

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**



FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

**PROYECTO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN
DE UNA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN
COMERCIAL**



T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

SALVADOR SÁNCHEZ CUEVAS

MÉXICO, D.F., FEBRERO DEL 2007



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Dedicada a:

La memoria de mi madre,

Sra. María Estela Cuevas Macías

Por su infinito e incondicional apoyo siempre en todos mis estudios.

Dedicada a:

Mis hermanos:

Ramiro
José Luis
Eliezer
Juan Manuel
Martha Alicia
Sergio
Martín
María de Jesús
Ignacio
Herlinda

Y a la memoria de nuestro hermano,

Jorge

Quienes me apoyaron para que yo pudiera continuar estudiando una carrera. Mi agradecimiento más sincero.

Dedicada a:

Mis maestros:

Ing. Rogelio González Oropeza
Ing. Vicente López Fernández
Ing. Eduardo Hernández Goribar
Ing. Manuel Enríquez Poy
Ing. Rodrigo Bengoechea Olguín
Ing. Eduardo Lemus Soto
Ing. Lubín Martínez Hernández

Por mi preparación en la Mecánica y Térmica de los Fluidos.
Todo mi reconocimiento a su capacidad y vocación para
transmitir sus conocimientos y experiencias.

Dedicada a:

Todos mis maestros de la Facultad por todas las enseñanzas
recibidas. Muchas gracias por la paciencia que me tuvieron.

Dedicada a:

Mi Facultad: sus directivos, administrativos, maestros, alumnos, técnicos y trabajadores en general.

Porque siempre me brindaron todos los medios y el apoyo para poder cursar mis estudios en su seno, semillero de Ingenieros útiles al servicio de la Nación.

Dedicada al:

Ing. Ubaldo Eduardo Márquez Amador

Profesor Investigador de la Facultad

Por todo su valioso tiempo invertido para dirigir este trabajo; por su preocupación atenta y desinteresada porque yo concluyera mi carrera. Mi reconocimiento como persona y como profesional y mi eterno agradecimiento.

Dedicada a:

Mi esposa,

Cecilia Sánchez Pareja

Y a nuestros hijos,

Cecilia y Salvador

Motores y Fuentes de inspiración que me impulsaron a alcanzar esta meta en mi vida. Les agradezco por toda su confianza, su cariño y su comprensión en los momentos más difíciles.

ÍNDICE TEMÁTICO

PÁGINA

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

I.1. LA NECESIDAD DE REFRIGERACIÓN DE LOS PRODUCTOS ALIMENTICIOS	1
I.2. LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA: ANTECEDENTES; EVOLUCIÓN HISTÓRICA; LA TECNOLOGÍA ACTUAL	3

CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS TEÓRICOS. LA TERMODINÁMICA DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA.

II.1. PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	5
II.2. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	5
II.3. ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA	6
II.4. ECUACIÓN SIMPLE DE LA ENERGÍA	7
II.5. LEYES DE LOS GASES PERFECTOS	9
II.6. ECUACIÓN CARACTERÍSTICA DE LOS GASES PERFECTOS ..	10
II.7. LEY DE LA ENERGÍA INTERNA DE LOS GASES PERFECTOS.	11
II.8. CALOR ESPECÍFICO	12
II.9. RELACIONES ENTRE CALORES ESPECÍFICOS	14
II.10. ENTALPÍA DE LOS GASES PERFECTOS	14
II.11. PROCESOS REVERSIBLES Y PROCESOS IRREVERSIBLES ...	15
II.12. ECUACIONES PARA LAS EVOLUCIONES DE LOS GASES	17
II.13. ENTROPÍA	20
II.14. EVOLUCIONES ADIABÁTICAS	22
II.15. EL CICLO DE CARNOT	24

CAPÍTULO III: MÁQUINAS TÉRMICAS REVERSIBLES: EL REFRIGERADOR DE CARNOT.

III.1. EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO	28
III.2. COEFICIENTE DE OPERACIÓN	29
III.3. UNIDADES DE CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN	30
III.4. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA	30
III.5. REFRIGERACIÓN CON COMPRESORES DE ÉMBOLO	31
III.6. CICLO COMERCIAL DE REFRIGERACIÓN	31
III.7. CÁLCULOS EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN	34
III.8. EL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA	36
III.9. FLUIDOS REFRIGERANTES	40

CAPÍTULO IV: PROYECTO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

IV.1. ESTUDIO DE VIABILIDAD	46
IV.2. PROYECTO PRELIMINAR	53
IV.3. DISEÑO FINAL DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN	
IV.3.1. CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN	56
IV.3.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE	73
IV.3.3. SELECCIÓN DEL EVAPORADOR	82
IV.3.4. SELECCIÓN DEL CONDENSADOR	84
IV.3.5. SELECCIÓN DEL DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN	87
IV.3.6. CÁLCULOS PARA EL CICLO TEÓRICO	92
IV.3.7. CÁLCULOS PARA EL CICLO REAL	95
IV.4. CONSTRUCCIÓN DEL CUARTO REFRIGERADO	100
IV.5. INSTALACIÓN DEL EQUIPO	101
IV.5.1. INSTALACIÓN AUTOMATIZADA DE LA CÁMARA	102

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES	108
--------------------------------	-----

BIBLIOGRAFÍA	110
---------------------------	-----

ANEXOS

TABLA IX-8. GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL EQUIPO ELÉCTRICO	111
TABLA IX-15. CAMBIO PROMEDIO DE AIRE PARA CUARTO DE ALMACENAMIENTO SUPERIOR A 32 °F, DEBIDO A APERTURA DE PUERTAS Y FILTRACIÓN.	111
TABLA XII-1. TEMPERATURA DIFERENCIAL ΔT PARA OBTENER UNA HUMEDAD RELATIVA DETERMINADA	112
FIGURAS IX-34 Y IX-35 PARA DETERMINAR CALOR LATENTE Y CALOR SENSIBLE DEL CUERPO HUMANO REALIZANDO DIFERENTES ACTIVIDADES	113
TABLA III-2. PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE AIRE CON VAPOR DE AGUA SATURADO (EXTRACTO)	114
GRÁFICA 1. DIAGRAMA DE MOLLIER PARA REFRIGERANTE R-404A	115
GRÁFICA 2. CARTA PSICROMÉTRICA	116
TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-404A	117
TABLA DE DATOS TÉCNICOS DEL REFRIGERANTE R-404A	118
TABLA IX-12. DATOS DE DISEÑO PARA ALMACENAJE DE CARNE (EXTRACTO) ..	119
TABLA PARA LA SELECCIÓN DE UNIDADES ENFRIADORA Y CONDENSADORA	120
TABLAS 3 Y 4 PARA SELECCIÓN DE LA VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN	121
TABLAS A, B Y C PARA SELECCIONAR CAPACIDAD VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN	122
TABLA 10-4. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE MATERIALES DE CUARTOS FRÍOS ..	123

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

I.1. LA NECESIDAD DE REFRIGERACIÓN DE LOS PRODUCTOS ALIMENTICIOS

DESDE TIEMPOS MUY REMOTOS EL HOMBRE HA TENIDO LA NECESIDAD DE LA CONSERVACIÓN DE SUS ALIMENTOS. ACTUALMENTE ESTA NECESIDAD HA AUMENTADO DEBIDO A LA EXISTENCIA DE GRANDES POBLACIONES URBANAS QUE REGULARMENTE ESTÁN A GRANDES DISTANCIAS DE LOS LUGARES DONDE LOS ALIMENTOS SON PRODUCIDOS O PROCESADOS (CARNES, FRUTAS, VERDURAS Y PRODUCTOS LÁCTEOS).

LA IMPORTANCIA DE LA REFRIGERACIÓN RADICA EN QUE CONSERVA LOS ALIMENTOS EN BUEN ESTADO (SIN CAMBIAR EN MUCHO SU SABOR Y SU PRESENTACIÓN), LO CUAL NO OCURRE CABALMENTE CON OTROS MÉTODOS DE CONSERVACIÓN (COMO POR EJEMPLO: ENVASADO AL VACÍO).

EL HOMBRE HA DESCUBIERTO Y DESARROLLADO VARIOS MÉTODOS DE CONSERVACIÓN DE LOS ALIMENTOS, ENTRE LOS CUALES TENEMOS: LA DESHIDRATACIÓN O SECADO, EL AHUMADO O PRECOCIDO, EN SALMUERA, EL SALADO Y LA REFRIGERACIÓN.

SIN EMBARGO, COMO SE DIJO ANTES, LOS PRIMEROS CUATRO MÉTODOS, PESE A QUE CUMPLEN BIEN CON SU OBJETIVO, TIENEN EL INCOVENIENTE DE QUE LE CAMBIAN EL SABOR Y LA PRESENTACIÓN A LOS ALIMENTOS ASÍ PRESERVADOS.

FUÉ CON LA INVENCIÓN DEL MICROSCOPIO Y CON EL AVANCE EN EL ESTUDIO DE LOS MICROORGANISMOS QUE PROVOCAN LA DESCOMPOSICIÓN DE LOS ALIMENTOS ASÍ PRESERVADOS, COMO EN FRANCIA SE DESARROLLÓ EL MÉTODO DE CONSERVACIÓN POR ENVASADO, USANDO PRODUCTOS QUÍMICOS EN PEQUEÑAS PROPORCIONES COMO CONSERVADORES. SIN EMBARGO, ESTO TAMBIÉN LE DA UN SABOR A LOS ALIMENTOS DIFERENTE AL ORIGINAL.

AUNQUE EL MÉTODO DE CONSERVACIÓN DE LOS ALIMENTOS POR REFRIGERACIÓN YA LO UTILIZABAN LOS CHINOS MUCHOS AÑOS ANTES, FUÉ EL DESARROLLO DE LA CIENCIA (LA TERMODINÁMICA Y LA TRANSFERENCIA DE CALOR) LO QUE ACELERÓ EL USO DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA (DOMÉSTICA, COMERCIAL E INDUSTRIAL)

PARA MEJORAR LA CONSERVACIÓN: ALIMENTOS MÁS FRESCOS, CON SU SABOR ORIGINAL Y POR PERÍODOS MÁS LARGOS.

SIN EMBARGO, LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA TIENE UNA DESVENTAJA RESPECTO A LOS OTROS MÉTODOS: ES COSTOSA. LAS FRUTAS O VERDURAS DEBEN DE INTRODUCIRSE EN UN REFRIGERADOR INMEDIATAMENTE DESPUÉS DE SU RECOLECCIÓN; LAS CARNES, DESPUÉS DEL SACRIFICIO DEL ANIMAL O DE SU PROCESAMIENTO, DEBIENDO DE CONTINUARSE CON SU REFRIGERACIÓN HASTA QUE EL PRODUCTO SEA CONSUMIDO.

CON EL FIN DE COMPRENDER MEJOR EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN Y, EN GENERAL, EL DE LA CONSERVACIÓN DE LOS ALIMENTOS, ENTENDIDA ÉSTA COMO LA ACCIÓN DE PREVENIR O RETARDAR EL DETERIORO Y LA DESCOMPOSICIÓN DE LOS ALIMENTOS, CONOZCAMOS LAS CAUSAS QUE PRODUCEN DICHO DETERIORO.

GENERALMENTE LOS CAUSANTES DE LA DESCOMPOSICIÓN DE LOS ALIMENTOS SON LAS ENZIMAS Y LOS MICROORGANISMOS. A CONTINUACIÓN CITO LOS TRATADOS DE MICROBIOLOGÍA SOBRE EL PARTICULAR.

LAS ENZIMAS SON AGENTES CATALÍTICOS CAPACES DE EFECTUAR CAMBIOS QUÍMICOS EN LAS SUBSTANCIAS ORGÁNICAS. LAS ENZIMAS DESTRUYEN A LOS ALIMENTOS, PERO A LAS ENZIMAS SE LES DESTRUYE A TEMPERATURAS ALTAS (MAYORES DE 72 °C). POR OTRO LADO, LAS ENZIMAS SON RESISTENTES Y PUEDEN CONTINUAR SU ACTIVIDAD DE DETERIORO DÉBILMENTE A TEMPERATURAS MENORES A -17 °C.

LOS MICROORGANISMOS SON UN GRUPO COMPLETO DE PLANTAS Y ANIMALES MICROSCÓPICOS Y SUBMICROSCÓPICOS. ENTRE ELLOS: LAS BACTERIAS, LAS LEVADURAS Y EL MOHO.

LAS BACTERIAS SON UNA FORMA DE VIDA MUY SIMPLE DE PLANTAS; CRECEN Y SE REPRODUCEN MUY RÁPIDO: UNA SIMPLE BACTERIA ES CAPAZ DE REPRODUCIRSE, EN 24 HORAS, HASTA EN 34 TRILLONES DE ELLAS; SIN EMBARGO SU CICLO DE VIDA ES RELATIVAMENTE CORTO (MINUTOS U HORAS) DEPENDIENDO DE LA ESPECIE Y DE LA TEMPERATURA ÓPTIMA. LA RAPIDEZ DE CRECIMIENTO DE LAS BACTERIAS SE REDUCE CONSIDERABLEMENTE AL DISMINUIR LA TEMPERATURA.

LEVADURAS. AL IGUAL QUE LAS BACTERIAS, LAS LEVADURAS NECESITAN AIRE, ALIMENTO Y HUMEDAD PARA SU DESARROLLO; SON SENSIBLES A LAS BAJAS TEMPERATURAS Y A LOS GRADOS DE ACIDEZ O

ALCALINIDAD DEL AMBIENTE, PERO LAS ESPORAS DE LEVADURA SON EN EXTREMO RESISTENTES, ES DECIR, PUEDEN SOPORTAR CONDICIONES EXTREMAS ADVERSAS POR PERIODOS LARGOS.

EL MOHO, AL IGUAL QUE LAS LEVADURAS, SE PRODUCEN POR LA FORMACIÓN DE ESPORAS. SU CRECIMIENTO PUEDE SER INHIBIDO POR TEMPERATURAS MENORES A 0 °C. DEBAJO DE LOS -12 °C, EL CRECIMIENTO DE CUALQUIER ESPECIE DE MOHO CESA.

ENTONCES, EN LO QUE SE REFIERE A LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS SUSCEPTIBLES A LA PUTREFACCIÓN, COMO ES LA CARNE, ESTO SE LOGRA A TEMPERATURAS BAJAS CON LA FINALIDAD DE RETARDAR LA ACTIVIDAD DE LOS AGENTES DESTRUCTORES.

CON BAJAS TEMPERATURAS SE REDUCE LA ACTIVIDAD DE LAS ENZIMAS ASÍ COMO LA DE LOS MICROORGANISMOS, PROPORCIONÁNDONOS UN MÉTODO PRÁCTICO DE CONSERVACIÓN EN SU ESTADO FRESCO ORIGINAL POR PERIODOS RELATIVAMENTE LARGOS.

I.2. LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA

ANTECEDENTES

YA NUESTROS ANTEPASADOS, DESDE TIEMPOS MUY REMOTOS, CONOCÍAN LOS EFECTOS QUE OCASIONABA EL FRÍO, EL HIELO Y LA NIEVE SOBRE SUS CUERPOS Y SOBRE LAS COSAS QUE LOS RODEABAN.

OBSERVARON POR EJEMPLO QUE EL HIELO CONSERVABA POR MÁS TIEMPO LA CARNE DE LOS ANIMALES QUE CAZABAN. O BIEN, QUE LOS CUERPOS DE SUS SEMEJANTES MUERTOS PERMANECÍAN INCORRUPTOS POR MÁS TIEMPO.

LOS CHINOS FUERON LOS PRIMEROS EN RECOLECTAR Y EMPACAR EL HIELO EN EL INVIERNO PARA DESPUÉS USARLO EN EL VERANO.

EVOLUCIÓN HISTÓRICA

FUE EN LA DÉCADA DE 1900 CUANDO SE DESARROLLÓ LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA A PARTIR DEL USO DEL CICLO MÁS EFICIENTE DE UNA MÁQUINA TÉRMICA REVERSIBLE IDEADO POR SADI CARNOT EN 1824.

EN LOS INICIOS DE LA REFRIGERACIÓN, EL EQUIPO NECESARIO ERA MUY VOLUMINOSO, NO ERA MUY EFICIENTE Y RESULTABA MUY COSTOSA SU OPERACIÓN.

LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA HA AVANZADO Y HA TENIDO UN GRAN DESARROLLO GRACIAS AL CONOCIMIENTO Y USO DE UNA GRAN VARIEDAD DE LÍQUIDOS REFRIGERANTES, DE MATERIALES AISLANTES TÉRMICOS, ASÍ COMO AL DESARROLLO DE LA INDUSTRIA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA QUE PROPORCIONA LOS EQUIPOS DE OPERACIÓN Y CONTROL NECESARIOS (MOTORES, TERMOSTATOS REGULADORES, ARRANCADORES, TERMÓMETROS ELECTRÓNICOS, RELEVADORES).

EN LA ACTUALIDAD LAS MÁQUINAS DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA NO SON FIJAS SOLAMENTE, PUEDEN SER SEMIFIJAS O MÓVILES. FIJAS, COMO LAS GRANDES CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL EN LOS SUPERMERCADOS, EN LOS HOSPITALES O EN LAS MORGUES; SEMIFIJAS, COMO LAS PEQUEÑAS CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN DOMÉSTICAS, COMÚNMENTE CONOCIDAS SIMPLEMENTE COMO REFRIGERADORES; O BIEN, MÓVILES, COMO AQUÉLLAS QUE SE MONTAN EN VEHÍCULOS DE CARGA PARA TRANSPORTAR LOS ALIMENTOS DESDE EL LUGAR DE RECOLECCIÓN O PROCESAMIENTO HASTA EL MERCADO DONDE SERÁN DISTRIBUIDOS PARA SU CONSUMO.

BIBLIOGRAFÍA PARA ESTE CAPÍTULO:

- 1.- FÍSICA. PARTE I. ROBERT RESNICK Y DAVID HALLIDAY. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. DECIMASEXTA IMPRESIÓN. 1979.
- 2.- PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. ROY J. DOSSAT. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. SÉPTIMA IMPRESIÓN. 1988.
- 3.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA. WILLIAM C. REYNOLDS Y HENRY C. PERKINS. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA IMPRESIÓN. 1980.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA

ES NECESARIO ESTABLECER PREVIAMENTE CUÁLES SON Y EN QUÉ CONSISTEN LOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA, ASÍ COMO, HACER UN DESARROLLO BREVE PARA LLEGAR A LOS MODELOS MATEMÁTICOS QUE NECESITAREMOS EN EL DISEÑO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA EN CUANTO A LA SELECCIÓN DEL EQUIPO (TIPO, TAMAÑO, EFICIENCIA, CAPACIDAD, COSTOS, EN FIN).

