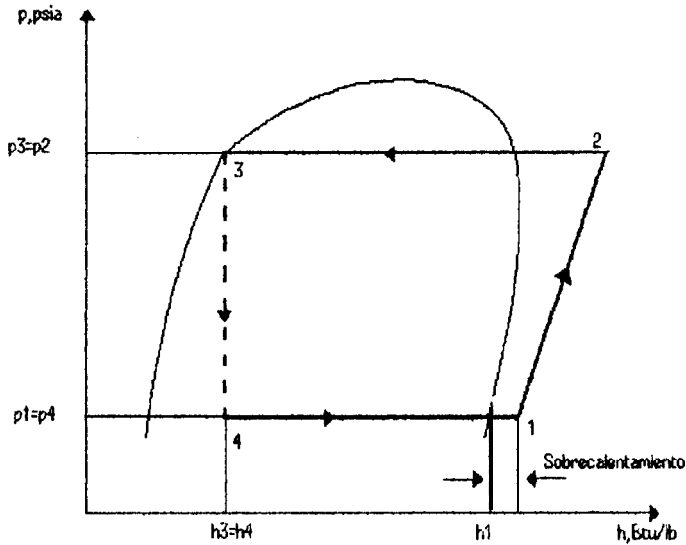


Fig:7 Ciclo de compresion de vapor estandar con sobrecalentamiento

3.3 FORMULA DE LOS PARAMETROS

- Capacidad Frigorífica (Q_f)

$$Q_f = m_r * (h_6 - h_5) \text{ en (Kcal/h)}$$

Donde :

m_r = Flujo másico de refrigerante

h_6 = Entalpía a la salida del evaporador

h_5 = Entalpía a la entrada del evaporador

- Flujo másico (m_r)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5) \text{ en (Kg/h)}$$

Donde : $Q_f =$ Capacidad Frigorífica

$h_6 =$ Entalpia a la salida del evaporador

$h_5 =$ Entalpia a la entrada del evaporador

- Caudal Volumétrico (V_r)

$$V_r = m_r * V_1 \text{ en (m}^3\text{/h)}$$

Donde : $m_r =$ Flujo másico de refrigerante

$V_1 =$ Peso específico del refrigerante a la entrada del compresor

- Producción Frigorífica Volumétrica (q_u)

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1 \text{ en (Kcal/m}^3\text{)}$$

Donde : $V_1 =$ Peso específico del refrigerante a la entrada del compresor

$h_6 =$ Entalpia a la salida del evaporador

$h_5 =$ Entalpia a la entrada del evaporador

- **Potencia Calorífica del Condensador (Q_c)**

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3) \text{ en (Kcal/h)}$$

Donde : m_r = Flujo másico de refrigerante

h_4 = Entalpia a la salida del condensador

h_3 = Entalpia a la entrada del condensador

- **Caudal Volumétrico en la Válvula de expansión (V_{re})**

$$V_{re} = m_r * V_4 \text{ en (m}^3\text{/h)}$$

Donde : m_r = Flujo másico de refrigerante

V_4 = Peso específico del refrigerante a la entrada de la Válvula de expansión

- **Potencia del Compresor (P_m)**

$$P_m = (m_r * (h_6 - h_5)) / (n_i * n_m) \text{ en (Kcal/h)}$$

Donde : m_r = Flujo másico de refrigerante

h_6 = Entalpia a la salida del evaporador

h_5 = Entalpia a la entrada del evaporador

n_i = Rendimiento indicado

n_m = Rendimiento mecánico

- **Potencia Frigorífica Específica o Coeficiente de Performance (K_f)**

$$K_f = Q_f / P_m$$

Donde : Q_f = Capacidad Frigorífica

P_m = Potencia del Compresor

CAPITULO IV

PRUEBAS Y CALCULOS

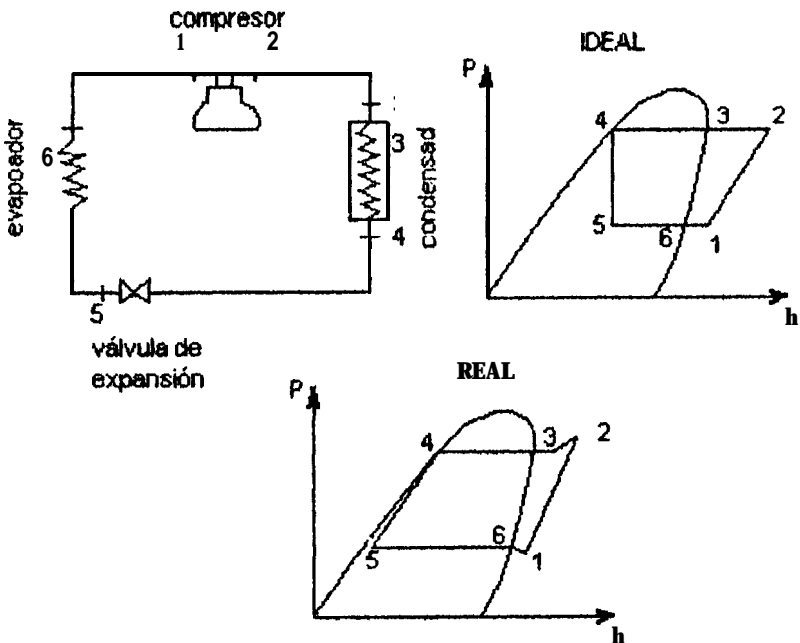
4.1 **PRUEBAS EXPERIMENTALES CON LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA DE MAYOR CAPACIDAD Y CON VARIACIONES DE CAUDAL DE AIRE DEL EVAPORADOR**

TABLA I

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.
COMPRESOR	SUCCION	56.00	71.60	55.00	69.80	54.00	69.80
	DESCARGA	156.00	131.00	155.00	131.00	155.00	132.80
CONDENSADOR	SUCCION	155.00	121.00	154.00	122.00	154.00	123.00
	DESCARGA	150.00	104.00	150.00	105.80	160.00	105.80
EVAPORADOR	SUCCION	74.00	70.00	72.00	70.00	70.00	68.00
	DESCARGA	58.00	68.00	56.00	66.20	55.00	66.20

FIG. 4.1

ESQUEMA DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA



4.2 CALCULOS DE LOS PARAMETROS PRINCIPALES DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA CON LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

VELOCIDAD ALTA

POTENCIA FRIGORIFICA DEL EVAPORADOR

VALVULA GRANDE

Velocidad del evaporador " Alta "

$$① Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$② Q_f = m_r C_{pu} (T_{sa} - T_{ea})$$

De ②

$$② Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 23^\circ\text{C} = 296^\circ\text{K}$$

$$C_p|_{T=296^\circ\text{K}} = 3.00692 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 307^\circ\text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=296^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 304.87 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=296^\circ\text{K}} = 3.779 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$m_a = 1.279 \text{ (Kg/m}^3\text{)} * (0.072 \text{ m}^2\text{)} * 304.87 \text{ (m/min)}$$

$$m_a = 25.89 \text{ Kg/min}$$

$$⑧ Q_f = 25.89 \text{ (Lb/min)} * 7.00692 \text{ (/Lb}^\circ\text{K)} * (307 - 296)^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 330.46 \text{ KJ/min}$$

$$Q_f = 730.46 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ min/1h} * 0.24 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_f = 1880 \text{ Kcal/h o } 1880 \text{ Fg/h}$$

Igualando ① y ② y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo 1) hallamos las entalpias a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$\begin{aligned} T_e &= 70^\circ\text{F} & T_s &= 68^\circ\text{F} \\ P_e &= 74 \text{ psi} & P_s &= 34 \text{ psi} \\ h_5 &= 32.72 \text{ BTU/Lbm} & h_6 &= 109.793 \text{ BTU/Lbm} \end{aligned}$$

$$m_r = 7420 \text{ (BTU/h)} * \frac{1}{(19.793 - 31.72) * 60} \text{ (Lbm/BTU)} (\text{h/min})$$

$$m_r = 1.583 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 1.583 \text{ (lb/min)} * 27.27 \text{ (min/lb)} * 1 \text{ (Kg/h)}$$

$$m_r = 43.17 \text{ Kg/h}$$



Caudal Volumétrico Real

$$v_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 1.583 \text{ lb/min} * 1 / (0.98 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 2.74 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (109.793 - 31.72) \text{ (BTU/Lbm)} * 0.98 \text{ (Lbm / pie}^3)$$

$$q_u = 76.51 \text{ (BTU/pie}^3) * 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3) * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 680.25 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 1.583 \text{ (lb/min)} * (116.93 - 46.78) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 111.05 \text{ BTU/min} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 1680 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r \cdot V_4$$

$$V_r = m_r \cdot (1/\rho_4)$$

$$V_r = 1.583 \text{ (lbm/min)} \cdot 1/ (75 \text{ pie}^3/\text{lbm}) \cdot 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 \cdot 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.037 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r \cdot (h_2 - h_1) / n_i \cdot n_m$$

$n_m =$ Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e10.85

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

$$r_c = 756 \text{ psi} / 56 \text{ psi}$$

$$r_c = 2.785$$

Con este valor se ohtiene un $n_v = 0.81$

$$n_i = 0.81$$

$$P_m = (1.583 \text{ (lb/min)} \cdot (226 - 715) \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) \cdot (0.81))$$

$$P_m = 20.32 \text{ (BTU/min)} \cdot 60 \text{ (min/h)} \cdot 0.252996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 155.99 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Especifica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 1880 \text{ (Kcal/h)} / 155.99 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.76$$

VELOCIDAD MEDIA

VALVULA GRANDE

Velocidad del evaporador "Media "

$$\textcircled{1} Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{2} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 24^{\circ}\text{C} = 297^{\circ}\text{K} \quad C_p|_{T=297^{\circ}\text{K}} = 1.00694 \text{ KJ/Kg}^{\circ}\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^{\circ}\text{C} = 301^{\circ}\text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=297^{\circ}\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 259.14 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=297^{\circ}\text{K}} = 1.175 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_a = 1.175 \text{ Kg/m}^3 * 0.072 \text{ m}^2 * 259.14 \text{ m/min}$$

$$m_a = 21.92 \text{ Kg/min}$$

$$\bullet Q_f = 21.92 \text{ (Kg/min)} * 1.00694 \text{ (KJ/Kg}^{\circ}\text{K)} * (301 - 297)^{\circ}\text{K}$$

$$Q_f = 88.29 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.24038 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_f = 1273.4 \text{ Kcal/h}$$

Igualando 0 y \bullet y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el waporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 70^{\circ}\text{F} \quad T_s = 66.2^{\circ}\text{F}$$

$$P_e = 72 \text{ psi} \quad P_s = 56 \text{ psi}$$

$$h_5 = 32.225 \text{ BTU/Lbm} \quad h_6 = 109.544 \text{ BTU/Lbm}$$

$$m_r = 7.063 \text{ (Lb/min)} * 0.4545 \text{ (Kg/Lb)} * 60 \text{ (min/h)}$$

$$m_r = 29 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 1.063 \text{ lb/min} * 1 / (0.98 \text{ lb/pe}^3) * 35.28 \text{ pe}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 1.84 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_0 - h_5) / VI$$

$$q_u = (109.533 - 31.215) (\text{BTU/Lbm}) * 0.98 (\text{Lbm} / \text{pie}^3)$$

$$q_u = 76.76 (\text{BTU/pie}^3) * 35.28 (\text{pie}^3 / \text{m}^3) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$q_u = 682.45 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 1.063 (\text{lb/min}) * (116.88 - 46.78) (\text{BTU/Lbm})$$

$$Q_c = 74.51 \text{ BTU/min} * 60 (\text{min/h}) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$Q_c = 1126.67 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * v_4$$

$$V_r = m_r * (1 / \rho_4)$$

$$V_r = 1.063 (\text{lbm/min}) * 1 / (73 \text{ pie}^3 / \text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3 / \text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.025 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

n_m = Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido el 0.85

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

$$r_c = 155 \text{ psi} / 55 \text{ psi}$$

$$r_c = 2.82$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.81$

$$n_i = 0.81$$

$$P_m = (1.063 (\text{lb/min}) * (123 - 114) (\text{BTU/lb})) / ((0.85) * (0.81))$$

$$P_m = 33.89 (\text{BTU/min}) * 60 (\text{min/h}) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$P_m = 213.00 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 1273.4 (\text{Kcal/h}) / 213.00 (\text{Kcal/h})$$

$$K_f = 5.90$$

VELOCIDAD BAJA**VALVULA GRANDE****Velocidad del evaporador " Baja "**

$$\textcircled{1} Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{2} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 25^\circ\text{C} = 298^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$C_{p|_{T=298^\circ\text{K}}} C_{p|_{T=298^\circ\text{K}}} = 1.00696 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 198.17 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.1699 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_a = 1.1699 (\text{Kg/m}^3) * 0.072 (\text{m}^2) * 198.17 (\text{m/min})$$

$$m_a = 76.69 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} Q_f = 16.69 (\text{Kg/min}) * 1.00696 (\text{KJ/Kg}^\circ\text{K}) * (301 - 298)^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 50.42 (\text{KJ/min}) * 60 \text{ min/h} * 0.24038 (\text{Kcal/KJ})$$

$$Q_f = 727.3 \text{ Kcal/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Mdsico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 234a (**ver anexo**) hallamos las entalpias a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 68^\circ\text{F}$$

$$T_s = 66.2^\circ\text{F}$$

$$P_e = 70 \text{ psi}$$

$$P_s = 55 \text{ psi}$$

$$h_5 = 30.681 \text{ BTU/Lbm} \quad h_6 = 109.479 \text{ BTU/Lbm}$$

$$\dot{m}_r = 2870 \text{ (BTU/h)} * \frac{1}{(109.681 - 30.681) * 60} \text{ (Lbm/BTU) (h/min)}$$

$$m_r = 0.607 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.607 \text{ (Lbm/min)} * 0.045 \text{ (Kg/lb)} * 60 \text{ (min/h)}$$

$$m_r = 16.55 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.607 \text{ lb/min} * 1 / (0.98 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 1.053 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (109.429 - 30.681) \text{ (BTU/Lbm)} * 0.98 \text{ (Lbm / pie}^3)$$

$$q_u = 77.16 \text{ (BTU/pie}^3) * 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3) * 0.257996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 686.01 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.607 \text{ (lb/min)} * (116.88 - 46.78) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 42.55 \text{ BTU/min} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 643.90 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * V_4$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.607 \text{ (lbm/min)} * 1 / (72.5 \text{ pie}^3/\text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.014 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$$n_m = \text{Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e10.85}$$

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 155 \text{ psi} / 54 \text{ psi}$$

$$r_c = 2.87$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.81$

$$n_i = 0.81$$

$$P_m = (0.607 \text{ (lb/min)}) * (125 - 114) \text{ (BTU/lb)} / ((0.85) * (0.81))$$

$$P_m = 9.69 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 146.63 \text{ Kca l/h}$$

Potencia Frigorífica Especifica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 727.3 \text{ (Kcal/h)} / 146.63 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.9$$

4.4 CALCULOS DE LOS PARAMETROS **PRINCIPALES** DEL **CICLO** DE **COMPRESION MECANICA** CON LOS RESULTADOS DE **LAS** PRUEBAS