II.1. PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA O PRINCIPIO DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DICE QUE "LA ENERGÍA NO PUEDE CREARSE NI DESTRUIRSE SINO ÚNICAMENTE CONVERTIRSE DE UNA FORMA A OTRA".

EN UN SISTEMA CERRADO, LA PRIMERA LEY SÓLO CONSIDERA TRES MANIFESTACIONES DE LA ENERGÍA: LA ENERGÍA INTERNA, EL CALOR Y EL TRABAJO, Y ESTABLECE QUE DEBE CUMPLIRSE QUE

"EL CALOR ABSORBIDO POR EL SISTEMA ES IGUAL AL INCREMENTO DE SU ENERGÍA INTERNA MÁS EL TRABAJO EFECTUADO POR EL SISTEMA"

II.2. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

"EN UNA MÁQUINA TÉRMICA ES IMPOSIBLE ENVIAR CALOR DE UN CUERPO A OTRO A TEMPERATURA MÁS ELEVADA SIN LA AYUDA DE UN AGENTE EXTERNO QUE ACCIONE TAL MÁQUINA".

NATURALMENTE, EL CALOR SIEMPRE FLUYE DE LOS CUERPOS MÁS CALIENTES HACIA LOS MÁS FRÍOS. PERO PODEMOS OBLIGAR A QUE EL CALOR PASE DE UN NIVEL DE TEMPERATURA MÁS BAJO A UNO MÁS ALTO MEDIANTE UNA MÁQUINA FRIGORÍFICA, SUMINISTRÁNDOLE UNA CIERTA CANTIDAD DE TRABAJO.

EN UN MOTOR TÉRMICO SE TRANSFORMA ENERGÍA CALORÍFICA (O SIMPLEMENTE CALOR) EN ENERGÍA MECÁNICA (O TRABAJO), MIENTRAS QUE EN UNA MÁQUINA FRIGORÍFICA SE TRANSFORMA ENERGÍA MECÁNICA EN ENERGÍA CALORÍFICA.

II.3. ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA

SEA EL SISTEMA TERMODINÁMICO DE LA FIGURA EN EL CUAL TANTO LA MASA COMO LA ENERGÍA PUEDEN ATRAVESAR SUS LÍMITES.

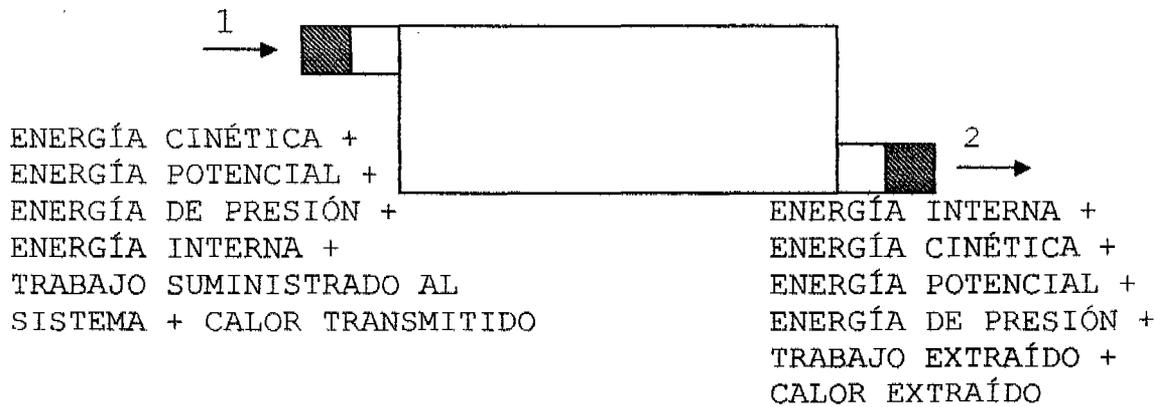


FIGURA 1. SISTEMA TERMODINÁMICO

DEBE DE CUMPLIRSE QUE

MASA QUE ENTRA = MASA QUE SALE DEL SISTEMA

$$m_{en} = m_{sal} = m$$

ENERGÍA QUE ENTRA = ENERGÍA QUE SALE DEL SISTEMA

ES DECIR:

$$Q_{en} + mgz_1 + \frac{mP_1}{\rho_1} + mu_1 + \frac{mv_1^2}{2g} + W_{en} =$$

$$Q_{sal} + mgz_2 + \frac{mP_2}{\rho_2} + mu_2 + \frac{mv_2^2}{2g} + W_{sal} \text{ ----- (1)}$$

EN DONDE:

m = MASA, EN Kg O EN lb

g = ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD = 9.81 m/s² (32.2 pies/s²)

z = ALTURA SOBRE EL NIVEL DE REFERENCIA, EN m O EN pies

P = PRESIÓN ABSOLUTA, EN N/m² O EN lb/pulg²

ρ = DENSIDAD DEL FLUIDO DE TRABAJO, EN Kg/m³ O EN lb/pie³

v = VELOCIDAD DEL FLUIDO DE TRABAJO, EN m/s O EN pies/s

u = ENERGÍA INTERNA POR UNIDAD DE MASA, EN J/Kg O EN BTU/lb

Q = CALOR TRANSMITIDO (HACIA O DESDE EL SISTEMA), EN J O BTU

W = TRABAJO ÚTIL EFECTUADO (SOBRE O POR EL SISTEMA), EN J O EN BTU.

LA ENERGÍA QUÍMICA, EN CASO DE QUE EXISTA, QUEDA INCLUIDA EN LA ENERGÍA INTERNA.

CUANDO UN FLUIDO ATRAVIESA LOS LÍMITES DEL SISTEMA SE OBSERVA QUE LA ENERGÍA INTERNA Y LA DE PRESIÓN APARECEN COMO UNA SOLA A LA QUE DENOMINAMOS **ENTALPÍA (H)**. ES DECIR,

$$H = mu + mP/\rho \quad \text{O BIEN}$$

$$h = H/m = u + P/\rho \quad (\text{ENTALPÍA POR UNIDAD DE MASA})$$

SUSTITUYENDO EN LA ECUACIÓN (1) Y ORDENANDO SUS TÉRMINOS

$$Q - W = H_2 - H_1 + \frac{m(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + mg(z_2 - z_1)$$

O BIEN

$$\frac{Q - W}{m} = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + g(z_2 - z_1) \quad \text{----- (2)}$$

II.4. ECUACIÓN SIMPLE DE LA ENERGÍA PARA PROCESOS SIN FLUJO DE MASA

EN UN SISTEMA CERRADO EL FLUJO DE MASA NO ATRAVIESA LOS LÍMITES; POR LO TANTO NO HABRÁ ENERGÍA ALGUNA ASOCIADA AL MOVIMIENTO DE MASA (ENERGÍA CINÉTICA, ENERGÍA POTENCIAL Y ENERGÍA DE PRESIÓN). ES DECIR, EN LA ECUACIÓN GENERAL DE ENERGÍA (2) TENDREMOS QUE

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 0, \quad g(z_2 - z_1) = 0, \quad P/\rho = 0$$

POR LO TANTO, LA ECUACIÓN (2) SE SIMPLIFICA A

$$\frac{Q - W}{m} = u_2 - u_1 \quad \text{Ó} \quad Q = m(u_2 - u_1) + W \quad \text{Ó} \quad Q = \Delta U + W \quad \text{----- (3)}$$

A LA QUE SE LE CONOCE COMO **ECUACIÓN SIMPLE DE LA ENERGÍA**

PARA UNA PEQUEÑA VARIACIÓN DE ENERGÍA dU EN EL SISTEMA, TENDREMOS ENTONCES $dQ = dU + dW$ ----- (4)

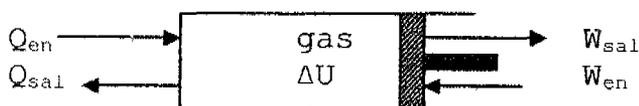


FIGURA 2. SISTEMA TERMODINÁMICO CERRADO

DONDE: dQ y dW NO SON DIFERENCIALES EXACTAS PUESTO QUE NO SON PROPIEDADES DE ESTADO. POR LO TANTO, AL INTEGRAR (4) ENTRE DOS PUNTOS ESTADO 1 Y 2, OBTENEMOS:

$$\int dQ = \int dU + \int dW \quad \text{Ó} \quad {}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2 \quad \text{----- (5)}$$

SEA EL MISMO SISTEMA DE LA FIGURA 2: PARA DETERMINAR EL TRABAJO QUE ENTRA O SALE DEL SISTEMA POR EL MOVIMIENTO DEL PISTÓN EN EL CILINDRO DEBIDO A LA PRESIÓN DEL GAS ENCERRADO ENTRE AMBOS, SUPONGAMOS QUE EL PISTÓN SE DESPLAZA DE LA POSICIÓN C A LA D SIN FRICCIÓN; LA PRESIÓN DEL GAS AUMENTARÁ A TEMPERATURA CONSTANTE DESDE 1 HASTA 2.

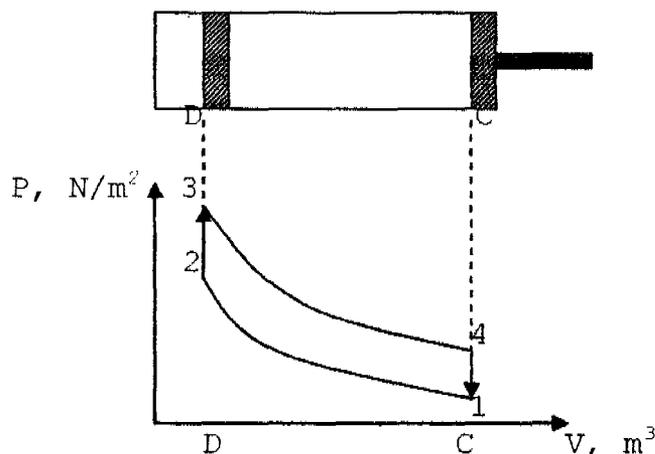


FIGURA 3. DIAGRAMA P VS.V PARA UN SISTEMA CERRADO

PARA UN DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN INFINITAMENTE PEQUEÑO, dL , SI SU SUPERFICIE ES A , LA FUERZA TOTAL EJERCIDA SOBRE ÉL SERÁ PA , Y EL TRABAJO EFECTUADO SERÁ $dW = PA dL$, PERO $A \cdot dL = dV$, UN DIFERENCIAL DE VOLUMEN, ENTONCES $dW = P dV$. INTEGRANDO ENTRE LOS PUNTOS ESTADO 1 Y 2:

$${}_1W_2 = \int_{1-2} P dV \text{ ----- (6)}$$

SI SE AÑADE CALOR AL GAS AL ALCANZAR EL PISTÓN SU POSICIÓN D, LA PRESIÓN AUMENTARÁ Y LLEGARÁ HASTA EL PUNTO ESTADO 3. PUESTO QUE EN ESTE PROCESO NO HAY CAMBIO EN EL VOLUMEN DEL GAS, ES DECIR $dV = 0$, ENTONCES ${}_2W_3 = 0$.

SI A CONTINUACIÓN SE PERMITE QUE EL PISTÓN RETROCEDA DESDE D HASTA C, LA PRESIÓN DEL GAS DISMINUIRÁ DESDE 3 HASTA 4, A TEMPERATURA CONSTANTE, Y EL TRABAJO REALIZADO SERÁ

$${}_3W_4 = \int_{3-4} P dV$$

SI EN ESTA POSICIÓN DEL PISTÓN (C), DEJAMOS QUE EL GAS SE ENFRÍE DESDE 4 HASTA 1, CON UNA TRANSMISIÓN DE CALOR, SE HABRÁ COMPLETADO UN CICLO Y EL TRABAJO RESULTANTE SERÁ

$$W_{\text{neto}} = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1$$

$$W_{\text{neto}} = \int_{1-2} P \, dV + \int_{3-4} p \, dV \text{ ----- (7)}$$

II.5. LEYES DE LOS GASES PERFECTOS

SE CONSIDERA QUE UN GAS ES PERFECTO CUANDO SU COMPORTAMIENTO SIGUE LAS **LEYES DE BOYLE, CHARLES, JOULE Y AVOGADRO.**

NO HAY GASES PERFECTOS O IDEALES PERO ALGUNOS TIENDEN A COMPORTARSE COMO TALES, POR EJEMPLO CUANDO AL AUMENTARLES SU TEMPERATURA, SU PRESIÓN DISMINUYE, A MEDIDA QUE SE RECALIENTA

LEY DE BOYLE: "A TEMPERATURA CONSTANTE, EL VOLUMEN DE UN DETERMINADO PESO DE UN GAS ES INVERSAMENTE PROPORCIONAL A LA PRESIÓN ABSOLUTA".

MATEMÁTICAMENTE, PARA DOS PUNTOS ESTADO 1 Y 2, ESTO SE EXPRESA COMO

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (8)}$$

SIENDO P = PRESIÓN ABSOLUTA

V = VOLUMEN

GRÁFICAMENTE ESTA LEY QUEDA REPRESENTADA EN UN PLANO P VS. V CON UNA HIPÉRBOLA EQUILÁTERA A LA QUE SE LLAMA ISOTERMA, COMO SE OBSERVA EN LA FIGURA 4.

LEY DE CHARLES: "CUANDO UN DETERMINADO PESO DE UN GAS PERFECTO RECIBE O CEDE ENERGÍA MIENTRAS SE MANTIENE A VOLUMEN CONSTANTE, LAS PRESIONES ABSOLUTAS SON DIRECTAMENTE PROPORCIONALES A LAS TEMPERATURAS ABSOLUTAS".

MATEMÁTICAMENTE ESTO SE EXPRESA COMO

$$P_1/T_1 = P_2/T_2 = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (9)}$$

PARA DOS PUNTOS ESTADO 1 Y 2, EN LOS QUE P ES LA PRESIÓN ABSOLUTA Y T ES LA TEMPERATURA ABSOLUTA.

GRÁFICAMENTE ESTA LEY QUEDA REPRESENTADA EN UN PLANO P VS. V POR UNA LÍNEA RECTA VERTICAL A LA QUE LLAMAMOS ISÓCORA.

TAMBIÉN LA LEY DE CHARLES POR OTRO LADO ESTABLECE QUE "CUANDO UN DETERMINADO PESO DE UN GAS PERFECTO ABSORBE O CEDE ENERGÍA MIENTRAS SE MANTIENE A PRESIÓN CONSTANTE, LOS

VOLÚMENES SON DIRECTAMENTE PROPORCIONALES A LAS TEMPERATURAS ABSOLUTAS". ES DECIR, MATEMÁTICAMENTE, QUE

$$V_1/T_1 = V_2/T_2 = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (10)}$$

A ESTA TAMBIÉN SE LE CONOCE COMO "LEY DE GAY-LUSSAC", Y EN EL PLANO P VS. V ESTO QUEDA REPRESENTADO POR UNA LÍNEA RECTA VERTICAL QUE UNE LOS PUNTOS ESTADO 1 Y 2 A LA QUE DENOMINAMOS ISÓBARA.

II.6.ECUACIÓN CARACTERÍSTICA DE LOS GASES PERFECTOS

SI EN UN MISMO PLANO P VS. V GRAFICAMOS LAS DOS LEYES VISTAS ANTERIORMENTE PARA LOS PUNTOS ESTADO 1, 2 Y 3, TENDREMOS LA GRÁFICA QUE SE MUESTRA ENSEGUIDA:

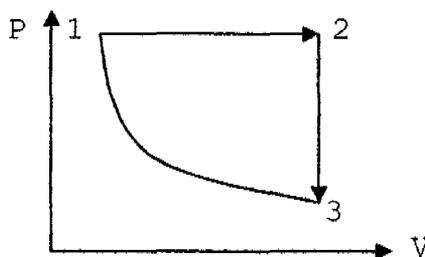


FIGURA 4. DIAGRAMA P VS. V PARA LAS LEYES DE LOS GASES

PARA LOS PUNTOS 1 Y 3, SE DEBE CUMPLIR QUE $P_1V_1 = P_3V_3$ Y ADEMÁS $T_1 = T_3$, POR LO QUE

$$P_1V_1/T_1 = P_3V_3/T_3 \text{ ----- (11)}$$

PARA LOS PUNTOS 2 Y 3: $P_2/T_2 = P_3/T_3$ Y ADEMÁS $V_2 = V_3$, POR LO QUE

$$P_2V_2/T_2 = P_3V_3/T_3 \text{ ----- (12)}$$

DE (11) Y (12) SE CONCLUYE QUE $P_1V_1/T_1 = P_2V_2/T_2 = P_3V_3/T_3$ -- (13)

EN GENERAL, PARA UNA MASA DETERMINADA DE UN GAS PERFECTO SE CUMPLE QUE LA RELACIÓN PV/T TIENE EL MISMO VALOR EN CUALQUIER PUNTO ESTADO.

PARA UNA MASA DE 1 Kg, COMO $v = m/\rho$ ENTONCES $v/m = 1/\rho = v$ Y POR LO TANTO

$$Pv/T = R \text{ ----- (14)}$$

EN DONDE: P = PRESIÓN ABSOLUTA, EN N/m^2 O EN $lb/pulg^2$
 v = VOLUMEN ESPECÍFICO, EN m^3/Kg O EN pie^3/lb
 T = TEMPERATURA ABSOLUTA, EN K O EN $^{\circ}F$

R = CONSTANTE PARTICULAR DEL GAS, EN J/(Kg K) O EN BTU/(lb °F). SE DETERMINA EXPERIMENTALMENTE.

PARA CUALQUIER MASA m DE UN GAS IDEAL

$Pv_m/T = mR$ O $PV = mRT$ ----- (15)
ES SU ECUACIÓN CARACTERÍSTICA.

PARA UN GAS IMPERFECTO, VAN DER WAALS DETERMINÓ QUE

$$P = RT/(V - b) - a^2/V^2$$
 ----- (16)

II.7. LEY DE JOULE O LEY DE LA ENERGÍA INTERNA DE LOS GASES PERFECTOS.

UN PROCESO QUE OCURRE DE UNA MANERA TAL QUE NO FLUYE CALOR NI ENTRANDO NI SALIENDO DEL SISTEMA SE LLAMA PROCESO ADIABÁTICO. EXPERIMENTALMENTE TALES PROCESOS SE LOGRAN YA SEA CONSERVANDO EL SISTEMA SELLADO, SEPARADO DE SU MEDIO AMBIENTE CON MATERIAL AISLANTE TÉRMICO, O EFECTUANDO EL PROCESO RÁPIDAMENTE.

PARA UN PROCESO ADIABÁTICO $Q = 0$, DE MODO QUE, DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA, ECUACIÓN (3):

$$Q = \Delta U + W, \quad 0 = \Delta U + W \quad \text{O} \quad \Delta U = -W$$
 ----- (17)

EN CONCLUSIÓN, EN UN PROCESO ADIABÁTICO LA ENERGÍA INTERNA DEL SISTEMA SE INCREMENTA EN UNA CANTIDAD EXACTAMENTE IGUAL A LA CANTIDAD DE TRABAJO EFECTUADO SOBRE EL SISTEMA. Y, UN INCREMENTO DE ENERGÍA INTERNA ELEVA LA TEMPERATURA DEL SISTEMA, Y VICEVERSA. ESTA ES LA LEY DE JOULE.

HAY MUCHOS EJEMPLOS DE PROCESOS ADIABÁTICOS EN INGENIERÍA, POR EJEMPLO: LA DILATACIÓN DEL VAPOR EN EL CILINDRO DE UNA MÁQUINA DE VAPOR, LA DILATACIÓN DE LOS GASES CALIENTES EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, LA COMPRESIÓN DEL AIRE EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN A DIESEL, O EN UN COMPRESOR DE AIRE. SIN EMBARGO, LA RAZÓN MÁS IMPORTANTE PARA ESTUDIAR LOS PROCESOS ADIABÁTICOS ES QUE LAS MÁQUINAS TÉRMICAS IDEALES EMPLEAN PROCESOS QUE SON EXACTAMENTE ADIABÁTICOS. ESTAS MÁQUINAS IDEALES DETERMINAN LOS LÍMITES TEÓRICOS DE LA OPERACIÓN DE LAS MÁQUINAS REALES.

II.8. CALOR ESPECÍFICO

SI UNA SUBSTANCIA ABSORBE O CEDE CALOR, SE PRODUCE UN CAMBIO DE TEMPERATURA EN LA MISMA. A LA RELACIÓN ENTRE EL CALOR ABSORBIDO O CEDIDO Y LA VARIACIÓN EN LA TEMPERATURA SE LE LLAMA CAPACIDAD CALORÍFICA C . SI HABLAMOS DE LA CAPACIDAD CALORÍFICA POR UNIDAD DE MASA DE LA SUBSTANCIA, NOS ESTAREMOS REFIRIENDO A LA CAPACIDAD CALORÍFICA ESPECÍFICA, MEJOR CONOCIDA COMO **CALOR ESPECÍFICO** DE LA SUBSTANCIA, c . ES DECIR,

$$C = dQ/dT \quad Y \quad C/m = c \quad \text{POR LO TANTO} \quad dQ = mc \, dT$$

DE DONDE ${}_1Q_2 = m \int c \, dT$ ----- (18)
 ${}_1Q_2$ = CALOR CEDIDO O ABSORBIDO AL PASAR DEL PUNTO ESTADO 1 AL 2 EN JOULES (J), EN CALORÍAS (cal) O EN BTU.
 m = MASA, EN Kg O EN lb
 c = CALOR ESPECÍFICO, EN J/(Kg °C) O EN BTU/(lb °F)
 dT = DIFERENCIAL DE TEMPERATURA, EN °C O EN °F

PUESTO QUE AL AGREGAR ENERGÍA A UNA MASA DADA PUEDE PRODUCIR OTROS EFECTOS, ADICIONALES AL CAMBIO DE TEMPERATURA, ES NECESARIO ESTABLECER LAS CONDICIONES EN LAS CUALES SE AÑADE DICHA ENERGÍA. EXISTEN DOS CASOS EN TAL SITUACIÓN: EL PRIMERO, CUANDO LA MASA SE MANTIENE A VOLUMEN CONSTANTE, ENTONCES, DE LA ECUACIÓN (18)

$${}_1Q_2 = m \int c_v \, dT$$
 ----- (19)

Y EL SEGUNDO, CUANDO LA MASA SE MANTIENE A PRESIÓN CONSTANTE

$${}_1Q_2 = m \int c_p \, dT$$
 ----- (20)

c_v = CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE

c_p = CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE

SEA EL SISTEMA TERMODINÁMICO DE LA FIGURA 5: AIRE COMPRIMIDO A 22 Kg/cm² SE ENCUENTRA EN EL RECIPIENTE **A**, EL CUAL ESTÁ UNIDO A OTRO RECIPIENTE **B** A TRAVÉS DE LA VÁLVULA **C**. SE HACE EL VACÍO EN EL RECIPIENTE **B** CON LA VÁLVULA **C** CERRADA Y SE SUMERGE EL CONJUNTO EN UN BAÑO DE AGUA A LA TEMPERATURA AMBIENTE. UNA VEZ QUE EL SISTEMA ESTÁ EN EQUILIBRIO TÉRMICO SE ABRE **C** Y SE OBSERVA QUE EL TERMÓMETRO NO REGISTRA NINGUNA VARIACIÓN.

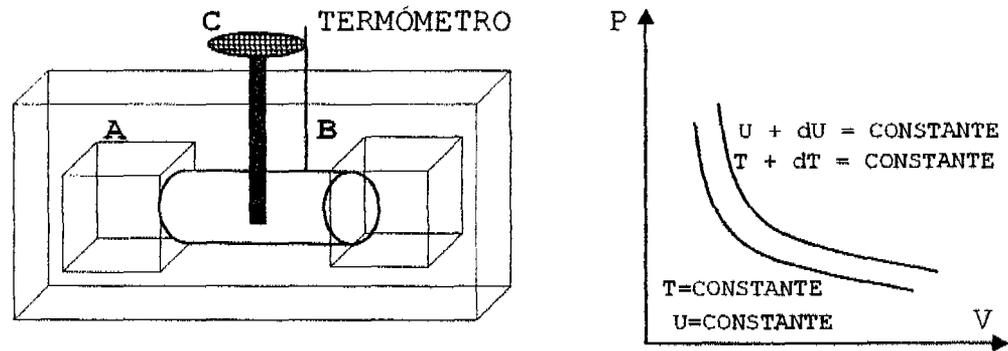


FIGURA 5. SISTEMA TERMODINÁMICO CERRADO

EL PROCESO QUE SUFRIÓ EL AIRE FUE ADIABÁTICO (PUESTO QUE NO VARIÓ LA TEMPERATURA) Y $w = 0$ (PUES NO HUBO FLUJO DE MASA EN EL SISTEMA). POR LO TANTO, DE LA ECUACIÓN (17):

$$\Delta U = 0 \quad \text{ó} \quad U_1 = U_2$$

ADEMÁS, TAL PROCESO QUEDA REPRESENTADO COMO SE VE EN LA GRÁFICA ADJUNTA A LA FIGURA 5. SI TRAZAMOS OTRA ISOTERMA PRÓXIMA A LA DE TEMPERATURA CONSTANTE T , SEGÚN LA LEY DE JOULE CADA PUNTO DE ESTAS ISOTERMAS TENDRÁ LA MISMA ENERGÍA INTERNA INDEPENDIEMENTE DEL VOLUMEN Y DE LA PRESIÓN; EN LA PRIMERA, TODOS LOS PUNTOS TENDRÁN UNA ENERGÍA INTERNA U , Y EN LA SEGUNDA, $U + dU$.

CUALQUIER CAMINO QUE SE SIGA PARA PASAR DE UNA ISOTERMA A LA OTRA, YA SEA A PRESIÓN CONSTANTE O A VOLUMEN CONSTANTE, NOS DARÁ LA RELACIÓN QUE EXISTE ENTRE dU Y dT . POR EJEMPLO, A VOLUMEN CONSTANTE, DE LA ECUACIÓN (19):

$$dQ = mc_v dT \text{ ----- (21)}$$

ES LA ENERGÍA ABSORBIDA POR LA MASA m AL AUMENTAR SU TEMPERATURA EN UN dT .

POR OTRO LADO, CUANDO SE CALIENTA UN GAS A VOLUMEN CONSTANTE, DE LAS ECUACIONES (4) Y (6), $dQ = dU + p dV$ PERO COMO $dV = 0$, ENTONCES

$$dQ = dU \text{ ----- (22)}$$

IGUALANDO (21) Y (22): $dU = mc_v dT$, E INTEGRÁNDOLA

$$U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1) \text{ ----- (23)}$$

ESTA ECUACIÓN NOS SIRVE PARA DETERMINAR LA VARIACIÓN DE ENERGÍA INTERNA DE UN GAS PERFECTO PARA CUALQUIER VARIACIÓN DE ESTADO EN CUALQUIER PROCESO TERMODINÁMICO.

II.9. RELACIONES ENTRE CALORES ESPECÍFICOS

DADAS LAS ECUACIONES (5), (6), (15), (20) Y (23), SUSTITUYENDO (6), (15), (20) Y (23) EN (5) SE OBTIENE:

$$mC_p(T_2 - T_1) = mC_v(T_2 - T_1) + \int mR \, dT$$

$$\text{Ó} \quad mC_p(T_2 - T_1) = mC_v(T_2 - T_1) + mR(T_2 - T_1)$$

$$\text{DE DONDE} \quad C_p - C_v = R \text{ ----- (24)}$$

EXISTE OTRA RELACIÓN ENTRE CALORES ESPECÍFICOS Y ES

$$C_p/C_v = k \text{ ----- (24')}$$

EN DONDE **k** ES UNA CONSTANTE EXPERIMENTAL PARA LOS GASES Y COMO TAL ESTÁ TABULADA; COMBINANDO (24) Y (24') SE OBTIENE:

$$C_v = R/(k - 1) \text{ ----- (25)}$$

PARA DETERMINAR LA VARIACIÓN DE ENERGÍA INTERNA DE UN GAS PARA CUALQUIER CAMBIO DE ESTADO Y EN CUALQUIER PROCESO TERMODINÁMICO, EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN Y EL VOLUMEN, SE HACE LO SIGUIENTE:

SI $PV = mRT$ ENTONCES $T_1 = P_1V_1/(mR)$ Y $T_2 = P_2V_2/(mR)$ SUSTITUYENDO EN (23) TENDREMOS

$$U_2 - U_1 = mC_v[P_2V_2/(mR) - P_1V_1/(mR)]$$

$$\text{Ó} \quad U_2 - U_1 = C_v(P_2V_2 - P_1V_1)/R \text{ ----- (26)}$$

Y SUSTITUYENDO (25) EN (26):

$$U_2 - U_1 = (P_2V_2 - P_1V_1)/(k - 1) \text{ ----- (27)}$$

II.10. ENTALPÍA DE LOS GASES PERFECTOS

YA HABIAMOS DEFINIDO A LA ENTALPÍA COMO $h = u + Pv$. AL PASAR DE UN PUNTO ESTADO 1 A OTRO 2

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) \text{-----} (28)$$

SUSTITUYENDO EN LA (28) LAS ECUACIONES (23) Y (15):

$$H_2 - H_1 = m c_v (T_2 - T_1) + m R (T_2 - T_1) \text{ Ó}$$

$$H_2 - H_1 = m (c_v + R) (T_2 - T_1)$$

PERO $c_v + R = c_p$, ENTONCES $H_2 - H_1 = m c_p (T_2 - T_1) \text{-----} (29)$

O BIEN, PARA PEQUEÑOS CAMBIOS DE TEMPERATURA,

$$H_2 - H_1 = m \int c_p dT \text{-----} (30)$$

II.11. PROCESOS REVERSIBLES Y PROCESOS IRREVERSIBLES

SEA EL SISTEMA EN EQUILIBRIO TERMODINÁMICO DE LA FIGURA 6: UNA MASA m DE GAS ENCERRADA EN UN DISPOSITIVO DE CILINDRO Y PISTÓN DE VOLUMEN V , A UNA PRESIÓN P Y UNA TEMPERATURA T .

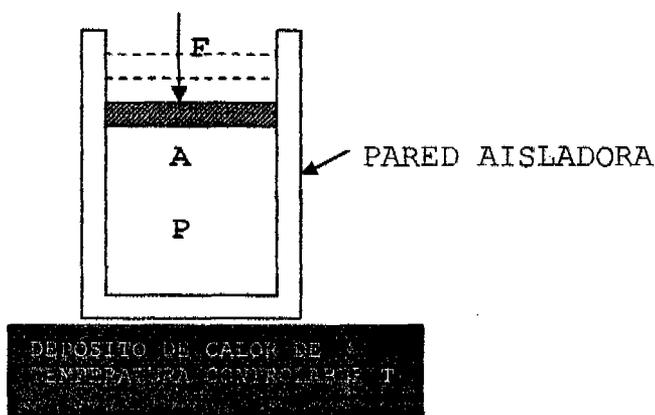


FIGURA 6. SISTEMA TERMODINÁMICO EN EQUILIBRIO

SUPONGAMOS QUE EL CILINDRO, CUYAS PAREDES SON DE UN MATERIAL AISLANTE TÉRMICO Y CUYA BASE ES DE UN MATERIAL CONDUCTOR DEL CALOR, SE COLOCA EN UNA FUENTE DE CALOR QUE SE MANTIENE A LA MISMA TEMPERATURA T . CONSIDEREMOS FRICCIÓN NULA

PASEMOS EL SISTEMA A OTRO ESTADO DE EQUILIBRIO EN EL QUE LA TEMPERATURA T SEA LA MISMA PERO EL VOLUMEN V SE HA REDUCIDO A LA MITAD. ANALICEMOS DOS FORMAS DE LLEVAR A CABO ESTE PROCESO:

I.- SE INTRODUCE EL PISTÓN RÁPIDAMENTE Y LUEGO ESPERAMOS A QUE SE RESTABLEZCA EL EQUILIBRIO. EL SISTEMA HA PASADO DE

UN ESTADO DE EQUILIBRIO 1 A OTRO 2, POR UNA SERIE DE ESTADOS DE NO-EQUILIBRIO.

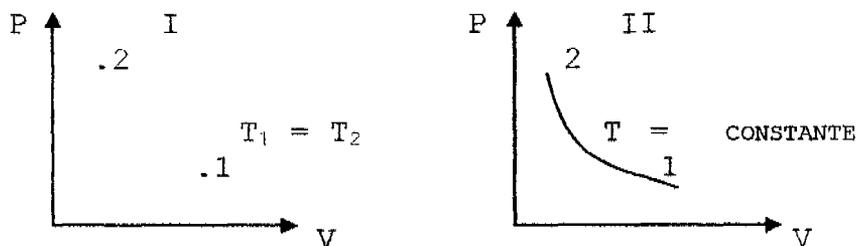


FIGURA 7. DIAGRAMA P VS.V

NO PODEMOS TRAZAR UNA LÍNEA CONTINUA ENTRE 1 Y 2 PUESTO QUE NO CONOCEMOS LOS VALORES DE P Y V EN LA TRAYECTORIA.

II.- SE INTRODUCE EL PISTÓN LENTAMENTE DE MANERA QUE LA PRESIÓN, EL VOLUMEN Y LA TEMPERATURA DEL GAS SEA, EN TODO MOMENTO, CANTIDADES CONOCIDAS. DURANTE TODO EL PROCESO EL SISTEMA NUNCA SE ENCONTRARÁ EN UN ESTADO QUE NO SEA DE EQUILIBRIO. ESTO SE LOGRA MEDIANTE AUMENTOS CONSECUTIVOS DE PRESIÓN MUY PEQUEÑOS Y DISMINUYENDO CORRESPONDIENTEMENTE LA MAGNITUD DE LOS CAMBIOS EN VOLUMEN Y TEMPERATURA, HASTA ALCANZAR UN PROCESO IDEAL: EL SISTEMA PASA POR UNA SUCESIÓN CONTINUA DE ESTADOS DE EQUILIBRIO QUE PODEMOS REPRESENTAR COMO UNA LÍNEA CONTINUA EN EL DIAGRAMA P VS. V. DURANTE ESTE PROCESO SE HA TRANSMITIDO UNA CIERTA CANTIDAD DE CALOR Q DEL SISTEMA AL DEPÓSITO A TEMPERATURA CONSTANTE.

LOS PROCESOS DEL TIPO I SE LLAMAN **IRREVERSIBLES** Y LOS DEL TIPO II RECIBEN EL NOMBRE DE **REVERSIBLES**.

LOS PROCESOS REVERSIBLES NO PUEDEN TENER FRICCIÓN, NI EXPANSIONES ILIMITADAS DE UN GAS, NI TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE UNA DIFERENCIA DE TEMPERATURA FINITA.

UN PROCESO REVERSIBLE ES AQUEL QUE, MEDIANTE UN CAMBIO DIFERENCIAL EN EL MEDIO AMBIENTE, SE PUEDE HACER QUE RECORRA SU TRAYECTORIA A LA INVERSA.

EN LA PRÁCTICA TODOS LOS PROCESOS SON IRREVERSIBLES, PERO PODEMOS LOGRAR LA REVERSIBILIDAD HASTA EL GRADO QUE DESEEMOS MEDIANTE REFINAMIENTOS EXPERIMENTALES ADECUADOS.

EL PROCESO QUE SE DESCRIBE EN II NO SÓLO ES REVERSIBLE SINO ISOTÉRMICO, PORQUE HEMOS SUPUESTO QUE LA TEMPERATURA DEL GAS DIFIERE EN TODO MOMENTO SÓLO EN UNA CANTIDAD DIFERENCIAL

DE LA TEMPERATURA DEL DEPÓSITO EN DONDE DESCANSA EL CILINDRO (dT CONSTANTE).

TAMBIÉN SE PUEDE REDUCIR EL VOLUMEN ADIABÁTICAMENTE QUITANDO EL CILINDRO DEL DEPÓSITO DE CALOR Y COLOCÁNDOLO EN UN SOPORTE NO CONDUCTOR PARA NO PERMITIR QUE ENTRE NI SALGA CALOR DEL SISTEMA. UN PROCESO ADIABÁTICO PUEDE SER YA SEA REVERSIBLE O IRREVERSIBLE.