VELOCIDAD ALTA

POTENCIA FRIGORIFICA DEL EVAPORADOR

VALVULA PEQUEÑA

Velocidad del evaporador "Alta"

$$\textcircled{1} Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{1} Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 25^\circ\text{C} = 298^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$C_p|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.00696 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 304.87 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.1705 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$m_a = 1.1705 \text{ (Kg/m}^3\text{)} * (0.072 \text{ m}^2) * 304.87 \text{ (m/min)}$$

$$m_a = 25.69 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} Q_f = 25.69 \text{ (Kg/min)} * 1.00696 \text{ (KJ/Kg}^\circ\text{K)} * (301 - 298)^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 77.60 \text{ (KJ/min)}$$

$$Q_f = 77.60 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ min/h} * 0.24 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_f = 1120 \text{ Kcal/h o } 1120 \text{ Kfg/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$\begin{array}{ll} T_e = 58^\circ F & T_s = 73.4^\circ F \\ P_e = 55 \text{ psi} & P_s = 43 \text{ psi} \\ h_5 = 26.395 \text{ BTU/Lbm} & h_6 = 107.68 \text{ BTU/Lbm} \end{array}$$

$$m_r = 4416.88 \text{ (BTU/h)} \cdot \frac{1}{(107.68 - 26.395) \cdot 60} \text{ (Lbm/BTU)(h/min)}$$

$$m_r = 0.905 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.905 \text{ (lb/min)} \cdot 60 \text{ (min/h)} \cdot 0.4545 \text{ (Kg/lb)}$$

$$m_r = 24.68 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r \cdot (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.905 \text{ lb/min} \cdot 1/ (0.74 \text{ lb/pie}^3) \cdot 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 \cdot 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 2.07 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (107.68 - 26.395) \text{ (BTU/Lbm)} \cdot 0.74 \text{ (Lbm / pie}^3)$$

$$q_u = 60.75 \text{ (BTU/pie}^3) \cdot 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3) \cdot 0.257996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 534.76 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r \cdot (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.905 \text{ (lb/min)} \cdot (177.2 - 48.35) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 62.32 \text{ BTU/min} \cdot 60 \text{ (min/h)} \cdot 0.257996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 942.1 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r \cdot V_4$$

$$V_{re} = m_r \cdot (1/\rho_4)$$

$$V_{re} = 0.905 \text{ (lb/min)} \cdot 1/ ((72.5 \text{ pie}^3/\text{lbm}) \cdot 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3) \cdot 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.021 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / \eta_i * \eta_m$$

$$\eta_m = \text{Valor entre } 0.9 \text{ y } 0.8 \text{ Escogido el } 0.85$$

$$\eta_m = 0.85$$

$$\eta_i = \eta_v$$

$$r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 162 \text{ psi} / 40 \text{ psi}$$

$$r_c = 4.05$$

Con este valor se obtiene un $\eta_v = 0.775$

$$\eta_i = 0.775$$

$$P_m = (0.905 \text{ (lb/min)}) * (126 - 116) \text{ (BTU/lb)} / ((0.85) * (0.775))$$

$$P_m = 33.73 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 207.00 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 1320 \text{ (Kcal/h)} / 207.00 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 5.4$$

VELOCIDAD MEDIA

VALVULA PEQUEÑA

Velocidad del evnporador “ Media “

$$Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De ②

$$Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 25^\circ\text{C} = 298^\circ\text{K}$$

$$C_p|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.00696 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 259.15 \text{ m/min}$$

$$\rho_u|_{T=298^{\circ}K} = 1.1705 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$m_a = 1.1705 \text{ (Kg/m}^3\text{)} * (0.072 \text{ m}^3\text{)} * 259.15 \text{ (m/min)}$$

$$m_a = 21.84 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{1} Q_f = 21.84 \text{ (Kg/min)} * 1.00696 \text{ (KJ/Kg}^{\circ}K\text{)} * (301 - 298)^{\circ}K$$

$$Q_f = 65.97 \text{ (KJ/min)}$$

$$Q_f = 65.77 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ min/h} * 0.24 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_f = 951.58 \text{ Kcal/h o } 951.58 \text{ Fg/h}$$

Iguatando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 57^{\circ}F$$

$$T_s = 73.4^{\circ}F$$

$$P_e = 55 \text{ psi}$$

$$P_s = 41 \text{ psi}$$

$$h_5 = 26.395 \text{ BTU/Lbm}$$

$$h_6 = 107.357 \text{ BTU/Lbm}$$

$$m_r = 3751.31 \text{ (BTU/h)} * \frac{1}{(107.357 - 26.395) * 60} \text{ (Lbm/BTU)(h/min)}$$

$$m_r = 0.772 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.772 \text{ (lb/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.4545 \text{ (Kg/lb)}$$

$$m_r = 21.05 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.772 \text{ lb/min} * 1/(0.74 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 1.77 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (107.357 - 26.395) \text{ (BTU/Lbm)} * 0.74 \text{ (Lbm / pie}^3\text{)}$$

$$q_u = 59.9 \text{ (BTU/pie}^3\text{)} * 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3\text{)} * 0.257996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 532.64 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r \cdot (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.772 \text{ (lb/min)} \cdot (117.2 - 47.88) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 53.515 \text{ BTU/min} \cdot 60 \text{ (min/h)} \cdot 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 809.13 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r \cdot V_4$$

$$V_r = m_r \cdot (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.772 \text{ (lbm/min)} \cdot 1 / ((72.5 \text{ pie}^3/\text{lbm}) \cdot 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3) \cdot 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.018 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r \cdot (h_2 - h_1) / n_i \cdot n_m$$

$$n_m = \text{Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e } 10.85$$

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 767 \text{ psi} / 40 \text{ psi}$$

$$r_c = 4.025$$

$$\text{Con este valor se obtiene un } n_v = 0.775$$

$$n_i = 0.775$$

$$P_m = (0.772 \text{ (lb/min)} \cdot (128 - 117) \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) \cdot (0.775))$$

$$P_m = 12.89 \text{ (BTU/min)} \cdot 60 \text{ (min/h)} \cdot 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 195.00 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 951.58 \text{ (Kcal/h)} / 795.00 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.80$$

VELOCIDAD BAJA**VALVULA PEQUEÑA****Velocidad del evaporador "Baja"**

$$\textcircled{1} Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} Q_f = \dot{m}_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{2} Q_f = \dot{m}_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 26^\circ\text{C} = 299^\circ\text{K}$$

$$C_p|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.00694 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$\dot{m}_a = \rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 198.17 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=298^\circ\text{K}} = 1.1659 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$\dot{m}_a = 1.1659 \text{ (Kg/m}^3\text{)} * (0.072 \text{ m}^2) * 198.17 \text{ (m/min)}$$

$$\dot{m}_a = 16.63 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} Q_f = 16.63 \text{ (Kg/min)} * 1.00696 \text{ (KJ/Kg}^\circ\text{K)} * (301 - 299)^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 33.50 \text{ (KJ/min)}$$

$$Q_f = 33.50 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ min/h} * 0.24 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_f = 483.21 \text{ Kcal/h o } 483.21 \text{ KJ/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 58^\circ\text{F}$$

$$T_s = 73.4^\circ\text{F}$$

$$P_e = 55 \text{ psi}$$

$$P_s = 43 \text{ psi}$$

$$h_5 = 26.395 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_6 = 107.68 \text{ BTU/lbm}$$

$$m_r = 1906.52 \text{ (BTU/h)} * \frac{1}{(107.357 - 26.077)} * 60 \text{ (Lbm/BTU)(h/min)}$$

$$m_r = 0.391 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.391 \text{ (lb/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.4545 \text{ (Kg/lb)}$$

$$m_r = 1166 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.391 \text{ lb/min} * 1/ (0.72 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = \mathbf{0.92 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (207.357 - 26.077) \text{ (BTU/Lbm)} * 0.72 \text{ (Lbm / pie}^3)$$

$$q_u = 58.52 \text{ (BTU/pie}^3) * 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3) * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 520.28 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.391 \text{ (lb/min)} * (117.2 - 47.88) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 27.45 \text{ BTU/min} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 415 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * v_4$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.391 \text{ (lbm/min)} * 1/ ((72 \text{ pie}^3/\text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3) * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.009 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$$n_m = \text{Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e 10.85}$$

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v \quad r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 160 \text{ psi} / 40 \text{ psi}$$

$$r_c = 4$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.775$

$$n_i = 0.775$$

$$P_m = (0.391 \text{ (lb/min)}) * (130 - 118 \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) * (0.775))$$

$$P_m = 7.12 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 107.69 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 483.21 \text{ (Kcal/h)} / 107.69 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.48$$

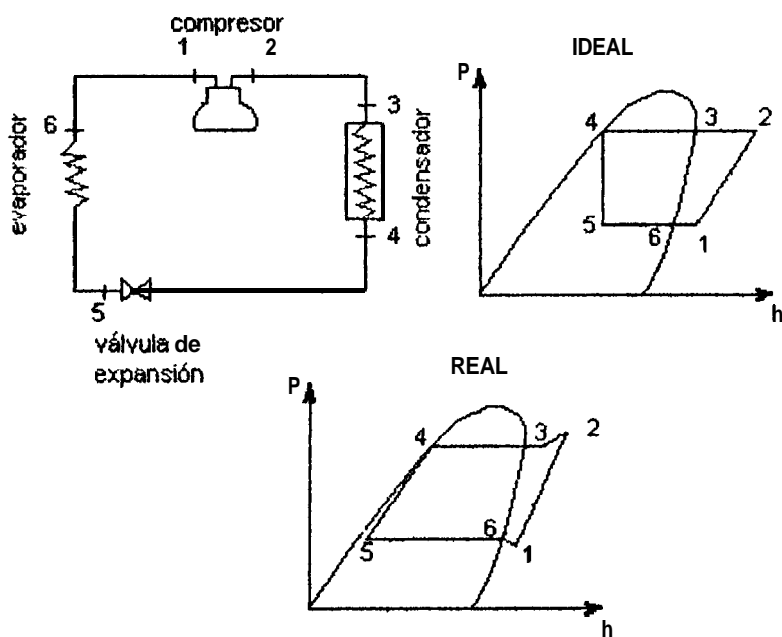
4.5 PRUEBAS EXPERIMENTALES CON EL TUBO CAPILAR Y CON VARIACIONES DE CAUDAL DE AIRE DEL EVAPORADOR

TABLA III

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.
COMPRESOR	SUCCION	26.00	75.20	26.00	75.20	17.00	75.20
	DESCARGA	145.00	152.60	143.00	149.00	135.00	141.80
CONDENSADOR	SUCCION	144.00	134.00	142.00	134.00	135.00	128.00
	DESCARGA	141.00	102.00	141.00	100.40	135.00	96.80
EVAPORADOR	SUCCION	37.00	43.00	36.00	42.00	34.00	40.00
	DESCARGA	27.00	73.40	27.00	73.40	27.00	71.60

FIG. 4.5

ESQUEMA DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA



46 CALCULOS DE LOS PARAMETRO PRINCIPALES DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA CON LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

VELOCIDAD ALTA

POTENCIA FRIGORIFICA DEL EVAPORADOR

CAPILAR

Velocidad del evaporador "Alta"

$$\textcircled{1} Q_f = m_a (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} Q_f = m_r C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{2} Q_f = \frac{1}{0.071} C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 26^\circ\text{C} = 299^\circ\text{K}$$

$$C_p|_{T=299^\circ\text{K}} = 1.00698 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$m_a = m_r A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 304.87 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=296^\circ\text{K}} = 1.1659 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$$

$$m_a = 1.1659 \text{ (Kg/m}^3\text{)} * (0.072 \text{ m}^2) * 304.87 \text{ (m/min)}$$

$$m_a = 25.59 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} Q_f = 25.59 \text{ (Lb/min)} * 1.00698 \text{ (J/Lb}^\circ\text{K)} * (301 - 299)^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 51.54 \text{ (KJ/min)}$$

$$Q_f = 51.54 \text{ (KJ/min)} * 60 \text{ min/h} * 0.2 \text{ (Kcal/KJ)}$$

$$Q_e = 743.41 \text{ Kcal/h} \text{ } \textcircled{\vee} \text{ } 743.41 \text{ KJg/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$\begin{aligned} T_e &= 70^\circ F & T_s &= 68^\circ F \\ P_e &= 74 \text{ psi} & P_s &= 34 \text{ psi} \\ h_5 &= 19.982 \text{ BTU/Lbm} & h_6 &= 104.559 \text{ BTU/Lbm} \end{aligned}$$

$$m_r = 2932.93 (\text{BTU/h}) * \frac{1}{(104.559 - 19.982) * 60} (\text{Lbm/BTU})(\text{h/min})$$

$$m_r = 0.578 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.578 (\text{lb/min}) * 60 (\text{min/h}) * 0.4545 (\text{Kg/lb})$$

$$m_r = 15.76 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.578 \text{ lb/min} * 1/ (0.48 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 2.05 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (104.559 - 19.982) (\text{BTU/Lbm}) * 0.48 (\text{Lbm / pie}^3)$$

$$q_u = 40.6 (\text{BTU/pe}^3) * 35.28 (\text{pie}^3/\text{m}^3) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$q_u = 360.92 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.578 (\text{lb/min}) * (116.933 - 45) (\text{BTU/Lbm})$$

$$Q_c = 41.57 \text{ BTU/min} * 60 (\text{min/h}) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$Q_c = 628.64 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * V_4$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.578 \text{ (lbm/min)} * 1 / (73 \text{ pie}^3/\text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.023 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$n_m =$ Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e10.85

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v \quad r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 145 \text{ psi} / 26 \text{ psi}$$

$$r_c = 5.6$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.725$

$$n_i = 0.725$$

$$P_m = (0.578 \text{ (lb/min)} * (726 - 715) \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) * (0.725))$$

$$P_m = 10.32 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.253996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 155.99 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 743.41 \text{ Kcal/h} / 155.99 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.76$$

VELOCIDAD MEDIA

POTENCIA FRIGORIFICA DEL EVAPORADOR

CAPILAR

Velocidad del evaporador “Media”

$$Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De

$$Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 24^\circ\text{C} = 297^\circ\text{K}$$

$$T_{ea} = 28^\circ\text{C} = 301^\circ\text{K}$$

$$C_p \Big|_{T=300^\circ\text{K}} = 1.00694 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$m_a = \rho_a \Big|_{T=300^\circ\text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ax} = 259.14 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=300^\circ K} = 1.1613 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_a = 1.1613 \text{ Kg/m}^3 * 0.072 \text{ m}^2 * 259.14 \text{ m/min}$$

$$m_a = 21.67 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} Q_f = 21.67 (\text{Kg/min}) * 1.00694 (\text{KJ/Kg}^\circ\text{K}) * (301 - 300) ^\circ\text{K}$$

$$Q_f = 21.82 \text{ KJ/min}$$

$$Q_f = 21.82 (\text{KJ/min}) * 60 (\text{min/h}) * 0.24038 (\text{Kcal/KJ})$$

$$Q_f = 314.71 \text{ Kcal/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 42^\circ\text{F}$$

$$T_s = 74^\circ\text{F}$$

$$P_e = 36 \text{ psi}$$

$$P_s = 27 \text{ psi}$$

$$h_5 = 19.559 \text{ BTU/Lbm} \quad h_6 = 104.559 \text{ BTU/Lbm}$$

$$m_r = 1241.45 (\text{BTU/h}) * \frac{1}{(104.559 - 19.559) * 60} (\text{Lbm/BTU})(\text{h/min})$$

$$m_r = 0.243 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.243 (\text{J.b/min}) * 0.4545 (\text{Kg/Lb}) * 60 (\text{min/h})$$

$$m_r = 6.63 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.243 \text{ lb/min} * 1/ (0.48 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (104.559 - 19.559) (\text{BTU/Lbm}) * 0.48 (\text{Lbm} / \text{pie}^3)$$

$$q_u = 40.8 (\text{BTU/pie}^3) * 35.28 (\text{pie}^3 / \text{m}^3) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$q_u = \mathbf{362.73 \text{ Kcal/m}^3}$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = \mathbf{0.243} (\text{lb/min}) * (116.933 - 45) (\text{BTU/Lbm})$$

$$Q_c = 17.25 \text{ BTU/min} * 60 (\text{min/h}) * 0.251996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$Q_c = \mathbf{260.86 \text{ Kcal/h}}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * V_4$$

$$V_r = m_r * (1 / \rho_4)$$

$$V_r = 0.243 (\text{lb/min}) * 1 / (73 \text{ pie}^3 / \text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3 / \text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = \mathbf{0.005 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$n_m =$ Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e10.85

$$n_m = \mathbf{0.85}$$

$$n_i = n_v \quad r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = \mathbf{143 \text{ psi}/26 \text{ psi}}$$

$$r_c = \mathbf{5.5}$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.725$

$$n_i = 0.725$$

$$P_m = (0.243 (\text{lb/min}) * (128 - 116) (\text{BTU/lb})) / ((0.85) * (0.725))$$

$$P_m = 4.73 (\text{BTU/min}) * 60 (\text{min/h}) * 0.252996 (\text{Kcal/BTU})$$

$$P_m = \mathbf{71.54 \text{ Kcal/h}}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 314.71 \text{ Kcal/h} / 71.54 (\text{Kcal/h})$$

$$K_f = \mathbf{4.30}$$

VELOCIDAD BAJA**POTENCIA FRIGORIFICA DEL EVAPORADOR****CAPILAR**

Velocidad **del evaporador** "Baja"

$$0 \quad Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$\textcircled{2} \quad Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

De $\textcircled{2}$

$$\textcircled{2} \quad Q_f = m_a C_{pa} (T_{sa} - T_{ea})$$

$$T_{sa} = 27^\circ \text{C} = 300^\circ \text{K}$$

$$C_p|_{T=300^\circ \text{K}} = 1.00696 \text{ KJ/Kg}^\circ \text{K}$$

$$T_{ea} = 2^\circ \text{C} = 301^\circ \text{K}$$

$$m_a = \rho_a|_{T=300^\circ \text{K}} A_e V_{ae}$$

$$A_e = 0.072 \text{ m}^2$$

$$V_{ae} = 198.17 \text{ m/min}$$

$$\rho_a|_{T=300^\circ \text{K}} = 1.1613 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_a = 1.1613 (\text{Kg/m}^3) * 0.072 (\text{m}^2) * 198.17 (\text{m/min})$$

$$m_a = 16.57 \text{ Kg/min}$$

$$\textcircled{2} \quad Q_f = 16.57 (\text{Kg/min}) * 1.00696 (\text{KJ/Kg}^\circ \text{K}) * (301 - 300)^\circ \text{K}$$

$$Q_f = 16.68 (\text{KJ/min}) * 60 \text{ min/h} * 0.24038 (\text{Kcal/KJ})$$

$$Q_f = 240.66 \text{ Kcal/h}$$

Igualando $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ y despejando m_r (Flujo Másico del Refrigerante en el evaporador)

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

De la Tabla de Propiedades del Refrigerante 134a (ver anexo) hallamos las entalpías a raíz de las temperaturas y presiones de los puntos de entrada y salida del evaporador

$$T_e = 40^\circ \text{F}$$

$$T_s = 71.6^\circ \text{F}$$

$$P_e = 34 \text{ psi}$$

$$P_s = 27 \text{ psi}$$

$$h_5 = 18.70 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_6 = 104.559 \text{ BTU/lbm}$$

$$m_r = 949.36 \text{ (BTU/h)} * \frac{1}{(104.559 - 18.70) * 60} \text{ (Lbm/BTU) (h/min)}$$

$$m_r = 0.184 \text{ Lbm/min}$$

$$m_r = 0.1847 \text{ (Lbm/min)} * 0.045 \text{ (Kg/lb)} * 60 \text{ (min/h)}$$

$$m_r = 5.02 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$v_r = m_r V_1$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_1)$$

$$V_r = 0.184 \text{ lb/min} * 1/ (0.33 \text{ lb/pie}^3) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$V_r = 0.94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = (104.559 - 18.7) \text{ (BTU/Lbm)} * 0.33 \text{ (Lbm/pie}^3)$$

$$q_u = 28.33 \text{ (BTU/pie}^3) * 35.28 \text{ (pie}^3/\text{m}^3) * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$q_u = 252.89 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r * (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 0.184 \text{ (lb/min)} * (114.55 - 45) \text{ (BTU/Lbm)}$$

$$Q_c = 12.79 \text{ BTU/min} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$Q_c = 196.27 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * V_4$$

$$V_r = m_r * (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.184 \text{ (lbm/min)} * 1/ (74 \text{ pie}^3/\text{lbm}) * 35.28 \text{ pie}^3/\text{m}^3 * 60 \text{ min/h}$$

$$v_r = 0.004 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$n_m =$ Valor entre 0.9 y 0.8 Escvgidv el 0,85

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v \quad r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

$$r_c = 135 \text{ psi} / 17 \text{ psi}$$

$$r_c = 7.9$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.725$

$$n_i = 0.725$$

$$P_m = (0.784 \text{ (lb/min)} * (728 - 115) \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) * (0.725))$$

$$I_{,,,} = 3.88 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 58.68 \text{ Kca/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 240.66 \text{ Kcal/h} / 58.68 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.1$$

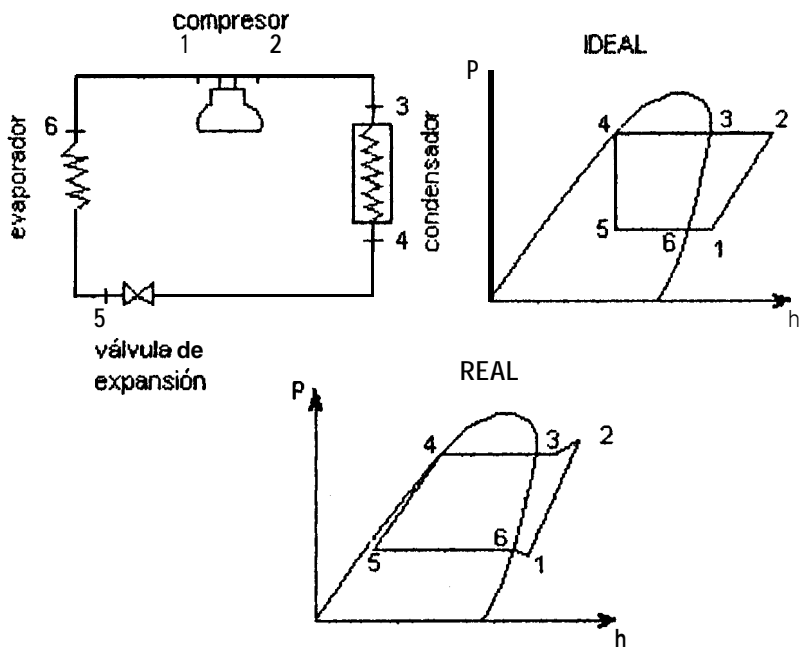


4.3 PRUEBAS EXPERIMENTALES CON LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATKA DE MENOR CAPACIDAD Y CON VARIACIONES DE CAUDAL DE AIRE DEL EVAPORADOR

TABLA II

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.	PRESION	TEMP.
COMPRESOR	SUCCION	40.00	75.20	40.00	77.00	40.00	93.20
	DESCARGA	162.00	152.60	161.00	152.60	160.00	152.60
CONDENSADOR	SUCCION	161.00	138.00	160.00	138.00	160.00	145.00
	DESCARGA	160.00	107.60	157.00	107.60	158.00	107.60
EVAPORADOR	SUCCION	55.00	58.00	55.00	57.00	54.00	56.00
	DESCARGA	43.00	73.40	41.00	73.40	41.00	71.60

FIG. 4.3
ESQUEMA DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA



**47 PRUEBAS EXPERIMENTALES CON LOS DISPOSITIVOS DE
EXPANSION TERMOSTATKA CON REFRIGERANTE R12.**

**TABLA IV
VALVULA GRANDE**

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F
COMPRESOR	SUCCION	49	40	50	41	51	41
	DESCARGA	154	115	154	115	155	116
CONDENSADOR	SUCCION	147	108	147	108	154	112
	DESCARGA	140	104	144	112	144	116
EVAPORADOR	SUCCION	53	43	53	43	54	44
	DESCARGA	50	39	51	40	62	40

**TABLA V
VALVULA PEQUEÑA**

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F
COMPRESOR	SUCCION	75	66	76	67	78	68
	DESCARGA	210	140	212	142	230	145
CONDENSADOR	SUCCION	208	135	209	134	226	142
	DESCARGA	195	130	208	140	225	148
EVAPORADOR	SUCCION	85	70	85	70	86	71
	DESCARGA	78	65	79	66	80	67

**TABLA VI
CAPILAR**

		VELOCIDAD ALTA		VELOCIDAD MEDIA		VELOCIDAD BAJA	
		PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F	PRESION Psia.	TEMP. °F
COMPRESOR	SUCCION	65	56	67	58	67	59
	DESCARGA	170	120	180	125	190	130
CONDENSADOR	SUCCION	161	115	172	120	183	125
	DESCARGA	150	11.0	161	115	172	120
EVAPORADOR	SUCCION	78	65	79	66	80	67
	DESCARGA	66	55	68	57	68	57

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v \quad r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

$$r_c = 135 \text{ psi} / 17 \text{ psi}$$

$$r_c = 7.9$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.725$

$$n_i = 0.725$$

$$P_m = (0.184 \text{ (lb/min)} * (128 - 115) \text{ (BTU/lb)}) / ((0.85) * (0.725))$$

$$P_m = 3.88 \text{ (BTU/min)} * 60 \text{ (min/h)} * 0.251996 \text{ (Kcal/BTU)}$$

$$P_m = 58.68 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 240.66 \text{ Kcal/h} / 58.68 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 4.1$$

CAPITULO V

RESULTADOS

5.1 CUADRO COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS CON EL REFRIGERANTE R134a

TABLA VII

	VALVULA GRANDE		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	1,880.00	1,273.40	727.30
Flujo Másico (m_f) Kg/h	43. 17	29. 00	16. 55
Caudal Volumétrico (V_v) m ³ /h	2. 74	1. 84	1. 05
Produccidn Frig. Volumétrico (q_u) KcaUm ³	680. 25	682. 45	686. 01
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	1,680.00	1,126.67	643. 88
Caudal Volumét. Válv. Expansibn (V_v) m ³ /h	0. 037	0. 025	0. 014
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	282.00	213.00	146.63
Potencia Frigorifica especifica (K_f)	6.50	5.90	4.96

TABLA VIII

	VALVULA PEQUEÑA		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	1,120.00	951.58	483.21
Flujo Másico (m_r) Kg/h	24.68	21.05	10.66
Caudal Volumétrico (V_r) m ³ /h	2.07	1.77	0.92
Producción Frig. Volumétrico (q_u) Kcal/m ³	534.76	532.64	520.28
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	942.10	809.13	415.00
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_{re}) m ³ /h	0.021	0.018	0.009
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	207.00	195.00	107.69
Potencia Frigorífica específica (K_f)	5.40	4.80	4.48

TABLA IX

	CAPILAR		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	743.41	314.71	240.66
Flujo Másico (m_r) Kg/h	15.76	6.63	5.02
Caudal Volumétrico (V_r) m ³ /h	2.05	0.86	0.94
Producción Frig. Volumétrico (q_u) Kcal/m ³	360.92	362.73	251.89
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	628.64	260.86	196.27
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_{re}) m ³ /h	0.013	0.005	0.004
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	155.99	71.54	58.68
Potencia Frigorífica específica (K_f)	4.76	4.30	4.10

5.2 CUADRO COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS CON EL REFRIGERANTE R12

TABLA X

	VALVULA GRANDE		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_r) Kcal/h	2,271.79	1,602.53	720.08
Flujo Másico (m_r) Kg/h	64.09	45.00	20.18
Caudal Volumétrico (V_r) m ³ /h	3.07	2.16	0.97
Producción Frig. Volumétrico (q_w) Kcal/m ³	378.17	741.98	738.00
Pot. Calorif. Condensador (Q_c) Kcal/h	2,489.15	1,761.47	1,050.11
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_e) m ³ /h	0.114	0.085	0.037
Potencia del Compresor (P_c) Kcal/h	470.00	366.87	181.00
Potencia Frigorífica específica (K_r)	4.80	4.30	3.90

TABLA XI

	VALVULA PEQUEÑA		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	1,107.79	941.66	480.23
Flujo Másico (m_f) Kg/h	33.00	28.09	14.45
Caudal Volumétrico (V_f) m ³ /h	1.14	0.97	0.50
Producción Frig. Volumétrico (q_u) Kcal/m ³	965.41	968.52	964.77
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	1,204.57	1,029.46	531.74
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_{re}) m ³ /h	0.058	0.050	0.026
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	239,15	226.19	128.00
Potencia Frigorífica específica (K_f)	4.63	4.10	3.80

TABLA XII

	CAPILAR		
	Velocidad alta	Velocidad media	Velocidad baja
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	1,107.79	941.66	480.23
Flujo Másico (m_r) Kg/h	31.36	26.72	13.63
Caudal Volumétrico (V_r) m ³ /h	0.81	0.69	0.36
Producción Frig. Volumétrico (q_u) Kcal/m ³	1,361.04	1,353.23	1,353.23
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	1,025.48	1,003.99	515.09
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_{re}) m ³ /h	0.056	0.047	0.024
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	224.50	212.60	119.31
Potencia Frigorífica específica (K_f)	4.90	4.40	4.00

5.3 CUADRO COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS DE LOS REFRIGERANTES R12 Y R134a REALIZADAS CON LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA DE MAYOR CAPACZDAD A VELOCIDAD ALTA

TABLA XIII

	VALVULA GRANDE	
	R12	R134a
Capacidad Frigorífica (Q_f) Kcal/h	2,271.79	1,880.00
Flujo Másico (m_f) Kg/h	64.09	43.17
Caudal Volumétrico (V_v) m ³ /h	3.07	2.74
Producción Frig. Volumétrico (q_u) Kcal/m ³	378.17	680.25
Pot. Caloríf. Condensador (Q_c) Kcal/h	2,489.15	1,680.00
Caudal Volumét. Válv. Expansión (V_{re}) m ³ /h	0.114	0.037
Potencia del Compresor (P_m) Kcal/h	470.00	282.00
Potencia Frigorífica específica (K_f)	4.80	6.50

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez realizada Las pruebas en el equipo experimental, acerca de los resultados debemos indicar lo siguiente:

Cuando trabajamos con la Válvula de mayor capacidad con el refrigerante ecológico R134a la potencia frigorífica del equipo es de 1.880 Kcal/h , 1.273 Kcal/h y 727 Kcal/h en la velocidad alta, media y baja del motor del evaporador respectivamente.

Al realizar las pruebas en el mismo dispositivo de expansión termostática con las tres velocidades descritas en el párrafo anterior pero con el refrigerante R12, obtuvimos unos valores de potencia frigorífica de 2.272 Kcal/h,, 1.600 Kcal/h y 720 Kcal/h.

Los valores son más altos con el anterior refrigerante que con el ecológico instalado en el sistema, esto se debe a que a pesar de que los fabricantes han podido reemplazar con gran éxito los refrigerantes clorofluorocarbonados por los ecológicos, los mismos que poseen propiedades físicas y químicas muy parecidas, el rendimiento de los nuevos refrigerantes es un poco menor que la de los anteriores, es decir, los resultados obtenidos se amparan bajo esta teoría. Para poder obtener un rendimiento mayor o igual con el nuevo refrigerante a la que se tenía con el anterior, se debe cambiar el

compresor del sistema, puesto que esto resultaría muy costoso para el mercado mundial, se realiza solamente el cambio de refrigerante y se resigna un poco el rendimiento del equipo.

En cuanto al cálculo del flujo másico del refrigerante en la prueba realizada con el R134a nos dio un valor de 43,17 Kg/h, mientras que con el refrigerante R12 el resultado fue de 64,09 Kg/h, lo que también resultó de acuerdo a lo que indica la teoría indicando que la cantidad de refrigerante ecológico R134a disminuirá alrededor del 30% de la cantidad del refrigerante R12 que se utilizaba.