II.12. ECUACIONES PARA LAS EVOLUCIONES DE LOS GASES

EN LA LEY DE BOYLE $PV = \text{CONSTANTE}$, PODEMOS GENERALIZAR HACIENDO QUE EL EXPONENTE DE V (QUE EN ESTE CASO ES 1) SEA UNA VARIABLE n . ESTO ES

$$PV^n = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (31)}$$

ESTA ECUACIÓN NOS DARÁ TODOS LOS CAMINOS POSIBLES QUE PUEDE SEGUIR UN GAS EN SU EVOLUCIÓN, DE EXPANSIÓN O COMPRESIÓN, SOLAMENTE VARIANDO EL VALOR DE n DESDE CERO HASTA INFINITO, COMO SE MUESTRA EN LA SIGUIENTE GRÁFICA (FIGURA 8):

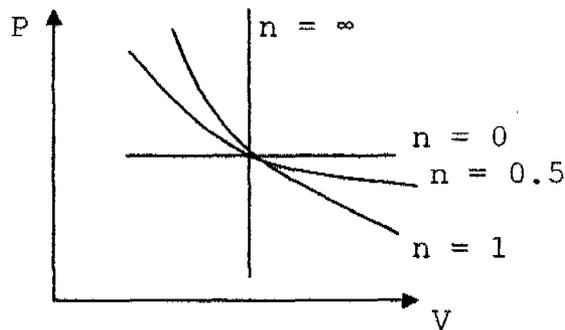


FIGURA 8. PROCESOS EN LA EVOLUCIÓN DE UN GAS

II.12.1. EVOLUCIONES A PRESIÓN CONSTANTE

UN CAMBIO DE ESTADO SIN FLUJO DE MASA EN EL CUAL LA PRESIÓN SE MANTIENE CONSTANTE SE REPRESENTA POR UNA RECTA HORIZONTAL EN EL PLANO P VS. V .

PARA ESTE PROCESO, LA ECUACIÓN (12) SE REDUCE A

$$V_1/V_2 = T_1/T_2 \text{ ----- (32)}$$

EL TRABAJO EFECTUADO, SEGÚN LA ECUACIÓN (6) VALDRÁ

$${}_1W_2 = \int P \, dV = p(V_2 - V_1) \text{ ----- (33)}$$

LA VARIACIÓN DE ENERGÍA INTERNA, SEGÚN LA ECUACIÓN (23)

$$U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1) \text{-----} (23)$$

SUSTITUYENDO (23) Y (33) EN LA ECUACIÓN (5):

$${}_1Q_2 = mc_v(T_2 - T_1) + P(V_2 - V_1) \text{-----} (34)$$

ESTA ÚLTIMA ECUACIÓN LO QUE NOS DICE ES QUE "CUANDO UN GAS ABSORBE CALOR A PRESIÓN CONSTANTE, PARTE DE ESTE CALOR QUEDA ALMACENADO COMO ENERGÍA INTERNA, Y EL RESTO PRODUCE TRABAJO".

MISMO RESULTADO OBTENEMOS SI EN LUGAR DE c_v USAMOS c_p :

$${}_1Q_2 = \int mc_p dT \quad \text{ó} \quad {}_1Q_2 = mc_p(T_2 - T_1) \text{-----} (20')$$

Y PARA CALCULAR LA ENTALPÍA $H_2 - H_1 = mc_p(T_2 - T_1) \text{---} (29)$

II.12.2. EVOLUCIONES A VOLUMEN CONSTANTE

UN CAMBIO DE ESTADO SIN FLUJO DE MASA, EN EL CUAL EL VOLUMEN SE MANTIENE CONSTANTE, VIENE REPRESENTADO POR UNA RECTA VERTICAL EN EL PLANO P VS. V .

PARA ESTE PROCESO, LA ECUACIÓN (12) SE REDUCE A

$$P_1/P_2 = T_1/T_2 \text{-----} (35)$$

SI EL VOLUMEN PERMANECE CONSTANTE, NO PUEDE REALIZARSE TRABAJO EXTERNO ALGUNO, ENTONCES

$${}_1W_2 = \int P dV = 0 \text{-----} (36)$$

POR LO TANTO, DE LA ECUACIÓN (5), LA CANTIDAD DE CALOR ABSORBIDA POR EL SISTEMA SERÁ

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 \text{-----} (37)$$

DE LA ECUACIÓN (27), $U_2 - U_1 = (P_2V_2 - P_1V_1)/(k - 1)$, COMO $V_2 = V_1 = V$, ENTONCES

$$U_2 - U_1 = V(P_2 - P_1)/(k - 1) \text{-----} (38)$$

O, USANDO EL c_v , POR LAS ECUACIONES (23) Y (37),

$${}_1Q_2 = mc_v(T_2 - T_1) \text{-----} (39)$$

EN ESTE TIPO DE PROCESOS, LA ENTALPÍA NO TIENE SIGNIFICADO PUESTO QUE SE REALIZAN A VOLUMEN CONSTANTE.

II.12.3. EVOLUCIONES A TEMPERATURA CONSTANTE

ESTE CASO ESPECIAL ES DE INTERÉS PRÁCTICO PORQUE:

- A) CUANDO UN GAS SE EXPANDE ISOTÉRMICAMENTE HAY QUE COMUNICARLE CALOR PARA MANTENER CONSTANTE SU TEMPERATURA; ENTONCES, EL GAS DEBE ESTAR EN CONTACTO CON UNA FUENTE EXTERNA DE CALOR.
- B) CUANDO UN GAS SE COMPRIME ISOTÉRMICAMENTE HAY QUE PONERLO EN CONTACTO CON UN REFRIGERADOR, PARA QUE LE EXTRAIGA CALOR AL GAS Y MANTENGA CONSTANTE SU TEMPERATURA.

EN TALES CASOS, LA ECUACIÓN $PV = mRT$ SE TRANSFORMA EN $PV = \text{CONSTANTE}$, QUE COMPARADA CON LA ECUACIÓN (31), RESULTA QUE $n = 1$. ENTONCES

$$P_1V_1 = P_2V_2 = P_3V_3 = \dots \text{-----} (40)$$

DE LA ECUACIÓN (6) ${}_1W_2 = \int P \, dv$, DONDE, DE LA ECUACIÓN (40), $P = P_1V_1/v$, Y ENTONCES ${}_1W_2 = P_1V_1 \int dv/v$; INTEGRÁNDOLA:

$${}_1W_2 = P_1V_1 (\ln V_2 - \ln V_1) \quad \text{Ó}$$

$${}_1W_2 = P_1V_1 \ln(V_2/V_1) \text{-----} (41)$$

PERO COMO $PV = P_1V_1$ Y ADEMÁS $PV = mRT$, ENTONCES

$${}_1W_2 = mRT \ln(V_2/V_1) \text{-----} (42)$$

DURANTE LA EXPANSIÓN O COMPRESIÓN ISOTÉRMICA DE UN GAS PERFECTO NO HAY VARIACIÓN DE TEMPERATURA, Y EN CONSECUENCIA NO HAY VARIACIÓN DE ENERGÍA INTERNA. ENTONCES, DE LA (23),

$${}_1U_2 = \int mc_v \, dT \quad \text{Ó} \quad U_2 - U_1 = 0 \text{-----} (43)$$

Y PARA LA ENTALPÍA, $H_2 - H_1 = \int mc_p \, dT$, COMO $dT = 0$,

$$H_2 - H_1 = 0 \text{-----} (44)$$

COMO ${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2$, ENTONCES ${}_1Q_2 = {}_1W_2$ ----- (45)

SUSTITUYENDO (42) EN (45):

$${}_1Q_2 = mRT \ln(V_2/V_1) \text{ ----- (46)}$$

O BIEN, DE LA (41), ${}_1Q_2 = P_1V_1 \ln(V_2/V_1)$ ----- (47)

CONCLUYENDO: EN UNA EVOLUCIÓN ISOTÉRMICA LAS VARIACIONES DE ENERGÍA INTERNA Y DE ENTALPÍA SON CERO, Y TODO SUMINISTRO DE CALOR APARECE EN FORMA DE TRABAJO; O VICEVERSA, TODO TRABAJO REALIZADO SOBRE UN GAS TENDRÁ QUE APARECER EN FORMA DE CALOR.

II.13. ENTROPÍA

CLAUSIUS DEFINIÓ A ESTA PROPIEDAD TERMODINÁMICA DE LA SIGUIENTE MANERA: "SI EN UNA EVOLUCIÓN REVERSIBLE CUALQUIERA, UN ELEMENTO DE CALOR, dQ , ABSORBIDO O CEDIDO, SE DIVIDE POR LA TEMPERATURA ABSOLUTA A LA CUAL SE TOMA O CEDE, EL RESULTADO ES IGUAL A LA CORRESPONDIENTE VARIACIÓN DE ENTROPÍA". MATEMÁTICAMENTE, PARA EL PROCESO REVERSIBLE DE LA GRÁFICA DE LA FIGURA 9, ESTO SE EXPRESA COMO

$$ds = dQ/(mT) \quad \text{ó} \quad s_2 - s_1 = \int dQ/(mT) \text{ ----- (48)}$$

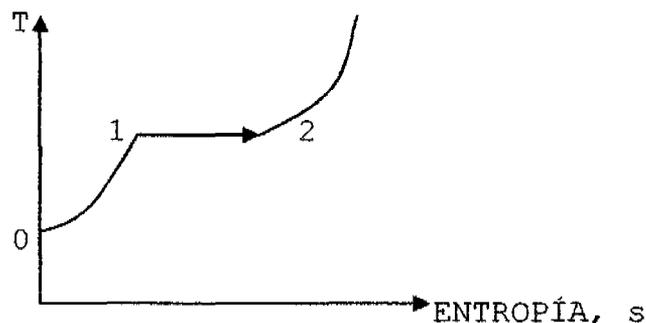


FIGURA 9. DIAGRAMA TEMPERATURA VS. ENTROPÍA

Y, PARA UNA EVOLUCIÓN REVERSIBLE, LA ECUACIÓN (48) PUEDE ESCRIBIRSE COMO $dQ = mT ds$ ó ${}_1Q_2 = m \int T ds$ ----- (49)

SI LA TEMPERATURA PERMANECE CONSTANTE DURANTE LA TRANSMISIÓN REVERSIBLE DE CALOR

$${}_1Q_2 = mT(s_2 - s_1) \text{ ----- (50)}$$

GENERALMENTE T NO ES CONSTANTE, COMO EN EL PROCESO 0-1 DE LA FIGURA 9, Y EN TAL CASO ${}_0Q_1 = m \int T ds$

SIN EMBARGO, ARBITRARIAMENTE, EN LA MAYORÍA DE LAS TABLAS QUE SE ESTIPULA LA ENTROPÍA CERO, SE TOMA A: 0 °C PARA EL VAPOR DE AGUA, VAPOR DE MERCURIO Y ANHÍDRIDO CARBÓNICO; - 40 °C PARA LOS REFRIGERANTES, Y -217 °C PARA EL AIRE.

LA ENTROPÍA PUEDE EMPLEARSE CON OTRAS PROPIEDADES PARA LA REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE VARIACIONES DE ESTADO. LOS DIAGRAMAS MÁS USUALES SON: EL DE TEMPERATURA VS. ENTROPÍA Y EL DE ENTALPÍA VS. ENTROPÍA (DIAGRAMA DE MOLLIER).

EN UNA EVOLUCIÓN ADIABÁTICA REVERSIBLE LA ENTROPÍA ES CONSTANTE Y SE DICE QUE LA EVOLUCIÓN ES ISOENTRÓPICA.

LA VARIACIÓN DE ENTROPÍA PUEDE CALCULARSE POR LA FÓRMULA (49), TANTO SI LA EVOLUCIÓN ES REVERSIBLE COMO IRREVERSIBLE, DADO QUE DOS EVOLUCIONES REVERSIBLES PUEDEN REEMPLAZAR A UNA IRREVERSIBLE. POR EJEMPLO, EN LAS SIGUIENTES GRÁFICAS DE LA FIGURA 10, LA VARIACIÓN DE ENTROPÍA DE 1 A 2' POR EL CAMINO IRREVERSIBLE ES IGUAL A LA VARIACIÓN DE ENTROPÍA POR LOS CAMINOS REVERSIBLES 1 A 2 (EXPANSIÓN REVERSIBLE) Y 2 A 2' (TRANSMISIÓN DE CALOR REVERSIBLE).

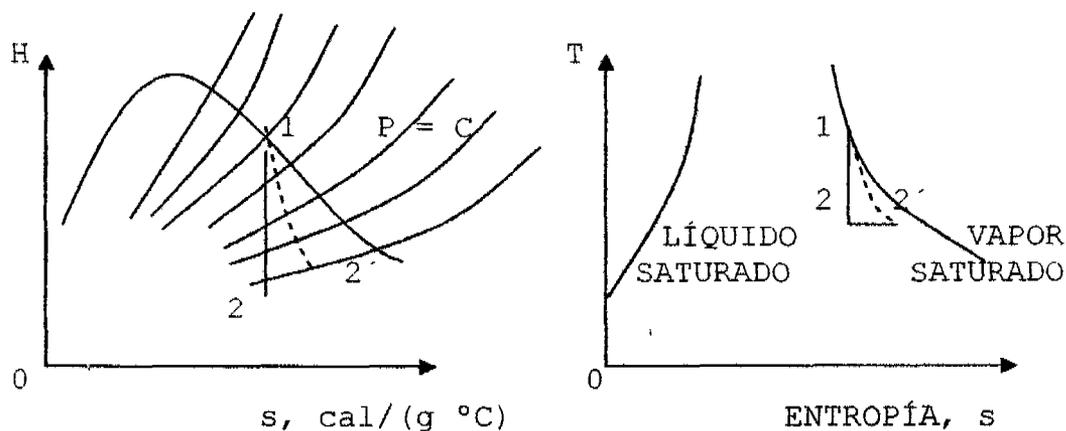


FIGURA 10. DIAGRAMAS H VS. s Y T VS. s

ECUACIONES DE LA ENTROPÍA

DE ${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2$, PARA EVOLUCIONES REVERSIBLES,

$$dQ = dU + mP dv \text{ ----- (51)}$$

DE $dQ = mT ds$, SUSTITUYENDO EN (51), $ds = dU/mT + P dv/T$

PERO $dU = mc_v dT$ Y $P = RT/v$,

POR LO TANTO $ds = c_v dT/T + RT dv/(Tv)$

Ó $ds = c_v dT/T + R dv/v$

INTEGRANDO: $s_2 - s_1 = \int c_v dT/T + R \ln(v_2/v_1)$ ----- (52)

O, USANDO c_p EN LUGAR DE c_v , COMO $c_v = c_p - R$, ENTONCES

$ds = c_p dT/T - R dT/T + R dv/v$

ADEMÁS, DE $Pv = RT$, PARA PROCESOS REVERSIBLES,

$P dv + v dP = R dT$ Ó $dv/v + dP/P = dT/T$.
SUSTITUYENDO EN ds :

$ds = c_p dT/T - R (dv/v + dP/P) + R dv/v$ Ó

$ds = c_p dT/T - R dP/P$

INTEGRANDO: $s_2 - s_1 = \int c_p dT/T - R \ln(P_2/P_1)$ ----- (53)

PARA UNA EVOLUCIÓN A VOLUMEN CONSTANTE LA ECUACIÓN (52)
QUEDA

$s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1)$ Ó $s_2 - s_1 = c_v \ln(P_2/P_1)$ ----- (54)

PARA UNA EVOLUCIÓN A PRESIÓN CONSTANTE LA ECUACIÓN (53)
QUEDA

$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1)$ Ó $s_2 - s_1 = c_p \ln(v_2/v_1)$ ----- (55)

PARA UNA EVOLUCIÓN A TEMPERATURA CONSTANTE LA ECUACIÓN
(52) QUEDA

$s_2 - s_1 = R \ln(v_2/v_1)$ Ó $s_2 - s_1 = R \ln(P_1/P_2)$ --- (56)

II.14. EVOLUCIONES ADIABÁTICAS

COMO YA SE HABÍA VISTO ANTERIORMENTE, UNA EVOLUCIÓN ADIABÁTICA ES. AQUELLA EN LA CUAL EL FLUIDO DE TRABAJO NO ABSORBE NI CEDE CALOR. LAS EVOLUCIONES ADIABÁTICAS REVERSIBLES SE DENOMINAN ISOENTRÓPICAS, ES DECIR, DE ENTROPIA CONSTANTE.