Además obtuvimos resultados de otros parámetros tales como el Caudal Volumétrico, Producción Frigorífica Volumétrica y el Caudal Volumétrico en la Válvula de Expansión, los cuales lo único que obtenemos son más datos de la eficiencia del equipo en cada punto del sistema.

Si comparamos los resultados de la Potencia Calorífica del Condensador podemos observar que los valores obtenidos con el refrigerante R12 son mayores que los obtenidos con el ecológico R134a.

Otro de los parámetros obtenidos que es muy importante para el cálculo de la eficiencia del equipo es la Potencia del Compresor, según los datos nuestro compresor consume más Kcal/h trabajando con el refrigerante R12 que con el ecológico R134a.

la Potencia Específica también llamada Coeficiente de Performance comparando los datos obtenidos en la Válvula Grande a la velocidad del evaporador alta, tenemos que es mayor con el refrigerante R134a que con el R12, es decir, el refrigerante ecológico es más eficiente que el R12, lo que tedricamente no es muy cierto, puesto que la relación entre lo que produce el equipo para lo que gasta en producirlo debe estar alrededor de 3 y con el refrigerante R12 tenemos un valor de 4.8 mucho más cerca que el 6.5 obtenido con el R134a.

Nuestro sistema es experimental, no es un sistema real en el que podemos calcular las pérdidas que se generan, sino solamente se puede tomar lecturas a la entrada y salida de cada elemento. Debido a estas pérdidas es que tenemos a la Potencia del Compresor tan baja lo que ocasiona que la Potencia Frigorífica Específica se eleve.

CAPITULO VII

GUIA DE PRACTICA

7.1 ELABORACION DE GUIA PARA PRUEBAS EXPERIMENTALES A REALIZARSE EN EL EQUIPO

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

GUIA PARA PRACTICA EN EL EQUIPO DE REFRIGERACION CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

INTRODUCCION

Este folleto de instruccidn servirá como guía de los estudiantes de Termodinamica II para que se familiaricen con el ciclo invertido (ciclo de refrigeración). La realización de esta experiencia proporcionard al estudiante un en tendimiento de la operación básica de los equipos de refrigeración.

OBJETIVO

Localizar los puntos de entrada y salida de los diferentes dispositivos usados en el ciclo. Graficar en un diagrama $P - h$ las transformaciones que sufre el refrigerante. Analizar y comparar los resultados obtenidos en las diferentes pruebas.

TEORIA

Uno de los usos del ciclo invertido es la refrigeración, cuyas aplicaciones más frecuentes se pueden clasificar en cuatro grupos.

Producción y distribución de alimentos

Uso en procesos industriales e industrias químicas

Aplicaciones especiales de la refrigeración

Aire acondicionado para la industria y el confort.

Refrigerar consiste en conseguir una temperatura más baja que la del medio ambiente inmediato. En cualquier sistema práctico de refrigeración, el mantenimiento de una baja temperatura requiere la extracción de calor de un medio o de un cuerpo a una temperatura más alta, el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial es el ciclo de compresión de vapor, en tal ciclo, un fluido se evapora y se condensa alternativamente, siendo uno de los procesos que intervienen en el ciclo una compresión de vapor.

CICLO STANDARD DE COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo estándar de compresión de vapor en el diagrama P-h. Los procesos que comprenden el ciclo standard de compresión de vapor.

- 1-2 Compresión adiabática y reversible, desde vapor saturado hasta la presión del condensador (COMPRESOR).*

- 2-3 *Cesión reversible de calor a presión constante en la zona de recalentamiento y posterior condensación (CONDENSADOR).*
- 3-4 *Expansión irreversible a entalpía constante desde líquido saturado hasta la presión del evaporador (DISPOSITIVO DE EXPANSION).*
- 4-1 *Adición reversible de calor a presión constante durante la evaporación del vapor saturado (EVAPORADOR).*

Un elemento fundamental del sistema de compresión de vapor es el dispositivo de expansión; el fin de este es doble: debe reducir la presión del líquido refrigerante, y de regular el paso de refrigerante al evaporador. Los tipos más corrientemente empleados son: el tubo capilar, la válvula de expansión termostática, la válvula de flotador y la válvula de expansión a presión constante. En el equipo CARRIER usado para esta experiencia podemos trabajar ya sea con el tubo capilar o con las válvulas de expansión termostáticas.

EQUIPO UTILIZADO

Equipo de Refrigeración CARRIER

Modelo 76 CT1 – 104 REFRIGERATION CICLE TRAINER

Refrigerante

FREON 134a

PROCEDIMIENTO

OPERACIÓN CON LA VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

- 1.- **Coloque el interruptor de voltaje a la posición LINE**
- 2.- **Coloque el interruptor del amperímetro a la escala mayor**
- 3.- **Coloque el interruptor del vatímetro a la posición OUT**
- 4.- **Cierre las válvulas 2 y 3 y abra la válvula 1**
- 5.- **Cierre la válvula 5 y abra las válvulas 4 y 6**
- 6.- **Cierre las válvulas 7,9 y 10**
- 7.- **Abra la válvula 8**
- 8.- **Coloque los interruptores de los ventiladores tanto del condensador como del evaporador a la velocidad mayor.**
- 9.- **Encienda la unidad colocando el interruptor del compresor a la posición ON**
- 20.- **Permita la operación de la unidad por 10 minutos**
- 11.- **Tom las lecturas de los datos indicados en la tabla**
- 12.- **Coloque el interruptor del ventilador a la velocidad media y repita los pasos 10 y 11**
- 13.- **Coloque el interruptor del ventilador a la velocidad menor y repita los pasos 10 y 11**
- 14.- **Grafique en un diagrama P-h (Freón 134^a) cada proceso**

OPERACIÓN CON EL TUBO CAPILAR

- 1.- *Coloque el interruptor de voltaje a la posición LINE*
- 2.- *Coloque el interruptor del amperímetro a la escala mayor*
- 3.- *Coloque el interruptor del vatímetro a la posición OUT*
- 4.- *Cierre las válvulas 1 y 3 y abra la válvula 2*
- 5.- *Cierre la válvula 4 y abra la válvula 5*
- 6.- *Cierre las válvulas 8 y abra la válvula 7*
- 7.- *Cierre la válvula 9 y 10*
- 8.- *Coloque los interruptores de los ventiladores tanto del condensador como del evaporador a la velocidad mayor.*
- 9.- *Encienda la unidad colocando el interruptor del compresor a la posición ON*
- 20.- *Permita la operación de la unidad por 10 minutos*
- 11.- *Tome las lecturas de los datos indicados en la tabla*
- 12.- *Coloque el interruptor del ventilador a la velocidad media y repita los pasos 10 y 11*
- 13.- *Coloque el interruptor del ventilador a la velocidad menor y repita los pasos 10 y 11*
- 14.- *Grafique en un diagrama P-h (Freón 134^a) cada proceso*

DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

1.- *Varían las curvas dependiendo del tipo de dispositivo de expansión utilizado?*

Si esto ocurre, sugiera las razones por la cual ocurre.

2.- *Varían las curvas por la carga en el evaporador?*

Por que?

3.- *Existen pérdidas de calor en las tuberías?*

TABLA DE DATOS

COMPRESOR

Temperatura de entrada (F) : _____

Presión de entrada (Psig) : _____

Temperatura de salida (F) : _____

Presión de salida (Psig) : _____

EVAPORADOR

Temperatura de entrada (F) : _____

Presión de entrada (Psig) : _____

Temperatura de salida (F) : _____

Presión de salida (Psig) : _____

CONDENSADOR

Temperatura de entrada (F) : _____

Presión de entrada (Psig) : _____

Temperatura de salida (F) : _____

Presión de salida (Psig) : _____

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. *Primeramente se alcanzó el objetivo de habilitar completamente el equipo, el mismo funciona correctamente con los 3 dispositivos de expansión termostática, posee manómetros calibrados y termómetros nuevos, los cuales nos dan lecturas correctas para poder calcular los parámetros requeridos para constatar la capacidad y eficiencia del equipo. Cabe indicar que una vez rehabilitado se tomaron pruebas con el refrigerante original R12 para poder tomar los datos y calcular los diferentes parámetros para que luego podamos hacer la comparación con los obtenidos con el nuevo refrigerante.*
2. *Se realizó el cambio de refrigerante, de el R12 por el R134a , se siguió el procedimiento recomendado por el fabricante (Dupont), además se cambió el aceite del compresor y el filtro deshidratador, el equipo quedó listo para realizar las pruebas requeridas.*
3. *Se debe dejar aclarado que para poder realizar dichas pruebas, se debe implementar en el laboratorio un Medidor de Caudal (Caudalímetro), esto es para poder calcular el flujo de aire que pasa a través del Evaporador y Condensador.*

De no ser posible obtener este equipo, se debería tratar de obtener un Medidor de Velocidad (Velocímetro), con el que podemos medir las diferentes velocidades de aire que proporcionan los moto-ventiladores y que atraviesan los intercambiadores del equipo, luego se multiplica por el área de los mismos y obtendremos el caudal requerido. Para nuestra hipótesis 0 asunción necesitamos conocer la temperatura de entrada y salida del aire a través del evaporador del equipo así como la humedad relativa, para ello se necesita obtener por parte de la Facultad un Psicrómetro.

4. Para poder considerar mucho más experimental y educativo al equipo donado, éste debió haber tenido instalado un Rotámetro en su sistema, esto se debe a la necesidad de conocer el flujo de refrigerante circulante por él. El cálculo del flujo másico de refrigerante fue la primera incógnita presentada debido a que no teníamos la Potencia Frigorífica del equipo, es decir, teníamos dos interrogantes en la misma ecuación. Basándonos en éste inconveniente es que se planteó la hipótesis de que el calor cedido por el refrigerante es igual al ganado por el aire, luego de lo cual pudimos calcular el flujo de refrigerante en el sistema y obtuvimos los parámetros de refrigeración a calcular.

5. Además se elaboró la Guía de Laboratorio para que los estudiantes de la Facultad conozcan el funcionamiento del equipo, el procedimiento para su encendido, la

toma de los datos requeridos y finalmente los parámetros estudiadas principalmente en Termodinámica y Refrigeración. Como el equipo se encuentra sin Rotámetro, la único que podemos calcular es el Efecto Refrigerante, los demás parámetros se podrían calcular siempre y cuando se parta de que el flujo másico de refrigerante o la Potencia Frigorífica son las obtenidas en este trabajo.

6. *De los resultados obtenidos vemos que en el equipo la capacidad frigorífica del refrigerante R134a es menor que cuando funcionaba con el R12, cumpliendo la teoría de que al realizar el cambio de refrigerante los consumidores finales tendrán que resignar un porcentaje de la eficiencia del equipo.*

Hay que dejar constancia de que como los datos fueron tomados de equipos de medición no digitales, se pudo haber incurrido en errores de medición que hagan variar en algún porcentaje el valor de los parámetros obtenidos, además en dicho cálculo se utilizaron datos de entalpías tomados de diagramas en escalas no muy ampliadas la que también contribuye a errores involuntarios de toma de datos y consecuentemente de resultados.



APENDICES

0

ANEXOS

APENDICE A

ALTERNATIVA 2 PARA CALCULO DE PARAMETROS DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA USANDO POTENCIA DEL COMPRESOR

REFRIGERANTE R134a

VALVULA GRANDE

Velocidad del evaporador "Alta"

$$V=115 \text{ Volt}$$

$$A=7.4$$

$$F_p=0.85$$

$$P_c=0.723 \text{ Kw}$$

$$P_c=0.97 \text{ Hp}$$

$$P_c=1.00 \text{ Hp}$$

$$H_p=2547 \text{ Btu}$$

$$H_p=2547 \text{ Btu/h} * 0.251996 \text{ Kcal/Btu}$$

$$H_p=642 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 642 \text{ Kcal/h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r * (h_2 - h_1) / n_i * n_m$$

$$n_m = \text{Valor entre 0.9 y 0.8 Escogido e} 10.85$$

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{\text{descarga}} / P_{\text{aspiracion}}$$

$$r_c = 156 \text{ psi} / 56 \text{ psi}$$

$$r_c = 2.785$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.81$

$$n_i = 0.81$$

$$m_r = (P_m * n_i * n_m) / (h_2 - h_1)$$

$$m_r=99.73 \text{ Kg/h}$$

$$Q_f = m_r (h_6 - h_5)$$

$$Q_f = 4,300 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = 6.32 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = 680.25 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 3,882 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r * V_4$$

$$V_r = m_r * (1 / \rho_4)$$

$$V_r = 0.085 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 4,300 \text{ (Kcal/h)} / 642 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 6.7$$

APENDICE B

ALTERNATIVA 3 PARA CALCULO DE PARAMETROS DEL CICLO DE COMPRESION MECANICA USANDO EL EQUIVALENTE A LA TONELADA DE REFRIGERACION

REFRIGERANTE R134a

VALVULA GRANDE

Velocidad del evaporador "Alta"

3 Hp = 1 Ton. de Refrigeración

1 Ton. de Refrigeración = 22.000 BTU

1 BTU = 0.2520 Kcal/h

Q = 3024 Kcal/h

$$Q_f = m_r (h_0 - h_5)$$

$$\text{De } \bullet \dot{m}_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

$$m_r = Q_f / (h_6 - h_5)$$

$$m_r = 3024 \text{ (Kcal/h)} / ((109.8 - 31.72)\text{Btu/Lbm} * 0.554 \text{ Kcal/Btu})$$

$$m_r = 69.87 \text{ Kg/h}$$

Caudal Volumetrico Real

$$V_r = m_r V_1$$

$$V_r = 4.4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica

$$q_u = (h_6 - h_5) / V_1$$

$$q_u = 680.25 \text{ Kcal/m}^3$$

Potencia Calorífica cedida al Condensador

$$Q_c = m_r \cdot (h_4 - h_3)$$

$$Q_c = 2.718,64 \text{ Kcal/h}$$

Caudal Volumétrico de Refrigerante entrando a la Válvula de Expansión

$$V_{re} = m_r \cdot V_4$$

$$V_r = m_r \cdot (1/\rho_4)$$

$$V_r = 0.06 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia del Compresor

$$P_m = m_r \cdot (h_2 - h_1) / n_i \cdot n_m$$

$n_m =$ Valor entre **0.9** y **0.8** Escogido el **0.85**

$$n_m = 0.85$$

$$n_i = n_v$$

$$r_c = P_{descarga} / P_{aspiracion}$$

$$r_c = 156 \text{ psi} / 56 \text{ psi}$$

$$r_c = 2.785$$

Con este valor se obtiene un $n_v = 0.87$

$$n_i = 0.81$$

$$P_m = 450 \text{ Kcal/h}$$

Potencia Frigorífica Específica de la máquina

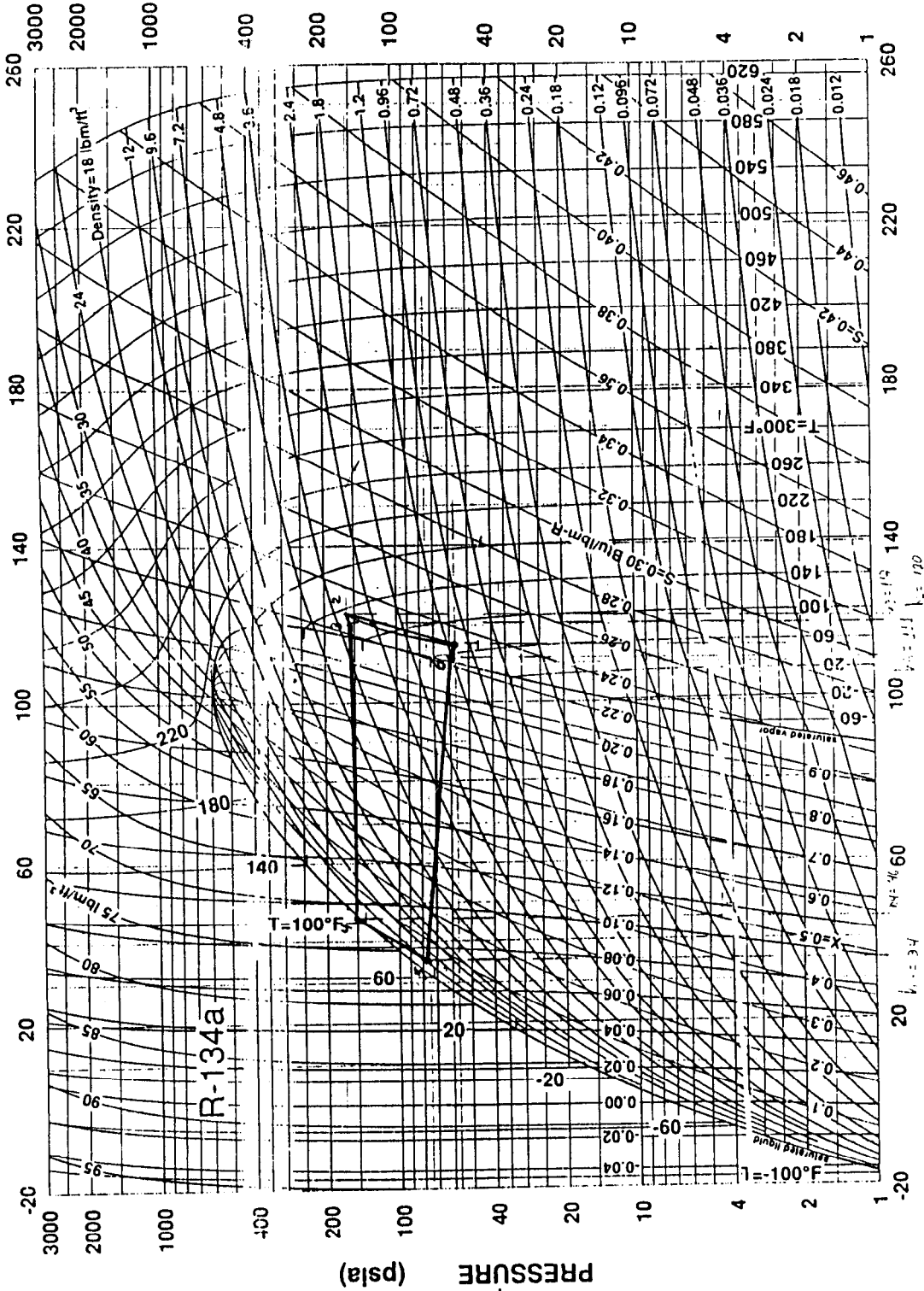
$$K_f = Q_f / P_m$$

$$K_f = 3.024 \text{ (Kcal/h)} / 450 \text{ (Kcal/h)}$$

$$K_f = 6.7$$

APENDICE D

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA GRANDE - VELOCIDAD ALTA

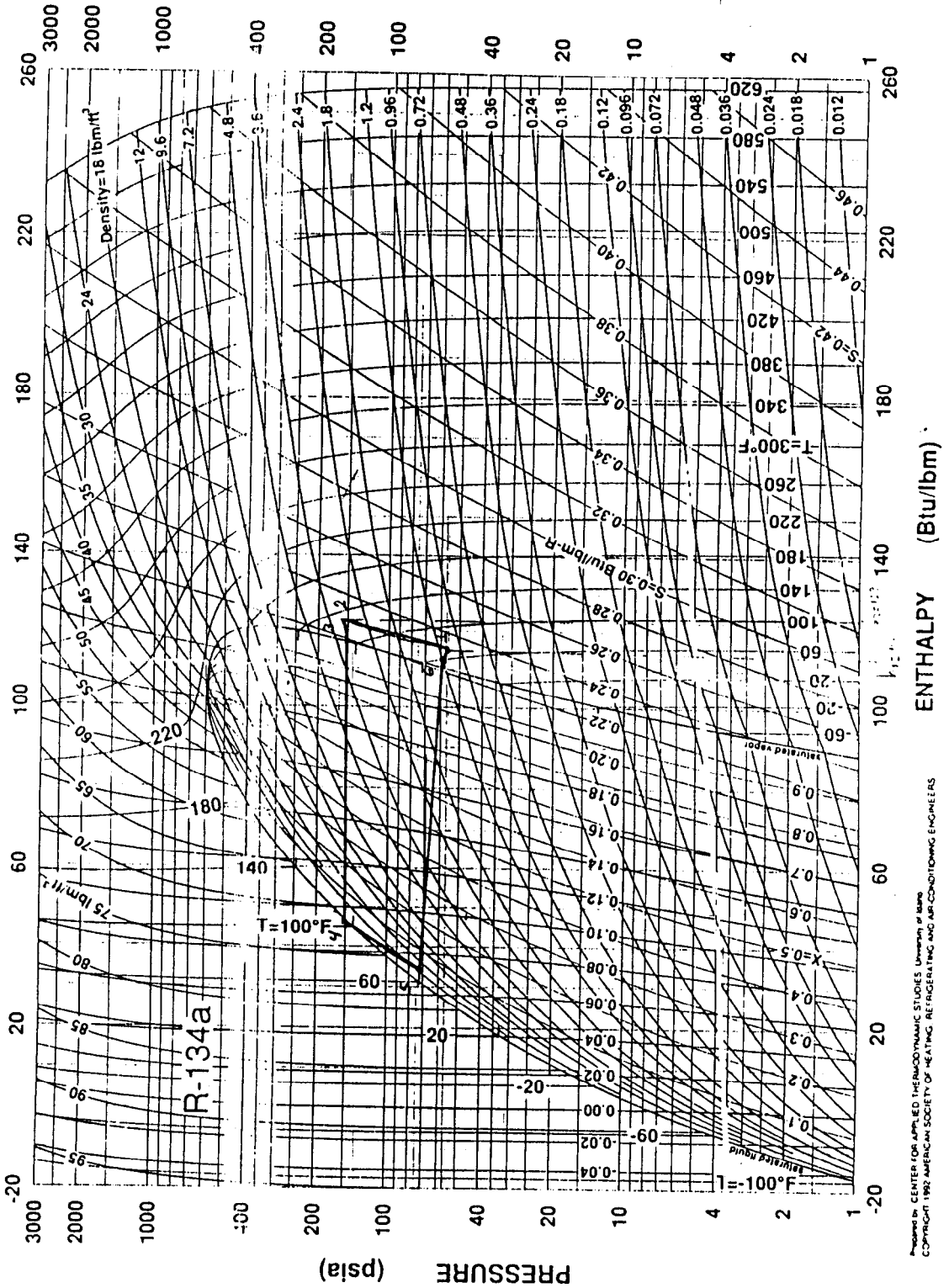


ENTHALPY (Btu/lbm)

Prepared by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
 Copyright © 1991, AME Inc. AN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