ENTONCES, POR DEFINICIÓN, EN ESTE CASO ${}_1Q_2 = 0$, Y LA ECUACIÓN (5) SE TRANSFORMA EN $U_2 - U_1 + {}_1W_2 = 0$ Ó

$$m c_v dT + P dV = 0 \text{ ----- (57)}$$

ADEMÁS, DE $PV = mRT$, COMO P , V Y T VARÍAN, HACIENDO DIFERENCIACIÓN EXACTA $P dV + V dP = mR dT$ Y DESPEJANDO dT :

$$dT = (P dV + V dP) / (mR) \text{ ----- (58)}$$

SUSTITUYENDO (58) EN (57):

$$m c_v (P dV + V dP) / mR + P dV = 0$$

$$\text{Ó} \quad c_v P dV / R + c_v V dP / R + P dV = 0$$

$$\text{SIMPLIFICANDO, } (c_v + R) P dV + c_v V dP = 0$$

$$\text{PERO } c_v + R = c_p, \text{ ENTONCES } c_p P dV + c_v V dP = 0$$

$$\text{DIVIDIENDO ENTRE } c_v: c_p P / c_v dV + V dP = 0$$

$$\text{ADEMÁS, } c_p / c_v = k, \text{ ENTONCES } k P dV + V dP = 0$$

$$\text{DIVIDIENDO ENTRE } PV: dP / P + k dV / V = 0$$

RESOLVIENDO ESTA ÚLTIMA ECUACIÓN POR INTEGRACIÓN:

$$\ln P + k \ln V = \ln C \quad \text{Ó} \quad \ln P + \ln V^k = \ln C$$

$$\text{Ó} \quad \ln(PV^k) = \ln C$$

$$\text{POR LO TANTO, } PV^k = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (59)}$$

CONCLUYENDO: PARA UNA EVOLUCIÓN ISOENTRÓPICA

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = PV^k = \text{CONSTANTE} \text{ ----- (60)}$$

ESTA ECUACIÓN, COMBINADA CON $P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2$ NOS DA

$$T_1 / T_2 = (V_2 / V_1)^{k-1} = (P_1 / P_2)^{(k-1)/k} \text{ ----- (61)}$$

PARA CALCULAR EL TRABAJO EN ESTE TIPO DE EVOLUCIONES, RECORDEMOS QUE ${}_1W_2 = \int P dV$, Y, DE LA (60) $P = P_1 V_1^k / V^k$, SI SE EFECTÚA UNA EXPANSIÓN DESDE V_1 HASTA V_2 :

$${}_1W_2 = P_1 V_1^k \int dv/V^k$$

$$\text{AL INTEGRAR: } {}_1W_2 = P_1 V_1^k (V_2^{1-k} - V_1^{1-k}) / (1 - k)$$

$$\text{Ó } {}_1W_2 = (P_2 V_2 - P_1 V_1) / (1 - k) \text{-----} (62)$$

PARA UN GAS PERFECTO, LA VARIACIÓN DE ENTALPÍA SE CALCULA COMO YA SE HABÍA VISTO, POR LA ECUACIÓN (29)

$$H_2 - H_1 = m c_p (T_2 - T_1)$$

EN LOS MOTORES TÉRMICOS REALES, SIEMPRE HAY INTERCAMBIOS DE CALOR ENTRE EL FLUIDO DE TRABAJO Y LAS SUPERFICIES DEL CILINDRO Y EL PISTÓN. LAS COMPRESIONES Y EXPANSIONES RÁPIDAS SE APROXIMAN A ADIABÁTICAS, PORQUE HAY POCO TIEMPO PARA TRANSMITIR CALOR.

EXISTE UN CASO EN LA PRÁCTICA, Y QUE ES DE NUESTRO INTERÉS, EN EL CUAL SE PRODUCE UNA EXPANSIÓN ADIABÁTICA IRREVERSIBLE: HAY UNA CAÍDA DRÁSTICA DE PRESIÓN SIN QUE SE EFECTÚE TRABAJO ÚTIL. ESTO OCURRE EN LAS VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN EN LOS REFRIGERADORES. ESTE PROCESO SE DENOMINA **ESTRANGULACIÓN**. LA CANTIDAD DE ENERGÍA TOTAL CONTENIDA EN EL FLUIDO PERMANECE CONSTANTE, $H_1 = H_2$.

COMO $H_2 - H_1 = m c_p (T_2 - T_1)$ PARA UN GAS PERFECTO, ENTONCES $T_1 = T_2$. ES DECIR, LA TEMPERATURA PERMANECE CONSTANTE EN UNA ESTRANGULACIÓN, Y POR LO TANTO LA VARIACIÓN DE ENTROPÍA EN UN GAS PERFECTO ES LA MISMA QUE PARA UNA EVOLUCIÓN ISOTÉRMICA REVERSIBLE

$$s_2 - s_1 = R \ln(v_2/v_1) \text{-----} (63)$$

II.15. EL CICLO DE CARNOT

EN 1824 EL FÍSICO SADI CARNOT PROPUSO UN CICLO TERMODINÁMICO REVERSIBLE EN EL CUAL SE AGREGABA CALOR A UN FLUIDO DENTRO DE UN CILINDRO DESDE UN DEPÓSITO DE CAPACIDAD INFINITA. TODA LA ENERGÍA SERÁ ENTREGADA A LA TEMPERATURA T_1 Y COMUNICADA AL CONTENIDO DEL CILINDRO A LA MISMA TEMPERATURA; DE ESTE MODO SE SUPONÍA UNA TRANSMISIÓN REVERSIBLE DE CALOR. EL ESQUEMA DE LA FIGURA 11 MUESTRA ESTE CICLO.

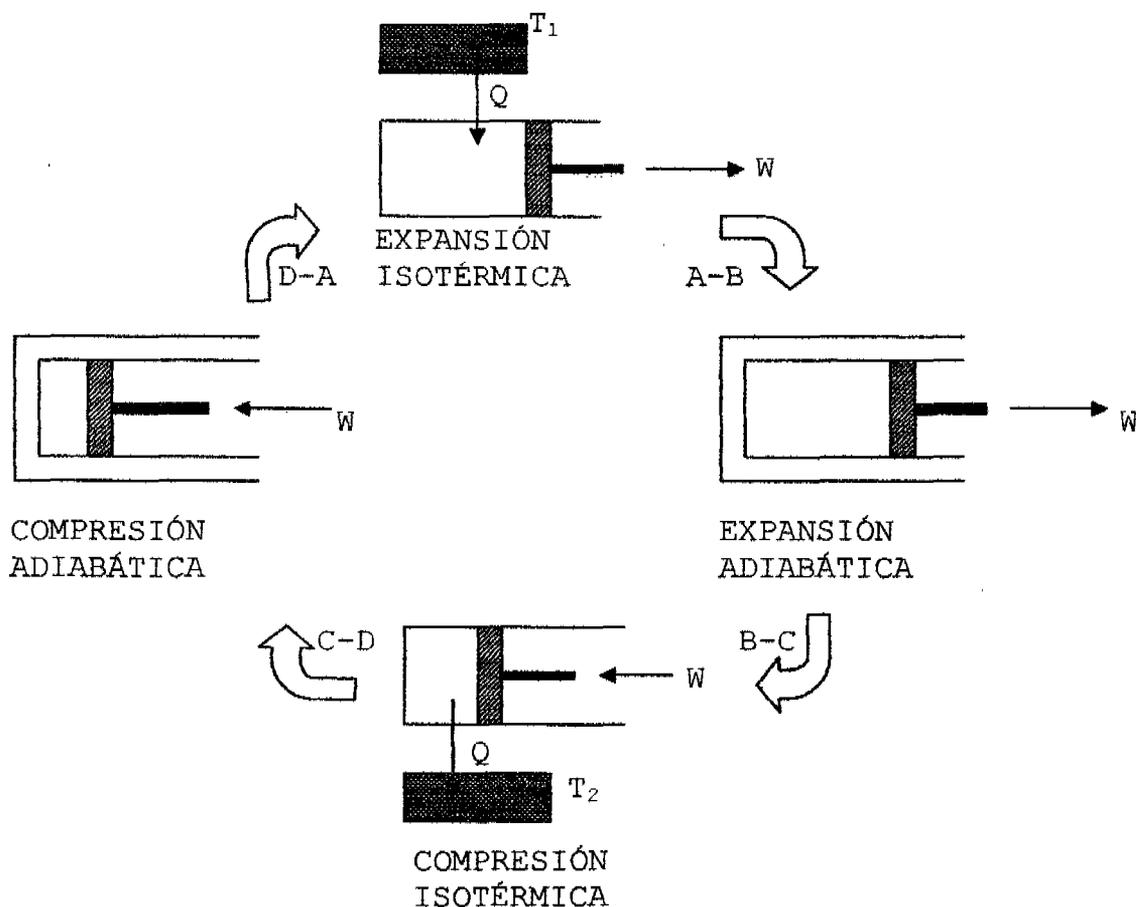


FIGURA 11. ESQUEMA DEL CICLO TERMODINÁMICO DE CARNOT

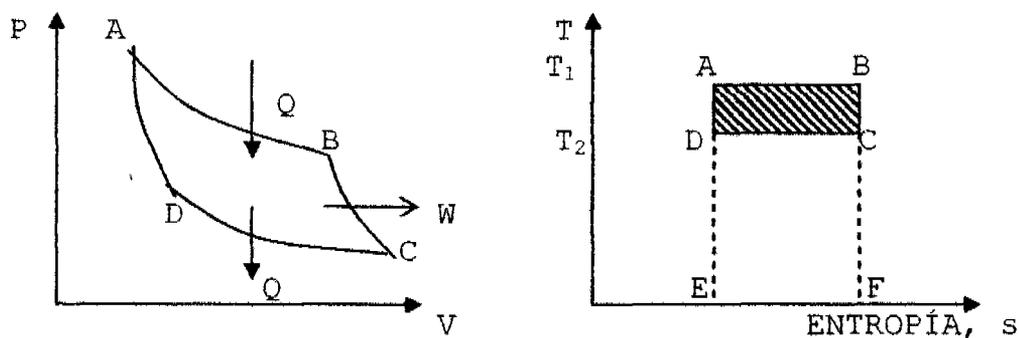


FIGURA 12. DIAGRAMAS P VS. V Y T VS. s PARA EL CICLO DE CARNOT

PRIMERO SE DESARROLLA UNA EXPANSIÓN DEL FLUIDO ISOTÉRMICA DESDE A HASTA B. EN EL PUNTO B SE RETIRA LA FUENTE DE CALOR Y LA EXPANSIÓN PROSIGUE ISOENTRÓPICAMENTE HASTA EL

PUNTO C. AL LLEGAR A ESTE PUNTO, SE INVIERTE EL MOVIMIENTO DEL PISTÓN Y SE EXTRAER ENERGÍA DEL FLUIDO DE TRABAJO COMPRIMIÉNDOLO ISOTÉRMICAMENTE A LA TEMPERATURA T_2 , LANZÁNDOLA A UN DEPÓSITO DE CALOR DE CAPACIDAD INFINITA, CUYA TEMPERATURA ES TAMBIÉN T_2 . EL PROCESO CONTINÚA HASTA EL PUNTO D, EN EL CUAL SE RETIRA EL DEPÓSITO DE CALOR Y SE COMPLETA EL CICLO CON UNA COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA HASTA EL PUNTO A.

EL TRABAJO ÚTIL EFECTUADO EN ESTE PROCESO REVERSIBLE QUEDA REPRESENTADO POR EL ÁREA DE LA SUPERFICIE **ABCD** EN EL PLANO **P** VS. **V** DE LA FIGURA 12. LA ENERGÍA CALORÍFICA SUMINISTRADA AL FLUIDO DE TRABAJO POR LA FUENTE DE CALOR ES EL ÁREA DE LA SUPERFICIE **EABFE** EN EL PLANO **T** VS. **S**, Y LA ENERGÍA TIRADA AL DEPÓSITO DE CALOR ES EL ÁREA DE LA SUPERFICIE **EDCFE**. LA DIFERENCIA ENTRE ESTAS DOS ÚLTIMAS ES EL EQUIVALENTE CALORÍFICO DEL TRABAJO REALIZADO (ÁREA **ABCD**).

EL RENDIMIENTO DEL CICLO VIENE DADO POR LA ECUACIÓN

$$e_c = \frac{Q_{\text{SUMINISTRADO}} - Q_{\text{DESECHADO}}}{Q_{\text{SUMINISTRADO}}} = \frac{W}{Q_{\text{SUMINISTRADO}}}$$

$$e_c = \frac{T_1 (S_F - S_E) - T_2 (S_F - S_E)}{T_1 (S_F - S_E)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - T_2/T_1 \text{ ---- (64)}$$

EN LA ECUACIÓN (64) QUEDA CLARO QUE PARA CONSEGUIR UN RENDIMIENTO MÁXIMO TIENE QUE SUMINISTRARSE LA ENERGÍA AL CICLO A LA MÁXIMA TEMPERATURA T_1 , Y DESECHARSE ENERGÍA A LA MÍNIMA TEMPERATURA T_2 .

UNA MÁQUINA TÉRMICA SE DEFINE COMO CUALQUIER SISTEMA TERMODINÁMICO HACIA O DEL CUAL SE TRANSFIERE ENERGÍA EN FORMA DE CALOR Y PRODUCE UNA TRANSFERENCIA DE ENERGÍA EN FORMA DE TRABAJO.

LA MOSTRADA ANTERIORMENTE ES UNA MÁQUINA TÉRMICA 2T HACIA LA CUAL SE TRANSFIERE ENERGÍA EN FORMA DE CALOR A TEMPERATURA DETERMINADA, Y DE ELLA SE OBTIENE UNA TRANSFERENCIA DE ENERGÍA A TEMPERATURA MÁS BAJA. A ESTA SE LE CONOCE COMO **MOTOR TÉRMICO**. LA FIGURA 13 MUESTRA UN DIAGRAMA **T** VS. **V** PARA ESTE CASO.

EL PROCESO EN EL INTERIOR DE LA MÁQUINA PODRÍA HACERSE REVERSIBLE; SIN EMBARGO, AL TRATAR DE INVERTIR LA MÁQUINA (QUE EN ESTE CASO SE TRANSFORMARÍA EN UNA **BOMBA DE CALOR**), T_1' TENDRÍA QUE SER MAYOR A T_1 PARA QUE EXISTA UNA TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES. PERO SI EL PROCESO SE REALIZA EN FORMA LENTA, SÓLO ES NECESARIO QUE T_1' SEA INFINITESIMALMENTE DIFERENTE A T_1 , AL IGUAL QUE T_2' CON RELACIÓN A T_2 . DE SER ASÍ, EL PROCESO DE LA BOMBA DE CALOR PUEDE SER EN EL LÍMITE, EXACTAMENTE EL INVERSO DEL PROCESO DE LA MÁQUINA TÉRMICA 2T, Y EN ESTE CASO RECIBE EL NOMBRE DE MÁQUINA REVERSIBLE R2T. ESTE TIPO PARTICULAR DE MÁQUINA OPERA EN UN CICLO DE CARNOT, POR LO QUE SE DENOMINA **MÁQUINA DE CARNOT O REFRIGERADOR DE CARNOT**.

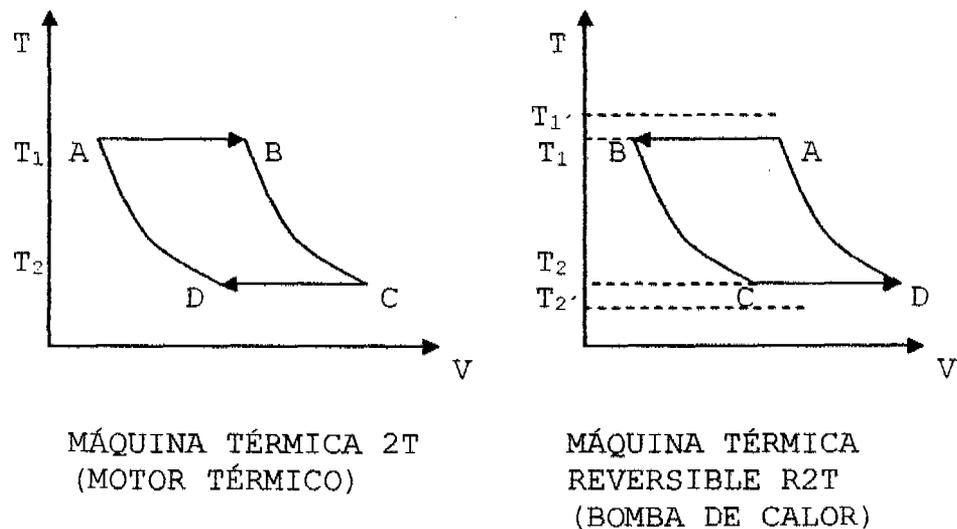


FIGURA 13. DIAGRAMA T VS, V PARA UNA MÁQUINA TÉRMICA

BIBLIOGRAFÍA PARA ESTE CAPÍTULO

- 1.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA. WILLIAM C. REYNOLDS Y HENRY C. PERKINS. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA IMPRESIÓN. 1988.
- 2.- LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES. W. H. SEVERNS, H. E. DEGLER Y J.C. MILES. EDITORIAL: REVERTÉ, S.A. ESPAÑA. PRIMERA IMPRESIÓN. 1975. VERSIÓN ESPAÑOLA DE LA 5ª. EDICIÓN DE LA OBRA STEAM, AIR AND GAS POWER.
- 3.- FÍSICA. PARTE I. ROBERT RESNICK Y DAVID HALLIDAY. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. DECIMASEXTA IMPRESIÓN. 1979.

CAPÍTULO III

LAS MÁQUINAS TÉRMICAS. EL REFRIGERADOR DE CARNOT

AL CONJUNTO DE EQUIPO NECESARIO PARA LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA SE LE CONOCE COMO BOMBA DE CALOR. EL PROCESO CONSISTE EN LA ABSORCIÓN DE CALOR DEL CUERPO QUE SE TRATA DE ENFRIAR MEDIANTE UN FLUIDO A UNA TEMPERATURA BAJA (REFRIGERANTE), Y LA EVACUACIÓN DE ESTE CALOR, DEL EQUIPO, A UNA TEMPERATURA MÁS ALTA. EN LA FIGURA 15 SE MUESTRA UN ESQUEMA DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA.

III.1. CICLO DE CARNOT INVERTIDO

ANTERIORMENTE HABIAMOS EXPLICADO CÓMO UNA BOMBA DE CALOR FUNCIONA BAJO EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO. A CONTINUACIÓN MOSTRAMOS, EN UN DIAGRAMA P VS. V Y EN UNO T VS. s EL CONJUNTO DE PROCESOS EFECTUADOS CON EL FLUIDO REFRIGERANTE. EN ESTE CASO SE EFECTÚA TRABAJO SOBRE EL REFRIGERANTE PARA ELEVAR SU TEMPERATURA ABSOLUTA DESDE T_2 HASTA T_1 .