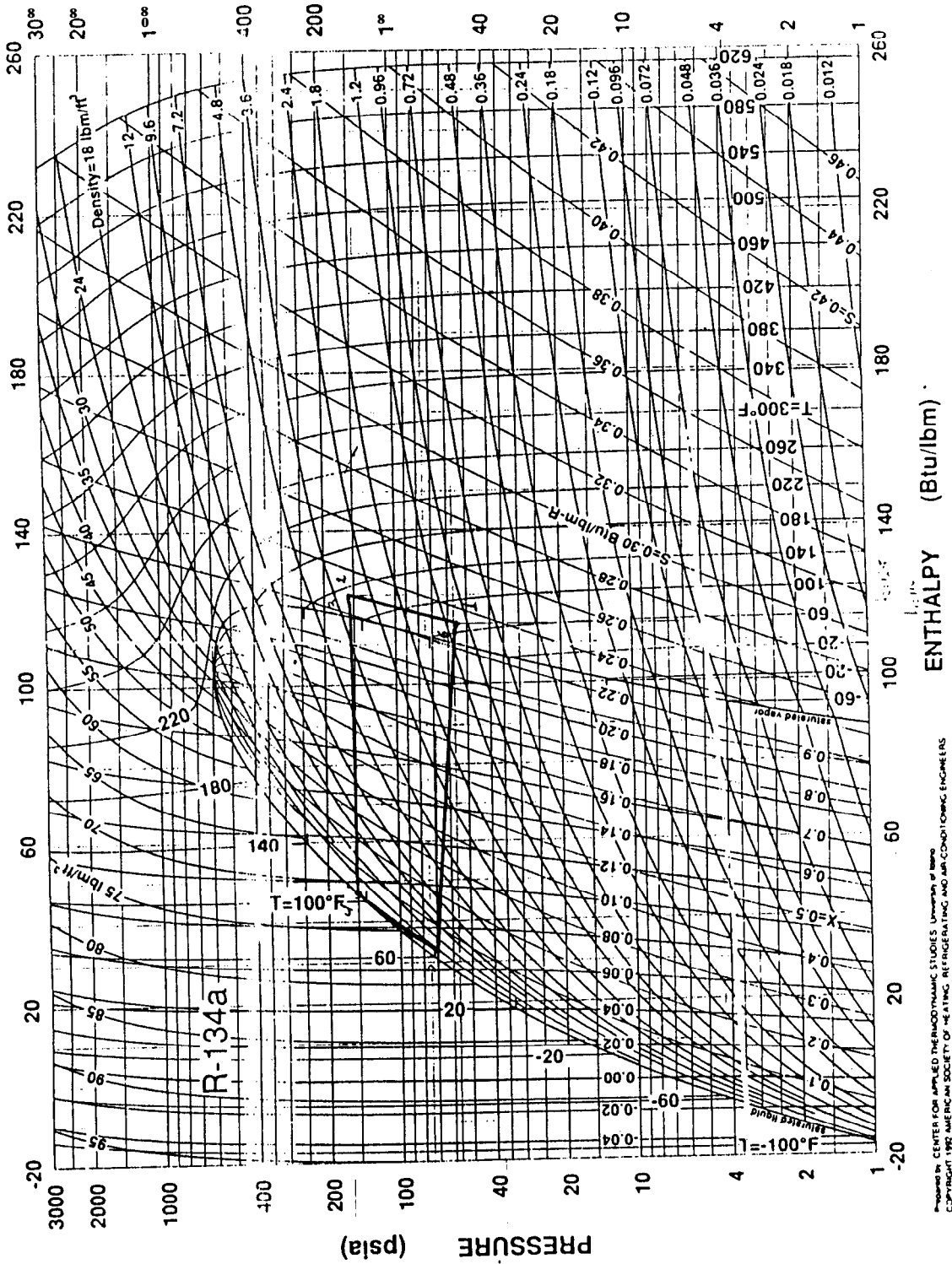
APENDICE E

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA GRANDE - VELOCIDAD MEDIA,



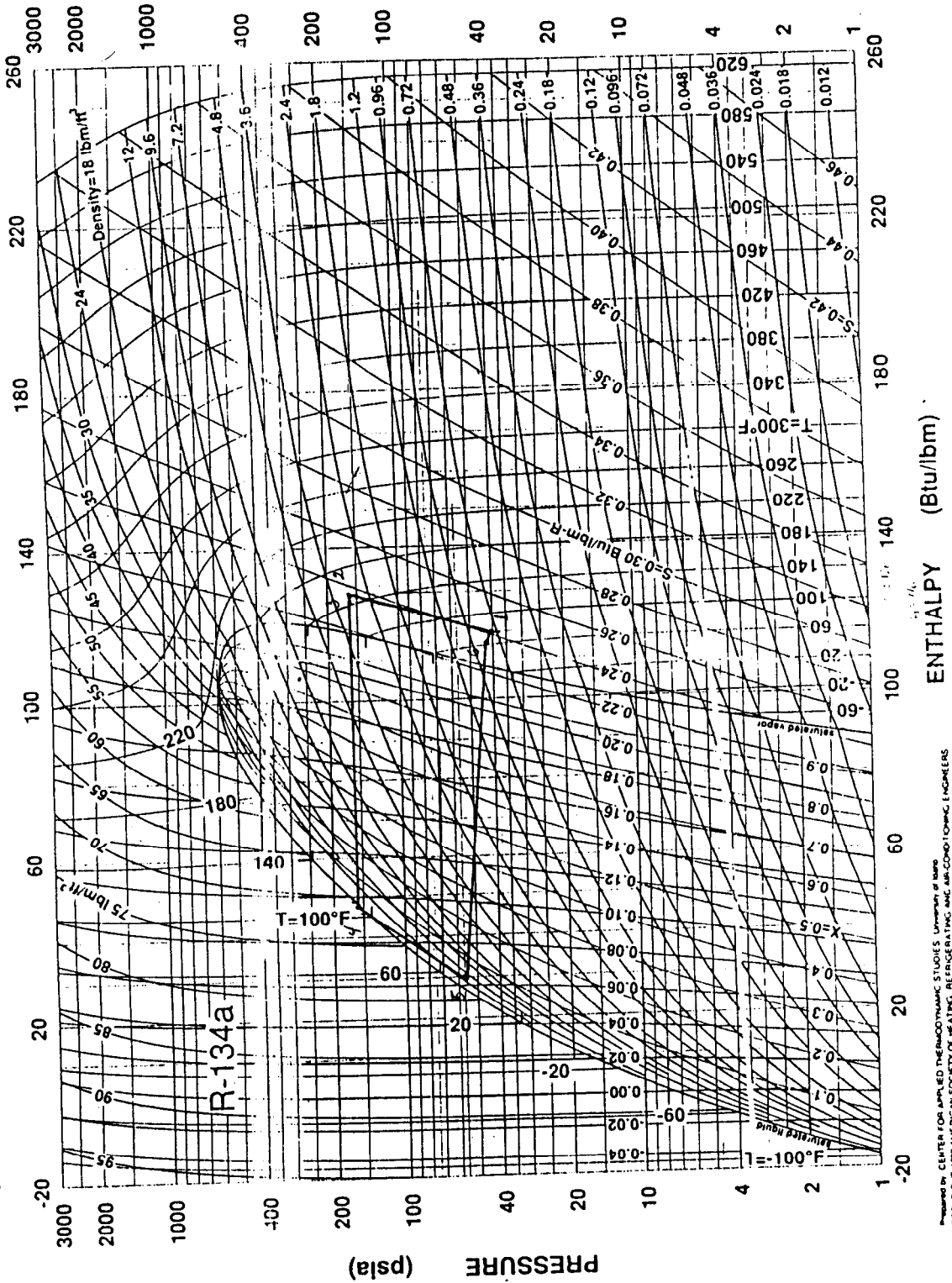
APENDICE F

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA GRANDE - VELOCIDAD BAJA



APENDICE G

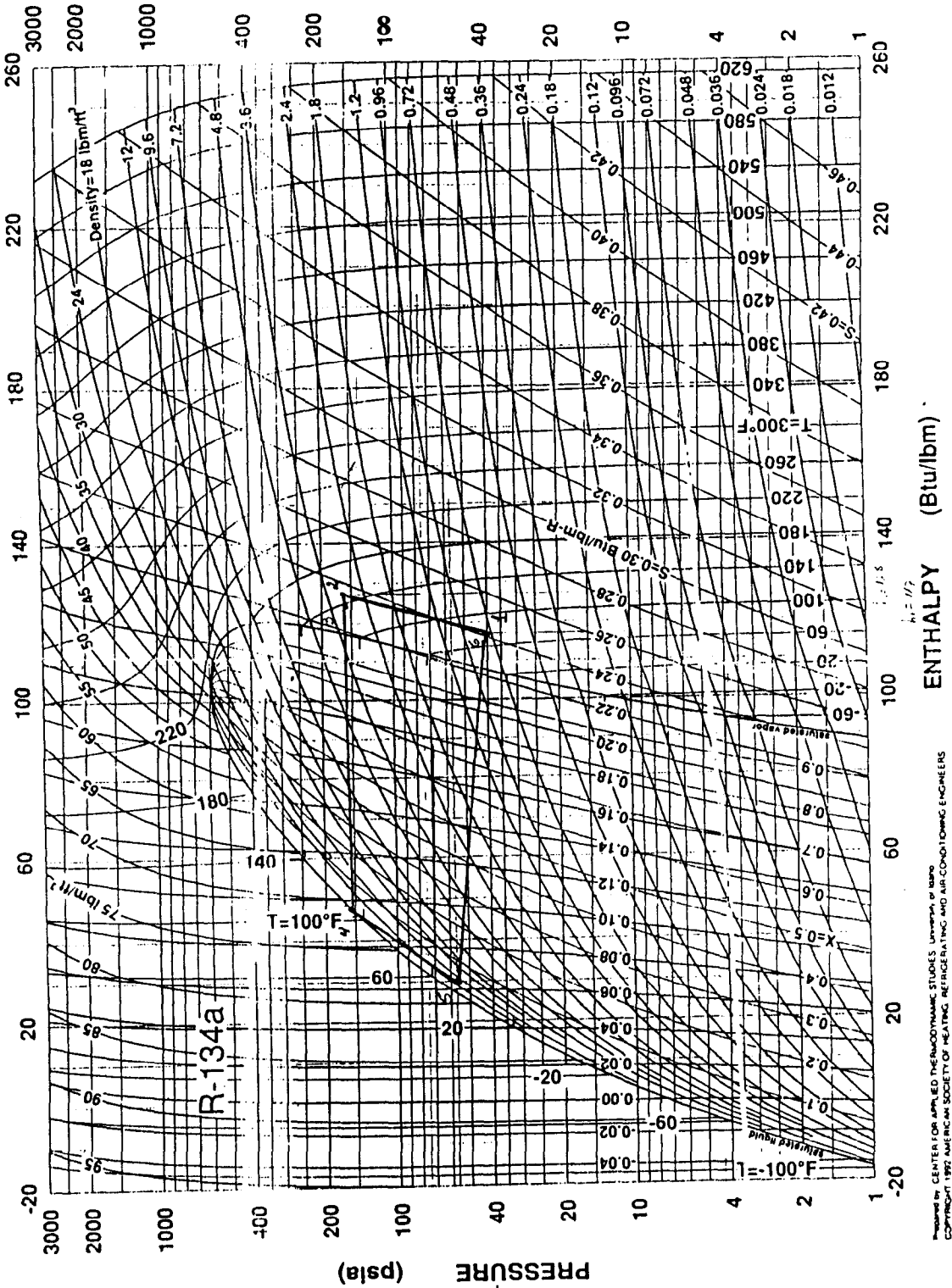
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA PEQUEÑA - VELOCIDAD ALTA



PREPARED BY: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF ILLINOIS
 COPYRIGHT 1992, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

APENDICE H

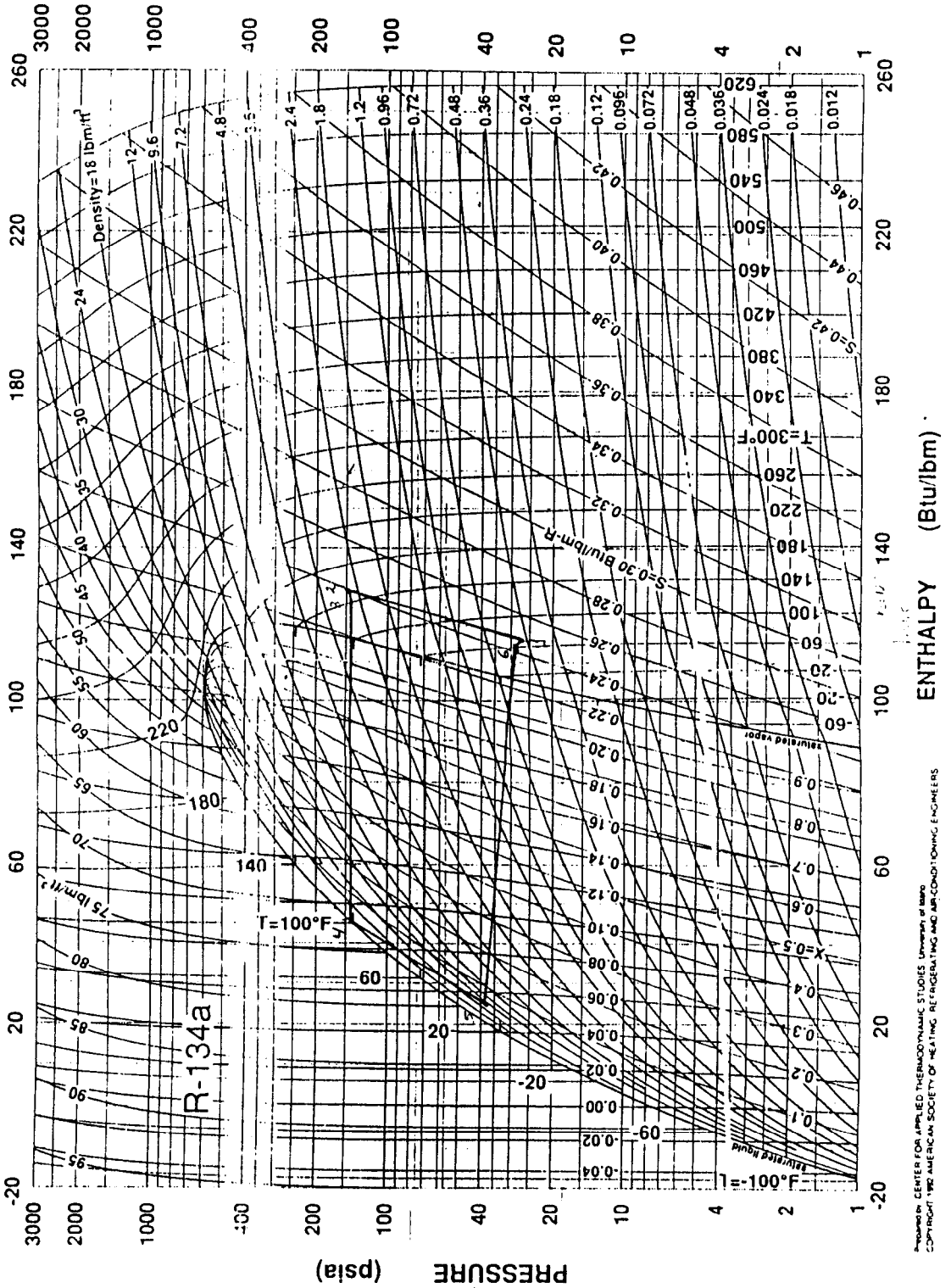
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA PEQUEÑA - VELOCIDAD MEDIA



Prepared by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF MARYLAND
 COPYRIGHT 1987 AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

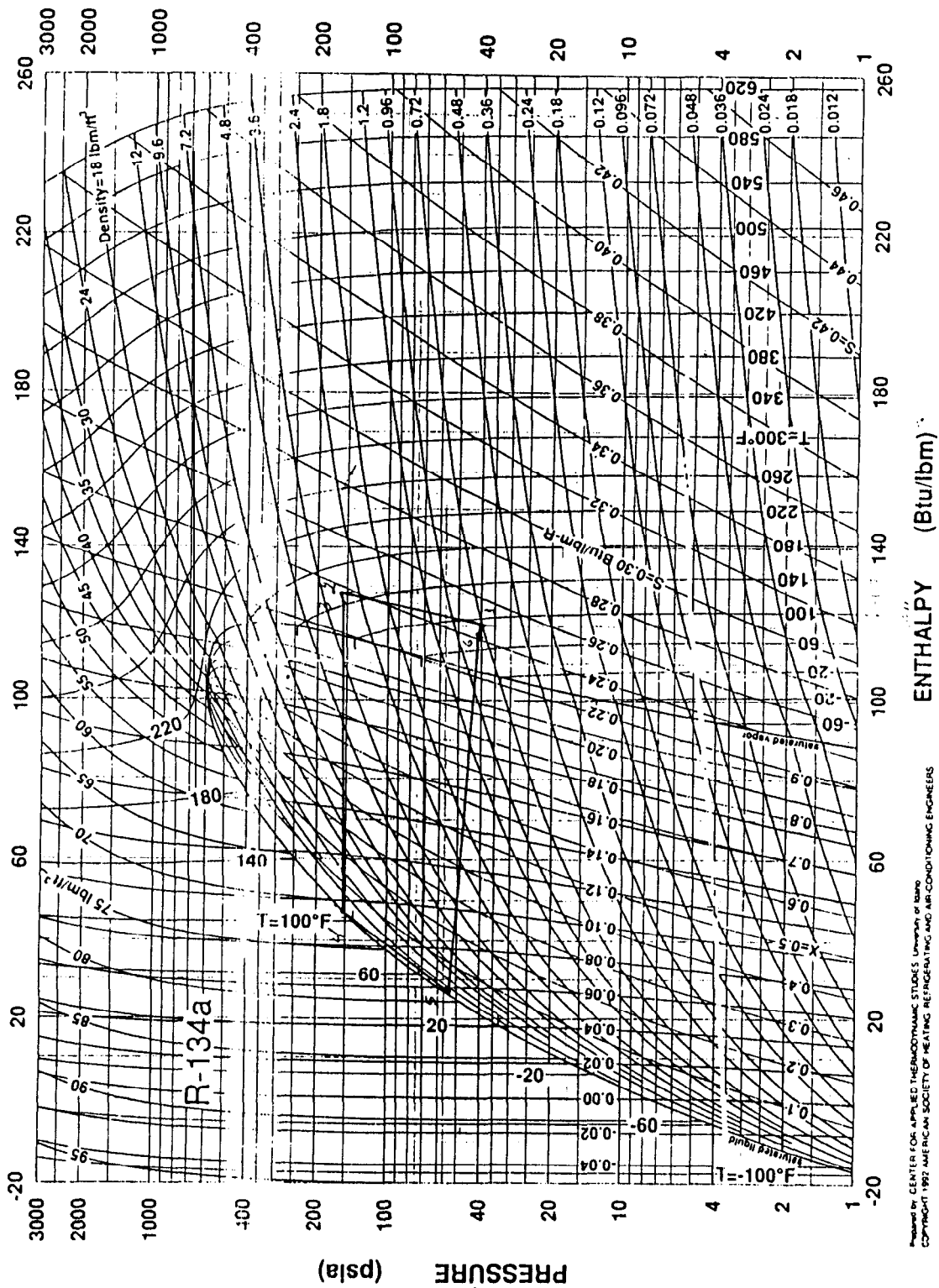
APENDICE J

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a CAPILAR - VELOCIDAD ALTA



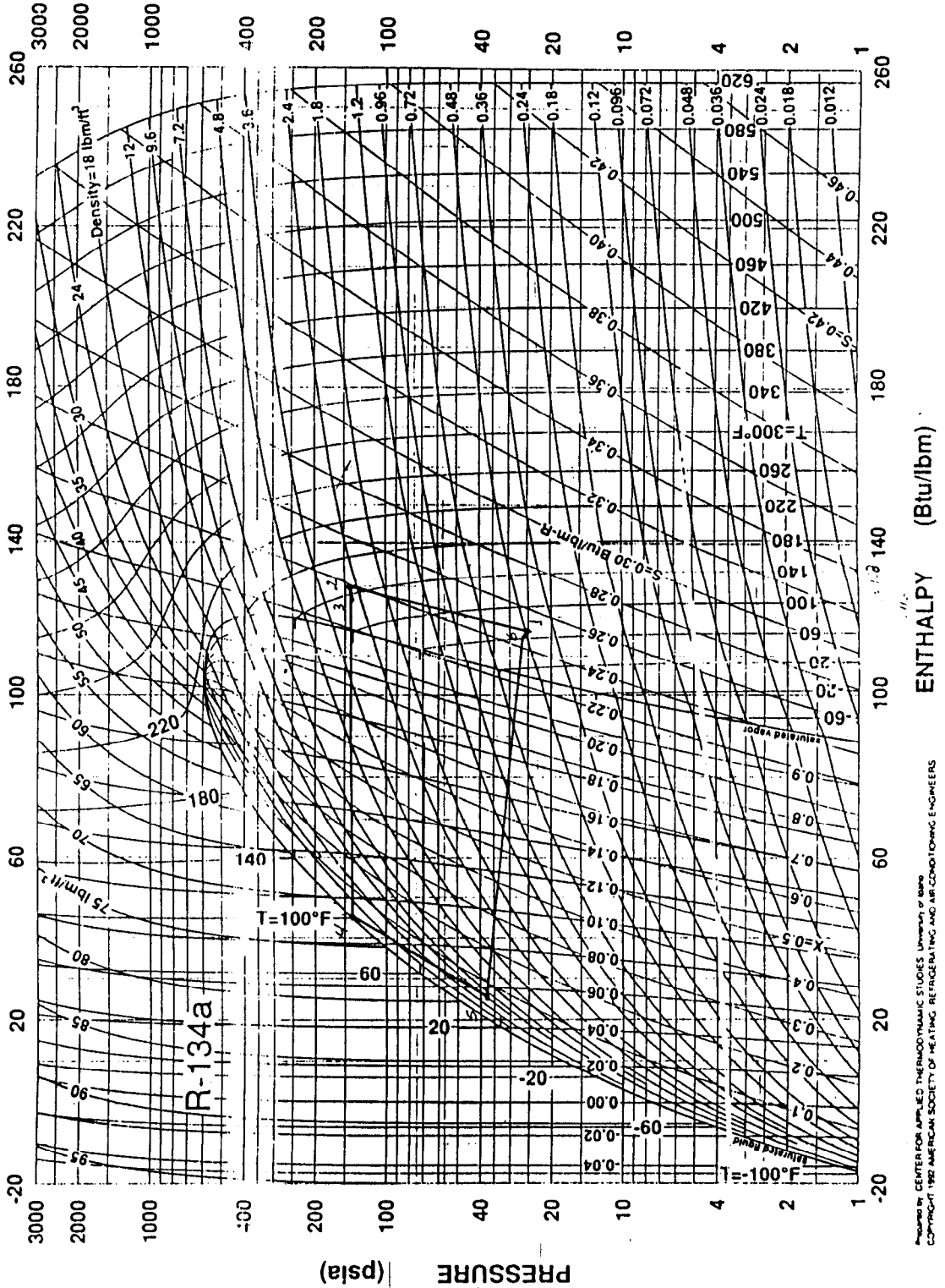
APENDICE I

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a VALVULA PEQUEÑA - VELOCIDAD BAJA



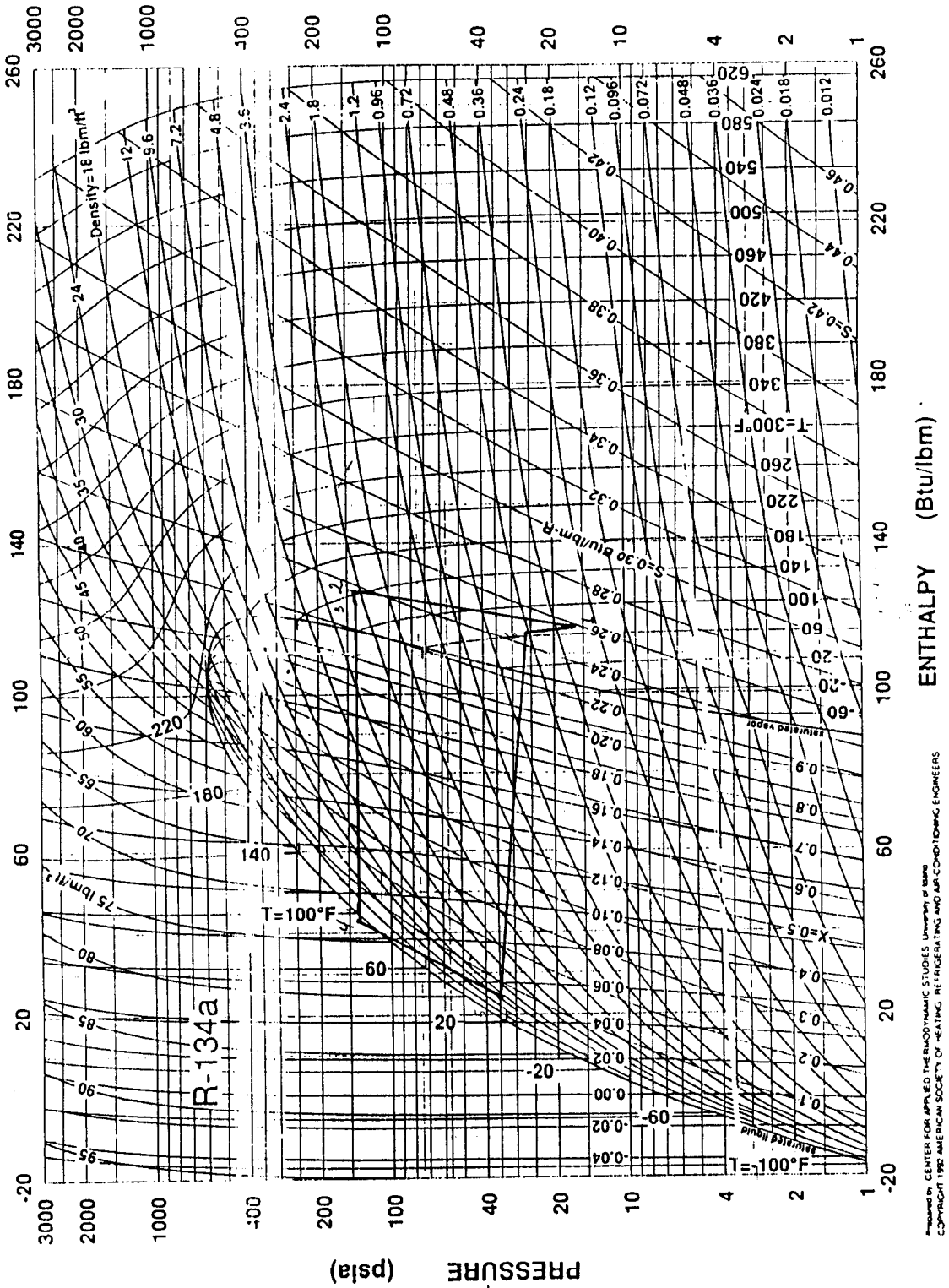
APENDICE K

**DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a
 CAPILAR - VELOCIDAD MEDIA**



APENDICE L

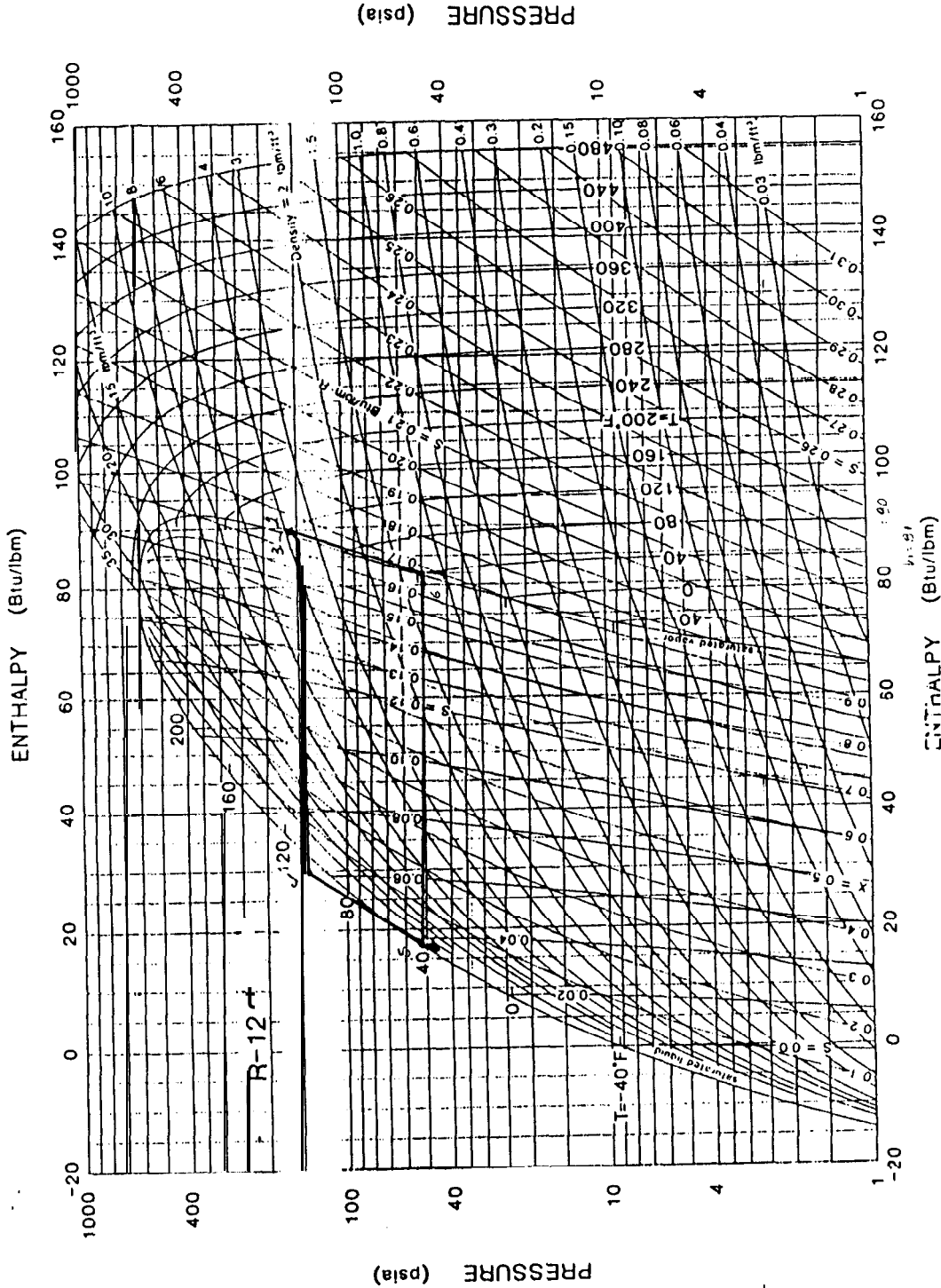
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R134a CAPILAR - VELOCIDAD BAJA



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
 Copyright 1982 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

APENDICE N

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 VALVULA GRANDE - VELOCIDAD ALTA

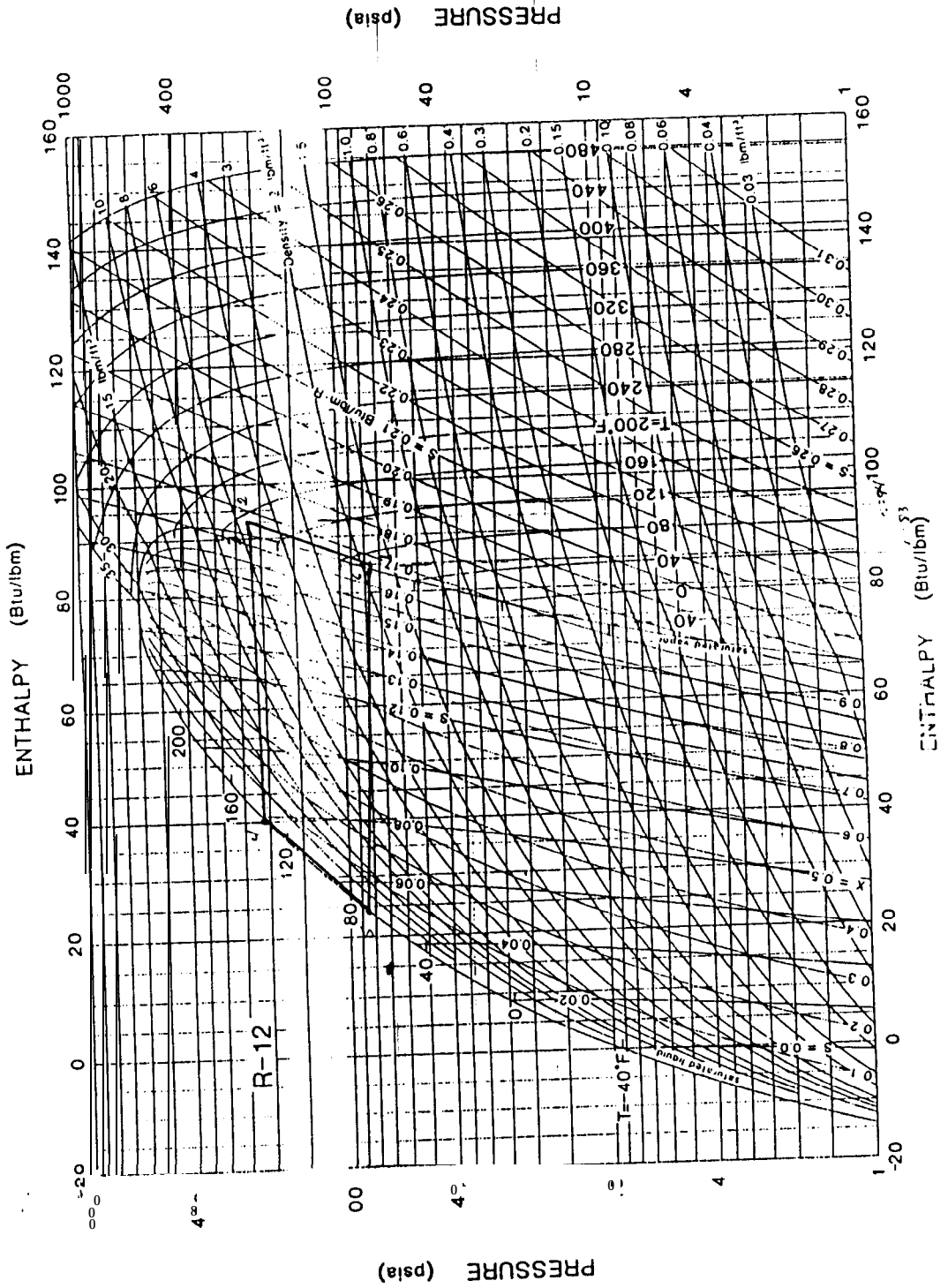


Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF MARY
 Copyright 1985, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 9 Pressure-Enthalpy Diagram for R-12

APENDICE 0

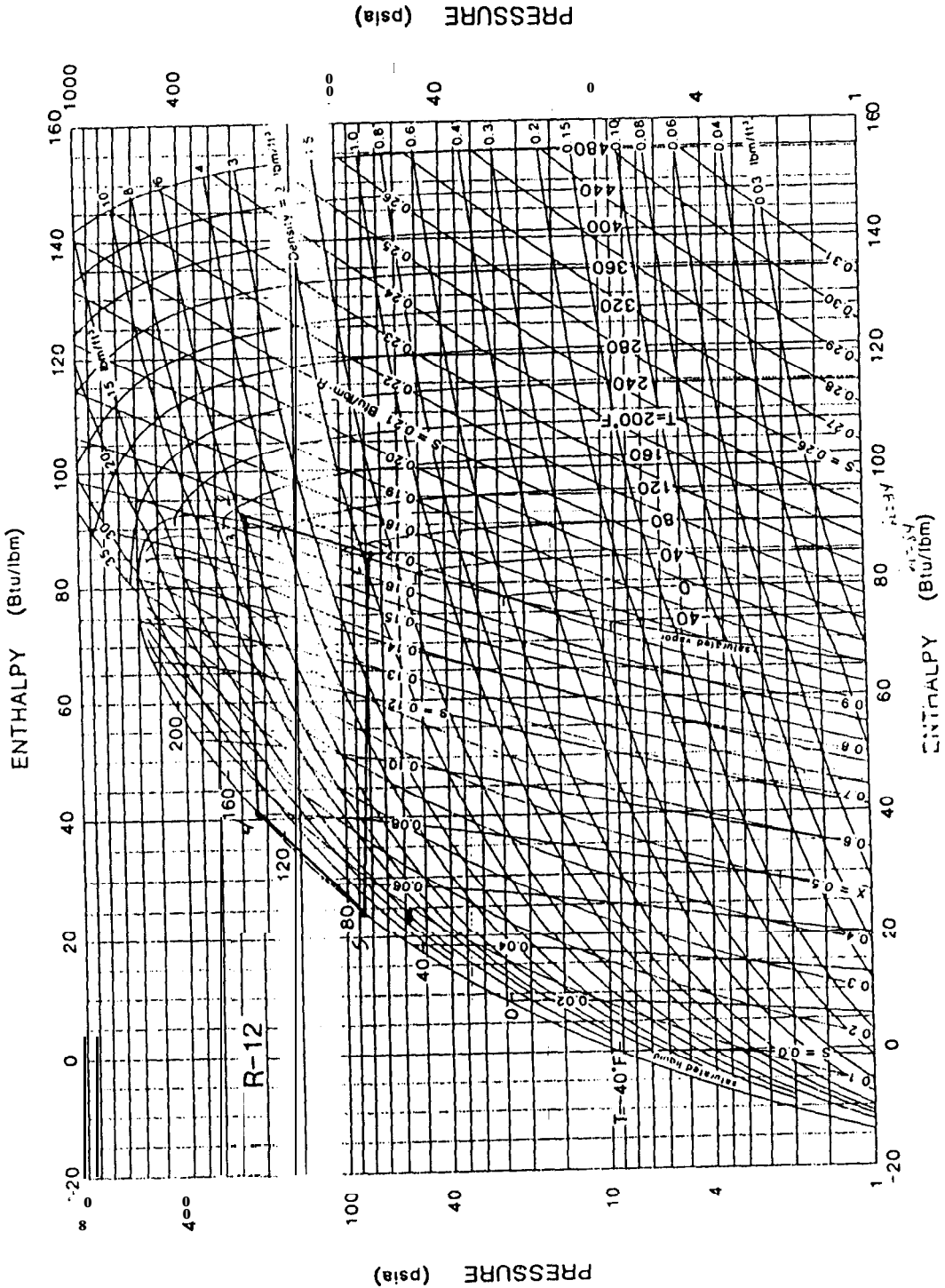
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 VALVULA PEQUEÑA - VELOCIDAD MEDIA



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF MARYLAND
 Copyright: 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