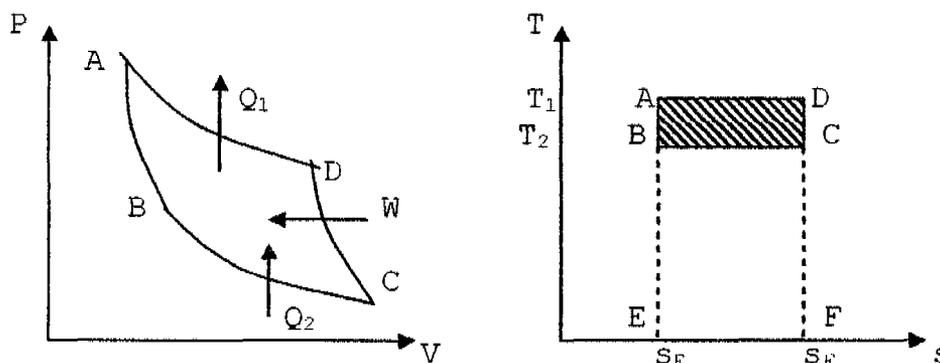


FIGURA 14. DIAGRAMAS P VS. V Y T VS. s PARA EL CICLO DE CARNOT INVERTIDO

- (1) EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA DEL REFRIGERANTE ENTRE **A** Y **B**, CON UNA CAÍDA DE TEMPERATURA DE T_1 A T_2 AL IR DISMINUYENDO LA PRESIÓN DEL REFRIGERANTE. (VÁLVULA DE EXPANSIÓN)
- (2) ABSORCIÓN DEL CALOR Q_2 POR EL REFRIGERANTE A UNA TEMPERATURA T_2 , MEDIANTE UN APARATO TRANSMISOR DE CALOR, EN EL CUAL OTRO FLUIDO, AIRE O LÍQUIDO, SE ENFRÍA. (EVAPORADOR)
- (3) AUMENTO DE LA PRESIÓN DEL REFRIGERANTE Y ELEVACIÓN DE SU TEMPERATURA HASTA T_1 POR MEDIO DE COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA ENTRE LOS PUNTOS ESTADO **C** Y **D**. AQUÍ ES

DONDE SE SUMINISTRA TRABAJO, EN LA COMPRESIÓN DEL REFRIGERANTE. (COMPRESOR)

- (4) FLUJO DE CALOR DEL REFRIGERANTE A UN MEDIO (AIRE O LÍQUIDO) EL CUAL LO EXTRAE DEL CICLO, A UNA TEMPERATURA T_1 , DESDE D HASTA A. (CONDENSADOR)

LA CANTIDAD DE CALOR EVACUADO ES Q_1 Y ES LA SUMA DEL CALOR ABSORBIDO POR EL REFRIGERANTE, Q_2 , MÁS EL TRABAJO SUMINISTRADO AL REFRIGERANTE, W .

$$Q_1 = Q_2 + W \text{ ----- (65)}$$

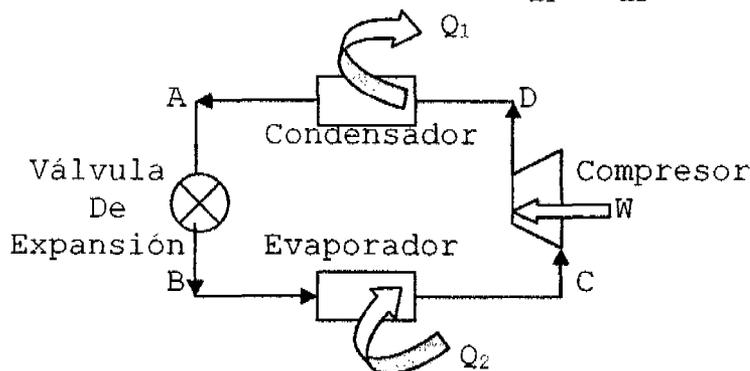


FIGURA 15. ESQUEMA DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA

III.2. COEFICIENTE DE OPERACIÓN

LA EFICIENCIA DEL CICLO DE CARNOT INVERTIDO IDEAL PARA PRODUCIR REFRIGERACIÓN SE DENOMINA COEFICIENTE DE OPERACIÓN (COP). SE DETERMINA COMO

$$COP = Q_2/W \text{ ----- (66)}$$

PERO $W = Q_1 - Q_2$, ENTONCES $COP = Q_2/(Q_1 - Q_2)$ ---- (67)

ADEMÁS $Q_1 = mT_1(s_F - s_E)$ Y $Q_2 = mT_2(s_F - s_E)$, COMO SE HABÍA VISTO YA, CUANDO LA TEMPERATURA PERMANECE CONSTANTE.

$$\text{POR LO TANTO } COP_{IDEAL} = \frac{mT_2(s_F - s_E)}{mT_1(s_F - s_E) - mT_2(s_F - s_E)}$$

$$\text{O, } COP_{IDEAL} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \text{ ----- (68)}$$

III.3. UNIDADES DE CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN

CUANDO SE USABA EL HIELO PARA REFRIGERACIÓN, SE UTILIZABA LA UNIDAD **TONELADA DE REFRIGERACIÓN** PARA MEDIR SU CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN, LA CUAL ERA SIEMPRE CONSTANTE PUES NO CONSIDERABA EL TIEMPO PARA LLEVAR A CABO EL PROCESO. UNA TONELADA DE REFRIGERACIÓN EQUIVALÍA A LA CANTIDAD DE CALOR ABSORBIDO POR UNA TONELADA AMERICANA DE HIELO A 0 °C AL CONVERTIRSE EN LÍQUIDO A 0 °C, ES DECIR, A SU **CALOR LATENTE DE FUSIÓN L**. ENTONCES $Q = mL$, DONDE

$$m = 2,000 \text{ LIBRAS} = 2,000 * 0.454 \text{ Kg} = 908 \text{ Kg}$$

$$L = 80 \text{ cal/g} = 80,000 \text{ cal/Kg} = 80 \text{ Kcal/Kg} \\ (144.12 \text{ BTU/lb})$$

$$\text{POR LO TANTO } Q = 908 * 80 = 72,640 \text{ Kcal} \text{ (288,000 BTU)}$$

SE IDEÓ DESPUÉS REFERIR LA TONELADA DE REFRIGERACIÓN DEL HIELO A UN TIEMPO DE UN DÍA, ES DECIR

$$1 \text{ TONELADA DE REFRIGERACIÓN (1 ton)} = 72640 \text{ Kcal/24 h}$$

$$1 \text{ ton} = 3027 \text{ Kcal/h} = 50.4 \text{ Kcal/min} \text{ (12,000 BTU/h)}$$

LA EQUIVALENCIA QUE HAY ENTRE ESTA UNIDAD Y EL HP ES QUE

$$1 \text{ HP} = 76 \text{ kg}_f \text{ m/s} = 76 * 9.81 \text{ N m/s} = 745 \text{ J/s}$$

$$\text{PERO } 1 \text{ cal} = 4.2 \text{ J}, \text{ ENTONCES } 1 \text{ HP} = 745/4.2 \\ = 177.38 \text{ cal/s}$$

$$\text{O BIEN } 1 \text{ HP} = 10.7 \text{ Kcal/min} \text{ (2544.33 BTU/h)}$$

$$\text{CONCLUYENDO, } 1 \text{ HP} = 10.7/50.4 = 0.212 \text{ ton}$$

$$\text{Ó } 1 \text{ ton} = 4.71 \text{ HP} \text{ -----(69)}$$

III.4. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA

LOS HAY DE DOS TIPOS: (1) POR COMPRESIÓN, (2) DE ABSORCIÓN.

LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN PUEDEN UTILIZAR INYECTORES DE VAPOR O COMPRESORES (ROTATORIOS, CENTRÍFUGOS O DE ÉMOLO). EN CAMBIO, EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE ABSORCIÓN, EN LUGAR DE COMPRESORES, SE UTILIZA: UN CALENTADOR, UN RECTIFICADOR, UN REFRIGERADOR Y UNA BOMBA.

COMO LA REFRIGERACIÓN COMERCIAL, OBJETO DE NUESTRO ESTUDIO, UTILIZA EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN, Y ESPECÍFICAMENTE EL DE COMPRESORES DE ÉMBOLO; EN LO SUCESIVO SÓLO SE HARÁ REFERENCIA A ESTE TIPO.

III.5. REFRIGERACIÓN CON COMPRESORES DE ÉMBOLO

EL PROCESO SE MUESTRA EN EL SIGUIENTE ESQUEMA

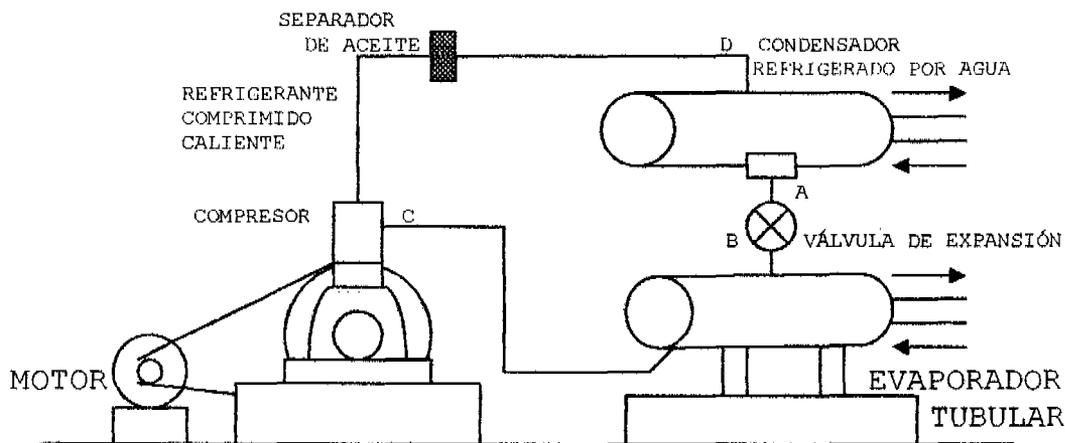


FIGURA 16. ESQUEMA DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA POR COMPRESIÓN

EL REFRIGERANTE, EN ESTADO GASEOSO, ENTRA EN EL CILINDRO DEL COMPRESOR (C); SE LE COMPRIME POLITRÓPICAMENTE; PASA A UN CONDENSADOR TUBULAR DE PASOS MÚLTIPLES (D) DONDE EL REFRIGERANTE SE CONVIERTE A LÍQUIDO LIBERANDO PARTE DE SU CALOR, EL CUAL ES EVACUADO A ALTA TEMPERATURA POR EL FLUIDO QUE ENFRÍA AL CONDENSADOR (AIRE O AGUA). EL REFRIGERANTE EN (A), LÍQUIDO, PASA A LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN (B); ÉSTA REGULA LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE QUE ENTRA EN EL EVAPORADOR DE BAJA PRESIÓN Y BAJA TEMPERATURA, EN DONDE SE VAPORIZA. EN ESTAS CONDICIONES (BAJA PRESIÓN Y BAJA TEMPERATURA), EL REFRIGERANTE ABSORBE CALOR EN EL EVAPORADOR CONTINUANDO SU CAMINO COMO VAPOR HASTA EL COMPRESOR DONDE, DE NUEVO, ENTRA COMO GAS.

III.6. CICLO COMERCIAL DE REFRIGERACIÓN

EN UNA MÁQUINA COMERCIAL DE REFRIGERACIÓN NO SE CUMPLEN LOS REQUISITOS DEL CICLO TEÓRICO.

EN EL PROCESO REAL, EL REFRIGERANTE LÍQUIDO LLEGA A LA ENTRADA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN EN ESTADO SATURADO. COMO EN LA VÁLVULA LO QUE SE BUSCA ES ESTRANGULAR EL PASO DEL REFRIGERANTE A ENTALPÍA CONSTANTE, DISMINUYENDO SU PRESIÓN Y SU TEMPERATURA, EL PROCESO NO PUEDE OCURRIR A ENTROPÍA CONSTANTE, COMO YA SE HABÍA ESTUDIADO ANTERIORMENTE.

EN EL FUNCIONAMIENTO REAL, LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE EN EL EVAPORADOR DEBE SER INFERIOR A LA DEL MEDIO QUE SE TRATA DE ENFRIAR, Y LA PRESIÓN EN EL EVAPORADOR DEPENDE DE LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE.

EN UN CICLO REAL, EL VAPOR DE REFRIGERANTE PUEDE ABANDONAR EL EVAPORADOR EN ALGUNO DE LOS SIGUIENTES ESTADOS: SATURADO HÚMEDO, SATURADO SECO O RECALENTADO. CONVIENE QUE LO HAGA CON CIERTO RECALENTAMIENTO PARA UN BUEN FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR.

EN UN CICLO REAL, LA COMPRESIÓN POLITRÓPICA Y EL ESTADO FINAL DEL REFRIGERANTE COMPRIMIDO DEPENDEN EN PARTE DE SU ESTADO INICIAL. SI SE INICIA COMPRIMIENDO GAS RECALENTADO, AL FINAL DE LA COMPRESIÓN SE TENDRÁ GAS RECALENTADO. EN ESTE ESTADO ENTRA EN EL CONDENSADOR, EN DONDE EL MEDIO QUE LO ENFRÍA SE MANTIENE A UNA TEMPERATURA INFERIOR A LA DEL REFRIGERANTE.

EN EL CONDENSADOR, EL REFRIGERANTE PIERDE LA ENTALPÍA DE RECALENTAMIENTO, LA ENTALPÍA DE VAPORIZACIÓN Y PARTE DE SU ENTALPÍA DE LÍQUIDO. ES PUES A TODAS LUCES UN PROCESO IRREVERSIBLE.

EN EL SIGUIENTE DIAGRAMA PRESIÓN VS. ENTALPÍA SE MUESTRAN LOS DOS FUNCIONAMIENTOS DISTINTOS DE REFRIGERACIÓN: EL TEÓRICO Y EL COMERCIAL. FIGURA 17.

EL REPRESENTADO POR **A-B-C-D₁-A** ES:

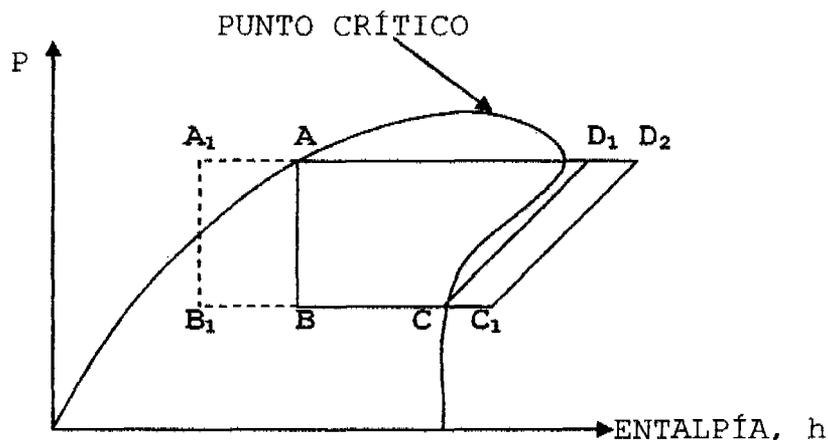
- (1) ESTRANGULACIÓN DEL LÍQUIDO SATURADO DESDE **A** A **B**;
- (2) VAPORIZACIÓN DEL REFRIGERANTE LÍQUIDO DESDE **B** A **C**, PARA TENER VAPOR SATURADO SECO EN **C**;
- (3) COMPRESIÓN DEL VAPOR SECO DESDE **C** A **D₁** PARA PRODUCIR CIERTO RECALENTAMIENTO EN **D₁**;

- (4) EVACUACIÓN DEL RECALENTAMIENTO Y DE LA ENTALPÍA DE VAPORIZACIÓN PARA DAR REFRIGERANTE LÍQUIDO SATURADO EN **A**.

EL REPRESENTADO POR $A_1-B_1-C_1-D_2-A_1$ ES:

- (1) CUANDO EN EL CONDENSADOR SE PRODUCE SOBREENFRIAMIENTO, EL PUNTO ESTADO DEL LÍQUIDO VIENE REPRESENTADO POR A_1 , Y EL REFRIGERANTE ENTRA EN EL EVAPORADOR EN B_1 ;
- (2) VAPORIZACIÓN DEL REFRIGERANTE LÍQUIDO DESDE B_1 HASTA C_1 , PARA TENER VAPOR RECALENTADO.
- (3) CUANDO EL REFRIGERANTE ABANDONA EL EVAPORADOR EN ESTADO DE RECALENTAMIENTO, SU COMPRESIÓN VIENE REPRESENTADA POR LA LÍNEA C_1D_2 .
- (4) EVACUACIÓN DE CALOR (DE RECALENTAMIENTO Y DE VAPORIZACIÓN) EN EL CONDENSADOR PARA DAR LÍQUIDO SOBREENFRIADO, DE D_2 A A_1 .

ESTE ÚLTIMO TIPO DE FUNCIONAMIENTO CONSTITUYE UNA AYUDA PARA AUMENTAR LA CANTIDAD DE REFRIGERACIÓN PRODUCIDA POR UNIDAD DE PESO DE REFRIGERANTE MANEJADO.



PUNTO **A** PARA EL LÍQUIDO SATURADO
 PUNTO A_1 PARA EL LÍQUIDO SOBREENFRIADO
 PUNTOS C_1 , D_1 Y D_2 EN LA REGIÓN DE RECALENTAMIENTO
 PUNTOS **B** Y B_1 EN LA REGIÓN DE SATURACIÓN HÚMEDA

FIGURA 17. DIAGRAMA P VS. h PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN

III.7. CÁLCULOS EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN

PARA EL PROCESO DE COMPRESIÓN SE HACEN LAS SIGUIENTES CONSIDERACIONES:

1.- EL REFRIGERANTE ESTÁ SATURADO A -15°C ENTRE LOS CILINDROS DEL COMPRESOR, Y SE DESCARGA EN EL CONDENSADOR A 30°C .

2.- EL REFRIGERANTE QUEDA SOBREENFRIADO 5°C AL ALCANZAR LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN, Y RECALENTADO 5°C EL VAPOR PROCEDENTE DEL EVAPORADOR AL LLEGAR A LA ENTRADA DEL COMPRESOR.

3.- CUANDO EL REFRIGERANTE ENTRA EN EL COMPRESOR EN FORMA DE MEZCLA DE VAPOR Y LÍQUIDO, LA COMPRESIÓN ES HÚMEDA, Y EN LA DESCARGA, EL VAPOR PUEDE SER HÚMEDO, SECO SATURADO O RECALENTADO. SI AL PRINCIPIO DE LA COMPRESIÓN EL REFRIGERANTE ESTÁ SATURADO SECO O RECALENTADO, SU ESTADO FINAL SERÁ RECALENTADO, Y LA COMPRESIÓN SE DENOMINA SECA.

LAS ECUACIONES DE ENERGÍA POR Kg DE REFRIGERANTE, QUE SE EXPONEN ENSEGUIDA, SON APLICABLES AL CICLO $A_1-B_1-C_1-D_2-A_1$, Y CON CIERTAS MODIFICACIONES AL CICLO $A-B-C-D_1-A$.

EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN EN EL EVAPORADOR VALE

$$q_2 = h_{c1} - h_{b1} \text{ ----- (70)}$$

EL TRABAJO EN LA COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA,

$$w_i = h_{d2} - h_{c1} \text{ ----- (71)}$$

EL CALOR EVACUADO EN EL CONDENSADOR ES

$$q_1 = h_{d2} - h_{a1} \text{ ----- (72)}$$

PARA UNA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN DETERMINADA, EN ton, EL CAUDAL DE REFRIGERANTE, EN Kg/min, ES

$$m_T = 50.4 * \text{ton}/q_2 \text{ ----- (73)}$$

PARA q_2 EN Kcal/Kg Ó

$$m_T = 12000 * \text{ton}/q_2 \text{ ----- (73')}$$

EN lb/h, PARA q_2 EN BTU/lb.

LA POTENCIA ISOENTRÓPICA EXIGIDA POR EL COMPRESOR PUEDE DETERMINARSE CON UNA DE LAS FÓRMULAS SIGUIENTES:

$$HP_i = 426 m_T w_i / 4560 \text{ ----- (74)}$$

$$\text{Ó } HP_i = m_T w_i / 10.7 = 50.4 * \text{ton} * w_i / (10.7 q_2)$$

$$\text{Ó } HP_i = 4.71 * \text{ton} * w_i / q_2$$

$$\text{Ó } HP_i = 4.71 * \text{ton} * (h_{D2} - h_{C1}) / q_2 \text{ ----- (75)}$$

PARA: m_T EN Kg/min,
 w_i EN Kcal/Kg
 q_2 EN Kcal/Kg
 h_D, h_{C1} EN Kcal/Kg

$$\text{O BIEN } HP_i = 12,000 * \text{ton} (h_{D2} - h_{C1}) / q_2 \text{ ----- (75')}$$

PARA: h_{D2}, h_{C1} Y q_2 EN BTU/lb

EL TRABAJO ISOENTRÓPICO DE COMPRESIÓN, CUANDO $k = c_p / c_v$, ES

$$w_i = \frac{k}{k-1} * \frac{P_C v_C}{426} [(P_D / P_C)^{(k-1)/k} - 1] \text{ ----- (76)}$$

EN DONDE:

w_i = TRABAJO ISOENTRÓPICO REALIZADO EN EL COMPRESOR, EN Kcal/Kg

P_C = PRESIÓN ABSOLUTA DEL REFRIGERANTE AL ENTRAR EN EL COMPRESOR, EN Kg_f/m^2

P_D = PRESIÓN ABSOLUTA DE DESCARGA DEL COMPRESOR, EN Kg_f/m^2

v_C = VOLUMEN DEL REFRIGERANTE AL ENTRAR EN EL COMPRESOR, EN m^3/Kg

$k = c_p / c_v$. SE OBTIENE DE TABLAS PARA CADA REFRIGERANTE.

426 ES UN FACTOR DE CONVERSIÓN, QUE SERÁ DIFERENTE SI SE UTILIZA EL SISTEMA DE UNIDADES INGLÉS.

LA POTENCIA REAL NECESARIA DEL MOTOR DEL COMPRESOR SE CALCULA UN 25 A 30% MÁS GRANDE QUE LA ISOENTRÓPICA. POR LO TANTO, LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR (η_c) ESTARÁ ENTRE 77 Y 80%. ES DECIR,

$$\eta_c = \frac{\text{POTENCIA TEÓRICA}}{\text{POTENCIA REAL}} = 0.77 \text{ A } 0.80$$

POR LO TANTO, LA POTENCIA DEL MOTOR PARA EL COMPRESOR ES

$$\text{BHP} = \frac{4.71 * (h_{D2} - h_{C1}) * \text{ton}}{\eta_c q_2} \text{-----} (77)$$

PARA h_{D2} , h_{C1} Y q_2 EN Kcal/Kg.

O BIEN $\text{BHP} = 12,000 * \text{ton} (h_{D2} - h_{C1}) / (\eta_c q_2)$ ----- (77')

PARA h_{D2} , h_{C1} Y q_2 EN BTU/lb.

EL COEFICIENTE REAL DE FUNCIONAMIENTO (COP_{REAL}) PARA UNA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN ES

$$\text{COP}_{\text{REAL}} = \frac{\text{EFECTO DE REFRIGERACIÓN}}{\text{TRABAJO REAL ABSORBIDO}} \text{-----} (78)$$

$$\text{O } \text{COP}_{\text{REAL}} = 50.4 * \text{ton} / (10.7 * \text{BHP}) = 4.71 \text{ ton/BHP} \text{---} (79)$$

OTRA RELACIÓN MUY ÚTIL ES $\text{BHP/ton} = 4.71 / \text{COP}_{\text{REAL}}$

III.8. EL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA

A) COMPRESORES

EL COMPRESOR ES UNA BOMBA DE VAPOR. ES EL DISPOSITIVO QUE CAMBIA EL VAPOR REFRIGERANTE DE BAJA A ALTA PRESIÓN. A VECES SE LE DENOMINA BOMBA TÉRMICA PORQUE INVOLUCRA LA TRANSMISIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA DEL INTERIOR DEL EQUIPO AL EXTERIOR. EL COMPRESOR NO PUEDE COMPRIMIR LÍQUIDO. SI ENTRA LÍQUIDO AL COMPRESOR, ÉSTE PUEDE QUEDAR DAÑADO SERIAMENTE, OCASIONÁNDOLE ROTURA DE LAS VÁLVULAS O LAS BIELAS O UN TOTAL DESASTRE DENTRO DEL MISMO.

DEPENDIENDO DEL SERVICIO DE REFRIGERACIÓN QUE SE VAYA A TENER, SERÁ EL TIPO DE COMPRESOR A UTILIZAR. LOS HAY COMO MOTO-COMPRESORES MONOFÁSICOS (MOTOR Y COMPRESOR CONECTADOS EN FORMA DIRECTA O DE FÁBRICA), HERMÉTICOS O SEMIHERMÉTICOS; LOS

HAY TAMBIÉN COMPRESORES DE TIPO ABIERTO Y TRANSMISIÓN POR BANDAS Y POLEAS.

B) CONDENSADORES

EL CONDENSADOR TIENE DOS PROPÓSITOS:

- (1) RETIRAR EL CALOR DEL SISTEMA.
- (2) CONDENSAR EL VAPOR DE REFRIGERANTE, CONVIRTIÉNDOLO EN LÍQUIDO NUEVO PARA VOLVER A USARLO EN EL EVAPORADOR.

LOS HAY: ENFRIADOS POR AIRE O ENFRIADOS POR AGUA. TAMBIÉN AQUÍ, DEPENDIENDO DEL USO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN, SERÁ EL TIPO DE CONDENSADOR A UTILIZAR.

LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA SON MÁS EFICIENTES QUE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE. SIN EMBARGO, ESTOS ÚLTIMOS REQUIEREN POCO O NINGÚN MANTENIMIENTO; ACTUALMENTE, PLANTAS DE REFRIGERACIÓN DE HASTA 50 ton EMPLEAN ESTE TIPO DE CONDENSADORES.

LA MAYORÍA DE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE TIENE UN VENTILADOR TIPO AXIAL PARA PRODUCIR EL MOVIMIENTO DE AIRE, EL CUAL TRABAJA DE MANERA CÍCLICA CON EL CICLO DE OPERACIÓN DEL REFRIGERADOR. LAS UNIDADES DOMÉSTICAS DE REFRIGERACIÓN SE VENTILAN DE MANERA NATURAL.

LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA PUEDEN SER: DE DOBLE TUBO (EL AGUA FLUYE DENTRO DE UN TUBO EN DIRECCIÓN OPUESTA A LA DEL REFRIGERANTE QUE CIRCULA ALREDEDOR DE LOS TUBOS); DE CASCO Y TUBO (TUBOS DENTRO DE UNA CUBIERTA DE ACERO, EL AGUA CIRCULA A TRAVÉS DE LOS TUBOS Y EL REFRIGERANTE CIRCULA DENTRO DEL CASCO); O DE CASCO Y SERPENTÍN (LOS TUBOS DENTRO DEL CASCO SON EN FORMA DE SERPENTÍN Y POR ELLOS CIRCULA EL AGUA).

C) EVAPORADORES

UN EVAPORADOR ES UN DISPOSITIVO PARA EVAPORAR EL REFRIGERANTE Y ABSORBER EL CALOR DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. LOS DOS TIPOS BÁSICOS DE EVAPORADORES SON EL DE EXPANSIÓN DIRECTA O DE SERPENTÍN SECO Y EL TIPO INUNDADO. EN EL DISEÑO SE DEBE SELECCIONAR EL EVAPORADOR INDICADO DE ACUERDO CON SU APLICACIÓN.

EN LOS EVAPORADORES DE SERPENTÍN SECO, EN CONDICIONES NORMALES DE OPERACIÓN, NINGUNA PARTE DEL SERPENTÍN ESTÁ TOTALMENTE LLENA DE REFRIGERANTE LÍQUIDO. EL CAMBIO DE PRESIÓN QUE OCURRE EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN ORIGINA QUE APROXIMADAMENTE LA TERCERA PARTE DEL REFRIGERANTE SE CONVIERTA DE INMEDIATO EN VAPOR. EL REFRIGERANTE QUE QUEDA SE DEJA HERVIR.

LOS EVAPORADORES DEL TIPO INUNDADO ESTÁN CONSTRUIDOS PARA LA CIRCULACIÓN DE REFRIGERANTE EN ESTADO LÍQUIDO. COMÚNMENTE SE LES CONOCE COMO ENFRIADORES.

D) DISPOSITIVOS DE CONTROL DE REFRIGERANTE

LOS MODERNOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN OPERAN DE MANERA AUTOMÁTICA. CON EL OBJETO DE ASEGURAR EL FUNCIONAMIENTO CONTINUO SE HAN IDEADO CONTROLES AUTOMÁTICOS DEL FLUJO DEL REFRIGERANTE. ESTOS DISPOSITIVOS SE COLOCAN EN EL CIRCUITO ENTRE LA LÍNEA DE LÍQUIDO Y EL EVAPORADOR Y CONSTITUYEN UNO DE LOS PUNTOS DIVISORIOS ENTRE LOS LADOS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN DEL SISTEMA. EL CONTROL REDUCE LA ALTA PRESIÓN EN LA LÍNEA DE LÍQUIDO Y LA CONVIERTE EN BAJA PRESIÓN EN EL EVAPORADOR. EL REFRIGERANTE EN EL EVAPORADOR DEBE ESTAR A UNA PRESIÓN BAJA PARA QUE PUEDA EVAPORARSE A UNA TEMPERATURA BAJA. LA BAJA PRESIÓN EN EL REFRIGERANTE PERMITE A ÉSTE ENTRAR EN EVAPORACIÓN Y COMENZAR EL CICLO DE REFRIGERACIÓN. LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL MÁS USADOS SON:

**VÁLVULA DE EXPANSIÓN
RESTRICTORES
TUBOS CAPILARES
VÁLVULA AUTOMÁTICA DE EXPANSIÓN
VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS DE EXPANSIÓN**

LA SELECCIÓN DE ESTOS DISPOSITIVOS DEPENDE DEL TIPO DE APLICACIÓN DEL REFRIGERANTE Y DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA.

i) VÁLVULAS DE EXPANSIÓN MANUALES

SU USO SE LIMITA A SISTEMAS CUYA CARGA ES SUFICIENTEMENTE CONSTANTE; EN CAMBIO, SE NECESITA UN OPERADOR PARA REALIZAR MANUALMENTE LOS AJUSTES CUANDO HAYA CAMBIOS DE CARGA. POR LO TANTO NO ES NI CONFIABLE NI ECONÓMICA.

ii) RESTRICTORES

ESTÁN DISEÑADOS PARA PROPORCIONAR LA CAÍDA DE PRESIÓN DESEADA ENTRE EL LADO DE ALTA Y EL DE BAJA PRESIÓN DEL SISTEMA. PUEDE CONSISTIR SIMPLEMENTE EN UN COPLÉ ABOCINADO CON UN PEDAZO DE TUBO. O PUEDE TAMBIÉN SER UNA PEQUEÑA MALLA DE BRONCE QUE REDUZCA EL ÁREA DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO HACIA LA ENTRADA DEL EVAPORADOR PARA RESTRINGIR EL FLUJO DE REFRIGERANTE. SON ECONÓMICOS, OCUPAN POCO ESPACIO Y EVITAN QUE SE SOBRECARGUE EL MOTOR DURANTE EL ARRANQUE.

iii) TUBO CAPILAR

ES EL DISPOSITIVO DE CONTROL EMPLEADO MÁS COMÚNMENTE EN LOS REFRIGERADORES DOMÉSTICOS. CONSISTE SIMPLEMENTE EN UN TUBO DE COBRE DE CIERTA LONGITUD Y DE PEQUEÑO DIÁMETRO INTERIOR (DESDE 0.66 mm HASTA 2.159 mm). NORMALMENTE LLEVAN UN FILTRO DESHIDRATADOR O UN FILTRO FINO A LA ENTRADA PARA REMOVER HUMEDAD O SUCIEDAD QUE PUEDA TENER EL REFRIGERANTE. SU DIÁMETRO DEBE VARIAR EN PROPORCIÓN DIRECTA A SU LONGITUD.

LOS TUBOS CAPILARES PERMITEN IGUALAR LAS PRESIONES DEL LADO DE ALTA Y DEL LADO DE BAJA DURANTE LOS PERIODOS EN QUE LA UNIDAD REPOSA, LO QUE PERMITA USAR UN MOTOR DE COMPRESOR CON BAJO PAR DE ARRANQUE.

iv) VÁLVULA AUTOMÁTICA DE EXPANSIÓN

CUANDO DISMINUYE LA PRESIÓN EN EL LADO DE BAJA, LA VÁLVULA SE ABRE Y EL REFRIGERANTE FLUYE DENTRO DEL EVAPORADOR. AL EVAPORARSE EN CONDICIONES DE BAJA PRESIÓN, ABSORBE CALOR. LA VÁLVULA MANTIENE UNA PRESIÓN CONSTANTE DE SUCCIÓN. SI LA PRESIÓN DE SUCCIÓN AUMENTA POR ARRIBA DE LA PRESIÓN COMBINADA, LA ATMOSFÉRICA Y LA DEL RESORTE, LA VÁLVULA SE CIERRA. ESTA CARACTERÍSTICA EVITA QUE LAS ELEVADAS PRESIONES DE SUCCIÓN SOBRECARGUEN EL MOTOR DEL COMPRESOR.

v) VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN

ES UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA POR MEDIO DE TEMPERATURA; MIDE Y CONTROLA EL FLUJO DE REFRIGERANTE QUE VA AL EVAPORADOR, DE MANERA EXACTA Y EN LA PROPORCIÓN QUE REQUIERE LA VELOCIDAD DE EVAPORACIÓN. TAMBIÉN SE LE CONOCE COMO VÁLVULA DE SOBRECALENTAMIENTO YA QUE ESTÁ AJUSTADA PARA CONTROLAR EL VAPOR DE REFRIGERANTE QUE SALE DEL EVAPORADOR

CON UN SOBRECALENTAMIENTO CONSTANTE, USUALMENTE 5.55 °C. RECORDEMOS QUE EL SOBRECALENTAMIENTO ES LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE EL VAPOR QUE SALE DEL EVAPORADOR Y LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE LÍQUIDO QUE HIERVE DENTRO DEL MISMO.

EXISTEN BÁSICAMENTE CUATRO TIPOS DE VÁLVULAS TERMOSTÁTICAS DE EXPANSIÓN, QUE SON:

- (1) VÁLVULA IGUALADA INTERNAMENTE
- (2) VÁLVULA IGUALADA EXTERNAMENTE
- (3) VÁLVULA DE BALANCEO RÁPIDO DE LA PRESIÓN
- (4) VÁLVULA TERMOELÉCTRICA.

VÁLVULA IGUALADA INTERNAMENTE: SÓLO ES APLICABLE A UN EVAPORADOR PEQUEÑO, CON UNA CAÍDA DE PRESIÓN MÁXIMA DE 0.1407 Kg./cm² A 0.2111 Kg./cm². ESTO ES DEBIDO A QUE UNA MAYOR CAÍDA DE PRESIÓN (COMO OCURRE EN LOS SERPENTINES GRANDES) OBLIGARÍA A UNA MAYOR TEMPERATURA DE SALIDA DE SOBRECALENTAMIENTO, LO CUAL NOS ACARREARÍA UNA SUBALIMENTACIÓN DE LÍQUIDO AL EVAPORADOR, Y YA HEMOS HABLADO DE LA NECESIDAD DE MANTENER EL EVAPORADOR TAN LLENO DE LÍQUIDO COMO SEA POSIBLE.

VÁLVULA IGUALADA EXTERNAMENTE: LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL SERPENTÍN NO ES UN FACTOR QUE INFLUYA EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA.

VÁLVULA DE BALANCEO RÁPIDO DE LA PRESIÓN: ES MEJOR QUE LA VÁLVULA AUTOMÁTICA DE EXPANSIÓN DEBIDO A QUE SE ADAPTA CON MAYOR FACILIDAD A LOS CAMBIOS DE CARGA, CON LO CUAL MANTIENE LA CONDICIÓN DE SOBRECALENTAMIENTO CONSTANTE DEL EVAPORADOR. ADEMÁS ELIMINA LA NECESIDAD DEL ADITAMENTO ELÉCTRICO DE ARRANQUE PESADO (CAPACITOR Y RELEVADOR DE ARRANQUE).

VÁLVULA TERMOELÉCTRICA: PUEDE CONTROLAR EL EVAPORADOR UN SOBRECALENTAMIENTO DE 0°. TRABAJAN A 24 VOLTIOS Y OFRECEN UN CONTROL MODULADOR (DESDE COMPLETAMENTE CERRADA HASTA COMPLETAMENTE ABIERTA).

III.9. FLUIDOS REFRIGERANTES

LOS REFRIGERANTES SON LOS FLUIDOS OPERANTES EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. SE TRATA DE SUBSTANCIAS QUE ABSORBEN CALOR EN EL MOMENTO DE EVAPORARSE. CUANDO EL VAPOR ES MOVIDO HACIA EL CONDENSADOR, DICHO CALOR ES REMOVIDO. SU

BAJO PUNTO DE EBULLICIÓN Y OTRAS PROPIEDADES LOS HACEN ÚTILES PARA LA REFRIGERACIÓN.