APENDICE P

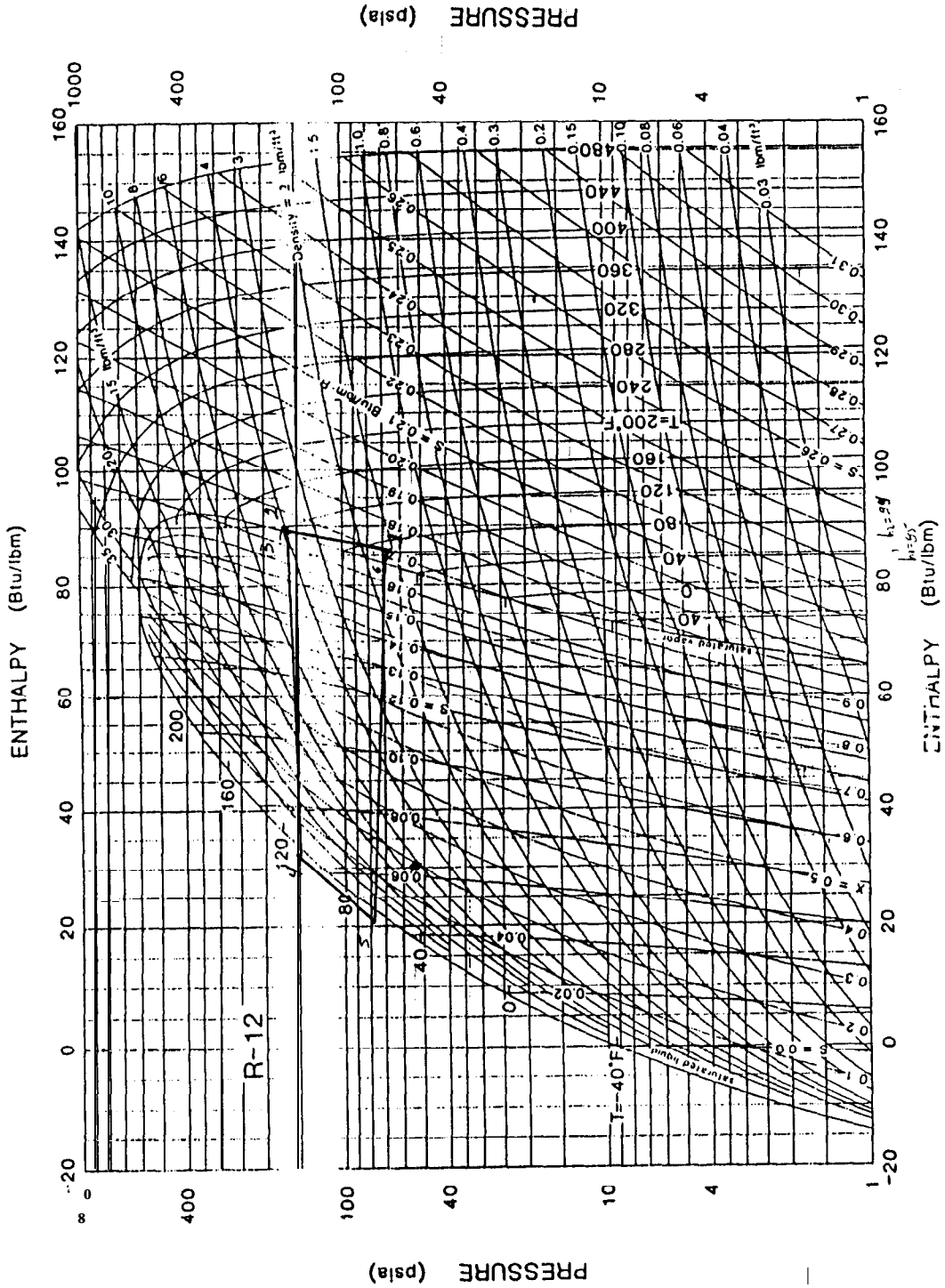
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 VALVULA PEQUEÑA - VELOCIDAD BAJA



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
 COPRIGHT © 1983, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

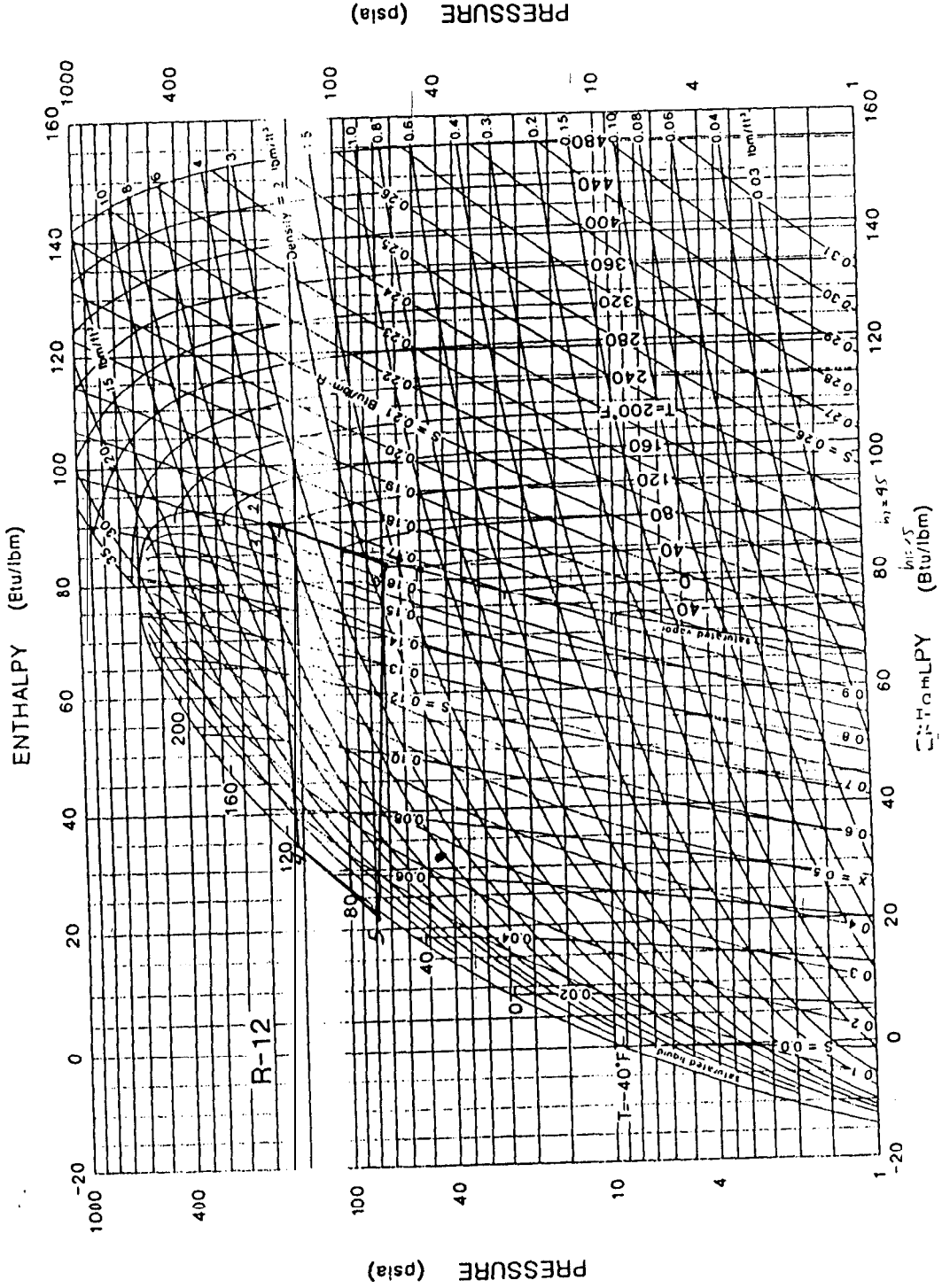
APENDICE Q

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 CAPILAR - VELOCIDAD ALTA



APENDICE R

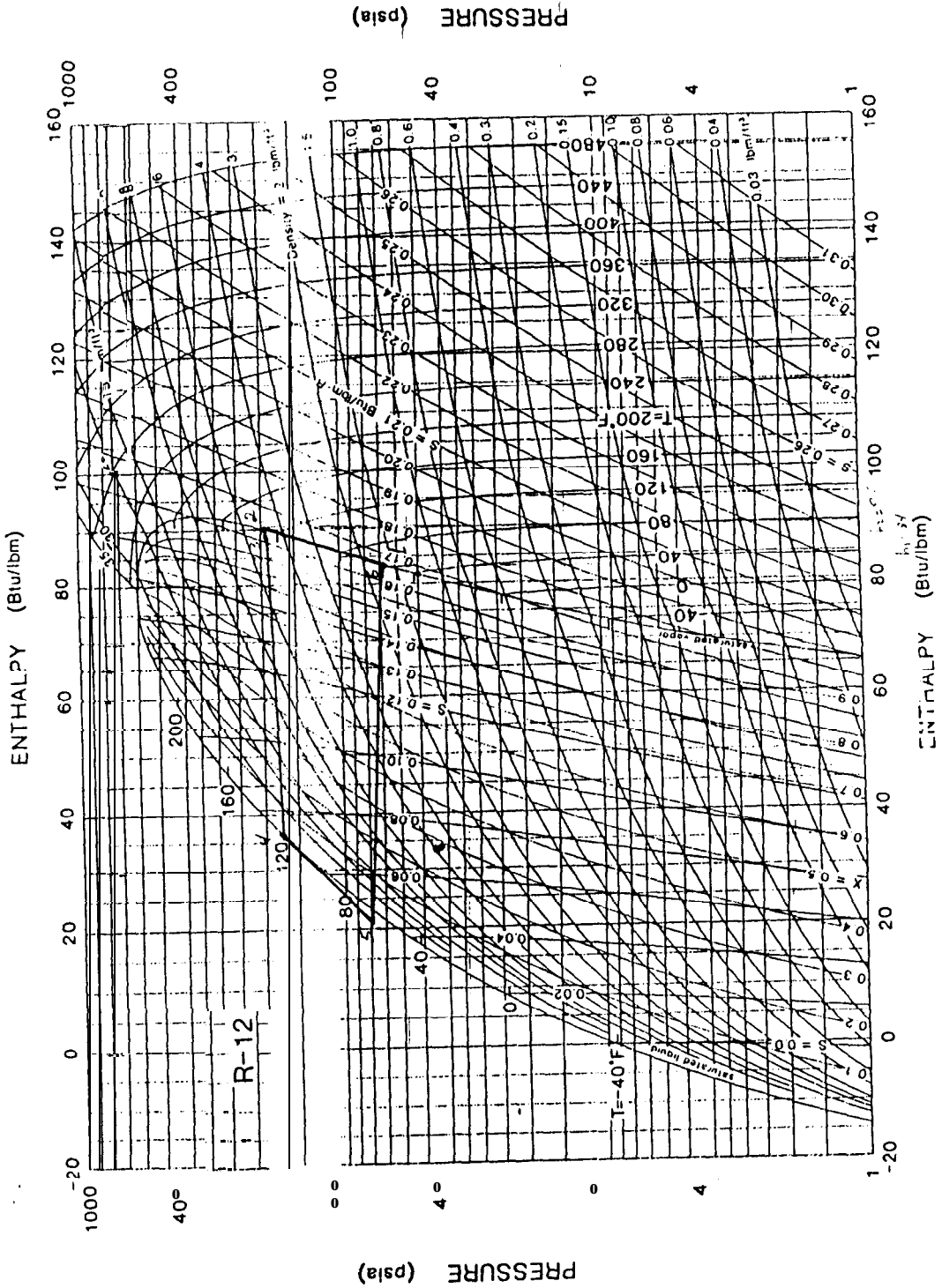
DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 CAPILAR - VELOCIDAD MEDIA



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, UNIVERSITY OF MISSOURI
 Copyright: 1989, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

APENDICE S

DIAGRAMA PRESION - ENTALPIA R12 CAPILAR - VELOCIDAD BAJA



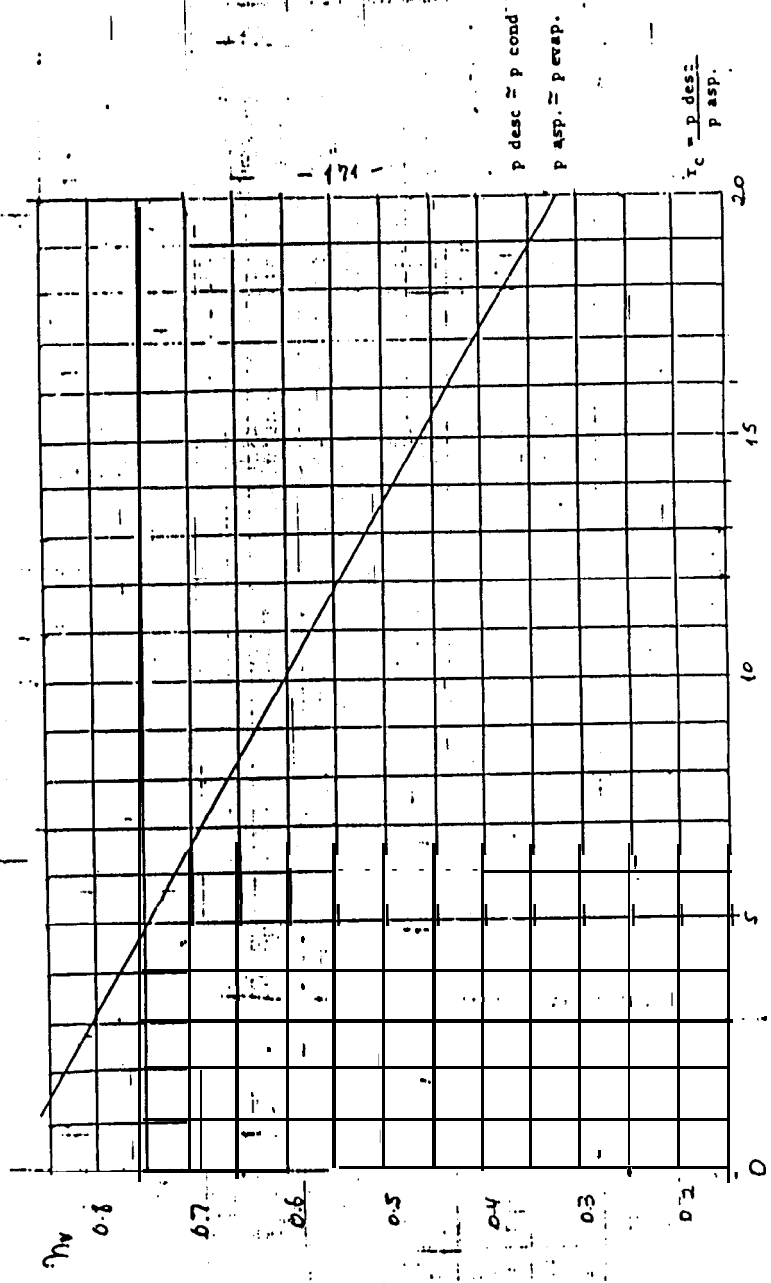
Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Miami
 Copyright © 1981, AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

APENDICE T

CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRIC0 V S RELACION (TASA) DE COMPRESION

CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRIC0 VS RELACION (TASA) DE COMPRESION

Nota: Se asume que esta curva es válida para todos los compresores y fluidos refrigerantes considerados:



BIBLIOGRAFIA

1. BOTERO CAMILO, Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado, Cámara Nacional de Industria Editorial, 1987, 1^{ra} Edición, Cap. #8, Mexico D.F.
2. DUPONT PUBLICACIONES, Propiedades de Refrigerantes "SUVA" ER-8-SP, boletín de muestras, Estados Unidos.
3. FAJRIS VIRGIL / SJMMANG CLIFFORD, Termodinámica de Fairis, Noriega Editores, 1990, 1^{ra} Edición, Mexico D. F.
4. JNCROPERA FRANK / DE WITT DAVJD, Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa, Wiley, 1990, 3^{ra} Edición, , Tabla A4 Propiedades de los gases, New York - Estados Unidos.
5. PITA G. EDWARD, Principios y Sistemas de refrigeración, Edit. Linrrtsa, 1^{ra} Edición, 1991, Cap.# 3, Cap.# 4, México D.F.
6. SJCON, Boletín Técnico FIC FRIO, 2993.
7. Stamper & Coral, Handbook of Air Conditioning, Heating and Ventilating, Stamper & Coral Editors, 3^{ra} Edición,
8. VARGAS ZUÑIGA ANGEL, Instalaciones Frigoríficas para buques pesqueros, Editorial Series VZ, 2^{da} Edición,, Cap. #1, Guayaquil - Ecuador
9. VARGAS ZUÑIGA ANGEL, Curso Básico de Refrigeración, Editorial Series VZ, 1974, 5ta. Reimpresión, Cap, #6, Guayaquil - Ecuador.