LOS LÍQUIDOS DERIVADOS DEL FLUOROCARBÓN SON UTILIZADOS CON FRECUENCIA COMO REFRIGERANTES SEGUROS.

EN 1956, LA COMPAÑÍA DU PONT IDEÓ Y REGISTRÓ UN MÉTODO PARA CLASIFICAR NUMÉRICAMENTE LOS REFRIGERANTES, UTILIZANDO LA LETRA R AL PRINCIPIO, SEGUIDA DE DOS O MÁS DÍGITOS, DEPENDIENDO DEL NÚMERO DE ÁTOMOS DE LOS ELEMENTOS QUÍMICOS QUE LO COMPONEN.

LOS REFRIGERANTES MÁS USADOS ACTUALMENTE SON: EL R-12, EL R-22 Y EL R-500, COMERCIALMENTE CONOCIDOS COMO: FREÓN 12, FREÓN 22 Y FREÓN 500, RESPECTIVAMENTE. SIN EMBARGO, POR PROBLEMAS DE CONTAMINACIÓN ATMOSFÉRICA QUE ESTOS Y OTROS REFRIGERANTES ESTÁN OCASIONANDO, SE HAN COMENZADO A REEMPLAZAR POR OTROS MENOS DAÑINOS AL MEDIO AMBIENTE.

EL FREÓN 12 NO ES CORROSIVO NI IRRITANTE NI TÓXICO Y TAMPOCO ES INFLAMABLE; ES INCOLORO Y CASI SIEMPRE INODORO. ÚLTIMAMENTE ESTÁ SIENDO REEMPLAZADO POR EL FREÓN 22 QUE TIENE UN CALOR LATENTE MÁS ELEVADO. SIN EMBARGO, EXISTE TAMBIÉN EL FREÓN 500 QUE COMPITE CON AMBOS.

NORMALMENTE LOS REFRIGERANTES DE DISTINTO NÚMERO NO PUEDEN SER MEZCLADOS, A MENOS QUE SE HAGAN MODIFICACIONES IMPORTANTES AL DISEÑO DEL SISTEMA.

EXISTEN TABLAS PARA LOS REFRIGERANTES QUE ESTABLECEN LA RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN DE VAPOR SATURADO Y LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN DEL LÍQUIDO. ASÍ TAMBIÉN, TABLAS QUE NOS MUESTRAN LA TEMPERATURA Y LA PRESIÓN CRÍTICAS: TEMPERATURA MÁS ELEVADA A LA QUE PUEDE EXISTIR UN REFRIGERANTE EN FORMA LÍQUIDA Y LA PRESIÓN DE VAPOR CORRESPONDIENTE. ESTE ES EL QUE SEÑALAMOS COMO PUNTO CRÍTICO EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER. NUNCA DEBE DE ACERCARSE A LAS PROPIEDADES CRÍTICAS DE LOS REFRIGERANTES.

PARA SELECCIONAR UN REFRIGERANTE PARA UNA INSTALACIÓN DETERMINADA, SE REVISAN CUIDADOSAMENTE LOS DATOS EN FORMA DE TABLAS Y GRÁFICAS. LA INFORMACIÓN PUEDE PRESENTARSE GRÁFICAMENTE EN FORMA DE DIAGRAMA, COMO EL DIAGRAMA DE MOLLIER O DE PRESIÓN-ENTALPÍA QUE SE MUESTRA EN LA FIGURA 18.

ESTE DIAGRAMA TIENE TRES ZONAS CADA UNA DE LAS CUALES CORRESPONDE A UN ESTADO FÍSICO DIFERENTE DEL REFRIGERANTE. LA ZONA DE LA IZQUIERDA REPRESENTA REFRIGERANTE LÍQUIDO SUBENFRIADO. LA ZONA CENTRAL REPRESENTA AL REFRIGERANTE EN ESTADO MIXTO DE LÍQUIDO Y VAPOR. Y LA ZONA DE LA DERECHA REPRESENTA AL REFRIGERANTE EN ESTADO DE VAPOR SOBREALENTADO.

LAS LÍNEAS INCLINADAS QUE SEPARAN LAS ZONAS INDICAN LAS CONDICIONES LÍMITE O DE FRONTERA. EN CUALQUIER PUNTO SOBRE LA LÍNEA A LA IZQUIERDA DE FRONTERA, EXISTE LÍQUIDO SATURADO. EN CUALQUIER PUNTO SOBRE LA LÍNEA DE LA DERECHA DE FRONTERA, EXISTE VAPOR SATURADO. POR LO TANTO, LA LÍNEA DE LA IZQUIERDA ES LA LÍNEA DE LÍQUIDO SATURADO Y LA DE LA DERECHA, LA LÍNEA DE VAPOR SATURADO. ESTAS LÍNEAS CONVERGEN AL AUMENTAR LA PRESIÓN Y FINALMENTE SE JUNTAN EN EL PUNTO CRÍTICO.

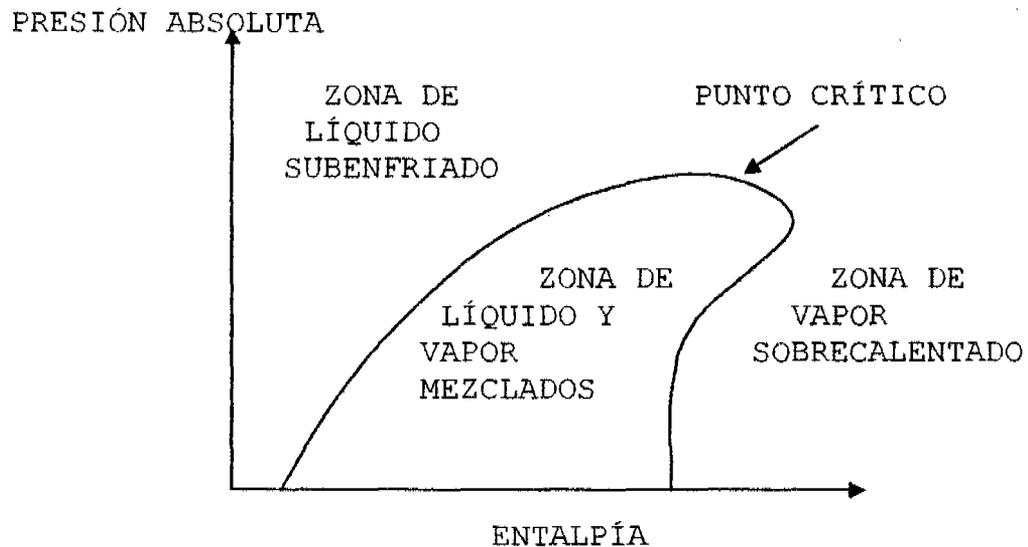


FIGURA 18. DIAGRAMA P VS. h PARA LOS REFRIGERANTES

EN EL DIAGRAMA COMPLETO APARECEN CINCO PROPIEDADES BÁSICAS DEL REFRIGERANTE:

- (1) PRESIÓN ABSOLUTA (P). LA ESCALA VERTICAL DEL DIAGRAMA ES LA PRESIÓN ABSOLUTA. LAS LÍNEAS DE PRESIÓN CONSTANTE CORREN EN FORMA HORIZONTAL A TRAVÉS DE LA CARTA. PARA OBTENER LA PRESIÓN MANOMÉTRICA, SE RESTA LA PRESIÓN ATMOSFÉRICA DE LA PRESIÓN ABSOLUTA.

- (2) ENTALPÍA (**h**). LA ESCALA HORIZONTAL REPRESENTA LA ENTALPÍA. LAS LÍNEAS DE ENTALPÍA CONSTANTE SON VERTICALES. EN UN PROCESO DE FLUJO CONSTANTE TAL COMO UN CICLO DE REFRIGERACIÓN, LA ENTALPÍA REPRESENTA EL CONTENIDO DE ENERGÍA POR Kg. DE REFRIGERANTE. LOS CAMBIOS DE ENTALPÍA ENTRE LOS PUNTOS DE UN PROCESO SON MUY IMPORTANTES.
- (3) TEMPERATURA (**T**). POR LO GENERAL, LAS LÍNEAS DE TEMPERATURA CONSTANTE CORREN EN DIRECCIÓN VERTICAL EN LAS ZONAS DE VAPOR SOBRECALENTADO Y DE LÍQUIDO SUBENFRIADO. EN LA ZONA DE MEZCLA, SIGUEN UNA TRAYECTORIA HORIZONTAL ENTRE LAS LÍNEAS DE SATURACIÓN. EL DIAGRAMA, NORMALMENTE SIMPLIFICADO, INCLUYE LÍNEAS DE TEMPERATURA SÓLO EN LA ZONA DE SOBRECALENTAMIENTO. EN LA ZONA MIXTA, SE MUESTRAN LOS PUNTOS DE INTERSECCIÓN CON LAS LÍNEAS DE SATURACIÓN.
- (4) VOLUMEN ESPECÍFICO (**v**). LAS LÍNEAS DE VOLUMEN CONSTANTE SE EXTIENDEN DESDE LA LÍNEA DE VAPOR SATURADO HACIA LA ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO Y FORMAN UN PEQUEÑO ÁNGULO CON LA HORIZONTAL. LAS LÍNEAS DE VOLUMEN ESPECÍFICO NO SE INCLUYEN NORMALMENTE EN LA ZONA DE LÍQUIDO O DE MEZCLA.
- (5) ENTROPÍA (**s**). LAS LÍNEAS DE ENTROPÍA CONSTANTE SE EXTIENDEN Y FORMAN UN CIERTO ÁNGULO CON LA LÍNEA DE VAPOR SATURADO Y A PARTIR DE ELLA. ESTAS LÍNEAS APARECEN SÓLO EN LA ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO PORQUE ES DONDE ORDINARIAMENTE SE REQUIEREN LOS DATOS DE ENTROPÍA, LA CUAL ESTÁ RELACIONADA CON LA DISPONIBILIDAD DE ENERGÍA. LOS CAMBIOS EN LA ENTROPÍA, MÁS QUE SUS VALORES ABSOLUTOS SON DE INTERÉS PARA EL INGENIERO. EN UN PROCESO DE TRABAJO TERMODINÁMICAMENTE REVERSIBLE, LA ENTROPÍA PERMANECE CONSTANTE. ADEMÁS NO PUEDE DETECTARSE POR MEDIO DE LOS SENTIDOS, YA QUE ES UNA RELACIÓN MATEMÁTICA ENTRE EL CALOR Y LA TEMPERATURA.

RESEÑA

EN LOS TRES CAPÍTULOS ANTERIORES HEMOS VISTO EL POR QUÉ ES NECESARIA LA REFRIGERACIÓN DE LOS ALIMENTOS SI DESEAMOS CONSERVARLOS, Y DE QUÉ MANERA HA VENIDO EVOLUCIONANDO LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA HASTA LLEGAR A LA TECNOLOGÍA ACTUAL; HEMOS ESTABLECIDO TAMBIÉN CUÁLES SON LOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN, COMENZANDO DESDE LAS LEYES DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA Y DE LA MASA, PASANDO POR EL ESTUDIO DE TODOS LOS POSIBLES PROCESOS TERMODINÁMICOS QUE PUEDEN OCURRIR EN UN SISTEMA CERRADO QUE MANEJA UN GAS COMO FLUIDO DE TRABAJO, Y LLEGANDO HASTA SU APLICACIÓN EN UN CICLO TERMODINÁMICO MUY CONOCIDO COMO LO ES EL CICLO DE CARNOT. EN CADA UNO DE LOS TEMAS QUE HEMOS TOCADO EN LA FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA, HEMOS QUERIDO ESTABLECER LOS MODELOS MATEMÁTICOS QUE RIGEN A CADA UNO DE LOS PROCESOS TERMODINÁMICOS; ALGUNOS DE ELLOS APLICABLES DIRECTAMENTE AL DISEÑO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN Y OTROS QUE SIRVEN PRECISAMENTE COMO MODELOS PARA LA OBTENCIÓN DE GRÁFICAS O TABLAS A LAS QUE HAREMOS REFERENCIA EN NUESTRO DISEÑO.

FINALMENTE, EN EL CAPÍTULO III, SE HIZO UN ESTUDIO TEÓRICO DE LAS MÁQUINAS TÉRMICAS, Y, EN PARTICULAR, DE AQUÉLLAS QUE SON REVERSIBLES (CICLO DE CARNOT INVERTIDO); DE LOS PROCESOS TERMODINÁMICOS QUE AHÍ SE PRESENTAN Y DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS QUE LOS RIGEN. ASÍ MISMO, ENTRAMOS DE LLENO YA EN LO QUE ES LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA, COMO UNA APLICACIÓN DEL CICLO DE CARNOT INVERTIDO: DEL EQUIPO NECESARIO; DE LOS DIFERENTES TIPOS DE EQUIPO QUE PODEMOS ENCONTRAR; DE LA APLICACIÓN DE UNO U OTRO EQUIPO; DE LAS VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE USAR UNO U OTRO Y DE LOS DIFERENTES FLUIDOS PARA REFRIGERACIÓN MECÁNICA QUE EXISTEN.

BIBLIOGRAFÍA PARA ESTE CAPÍTULO:

- 1.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA. WILLIAM C. REYNOLDS Y HENRY C. PERKINS. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1988.
- 2.- LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES. W. H. SEVERNS, H. E. DEGLER Y J.C. MILES. EDITORIAL: REVERTÉ, S.A. ESPAÑA. PRIMERA IMPRESIÓN. 1975. VERSIÓN ESPAÑOLA DE LA 5ª. EDICIÓN DE LA OBRA STEAM, AIR AND GAS POWER.
- 3.- FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. RAYMOND A. HAVRELLA. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1983.
- 4.- PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. ROY J. DOSSAT. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. SÉPTIMA IMPRESIÓN. 1988.
- 5.- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. EDUARDO HERNÁNDEZ GORIBAR. EDITORIAL: LIMUSA. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1973.

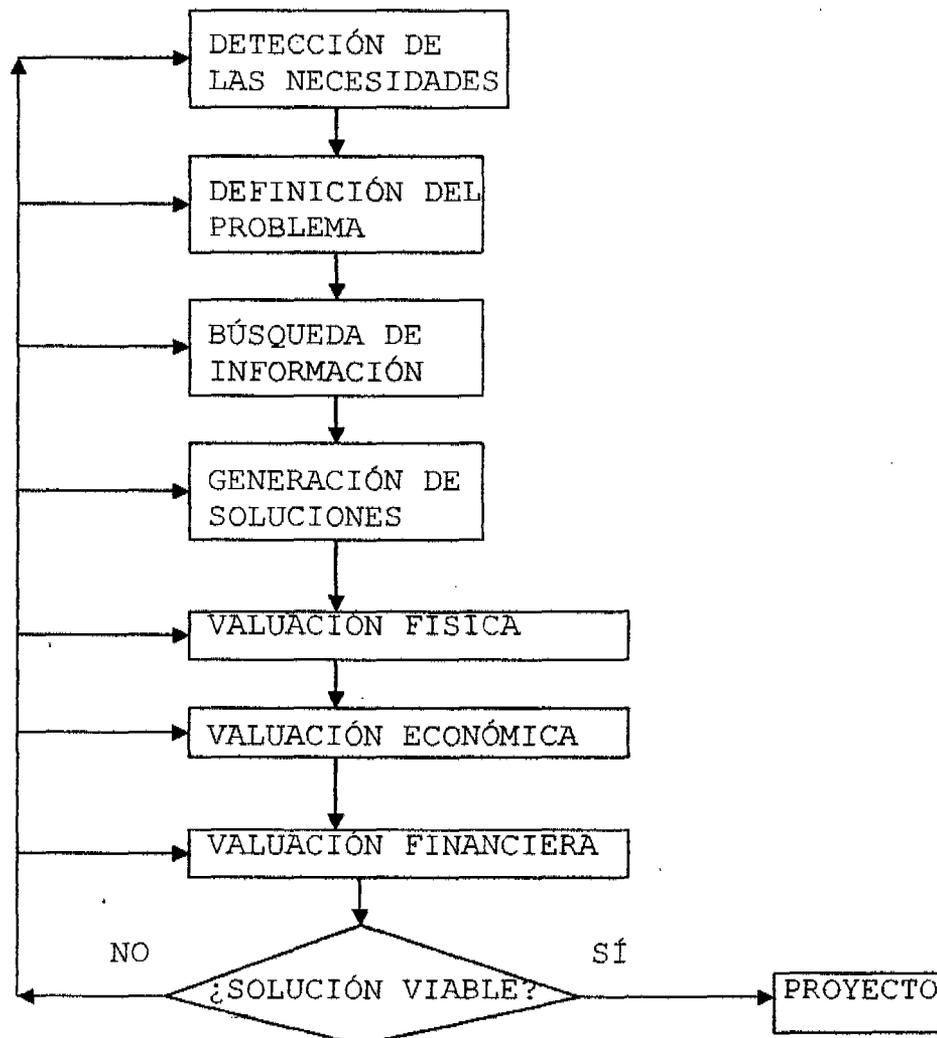
CAPÍTULO IV

PROYECTO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

IV.1. ESTUDIO DE VIABILIDAD

EL ESTUDIO DE VIABILIDAD ES LA PRIMERA ETAPA DEL CICLO PRIMARIO DEL PROYECTO. ESTE ESTUDIO NOS PERMITIRÁ DETERMINAR SI EL PROYECTO QUE SE HA INICIADO TIENE SUFICIENTES ELEMENTOS PARA GARANTIZAR LA VIDA POSTERIOR DEL PROYECTO ANTES DE QUE SE TOME LA DECISIÓN DE ASIGNAR MÁS RECURSOS ECONÓMICOS Y HUMANOS PARA PASAR A LA SEGUNDA ETAPA.

LOS PASOS A SEGUIR EN ESTE ESTUDIO SE MUESTRAN EN LA SIGUIENTE FIGURA 19:



DETECCIÓN DE LAS NECESIDADES

- (1) CONSERVAR EN BUEN ESTADO APROXIMADAMENTE MEDIA TONELADA DE CARNE FRESCA (DE RES Y DE CERDO); PREVER INSTALACIONES FUTURAS PARA UN INCREMENTO DE UN 50% EN SU CAPACIDAD A UN PLAZO DE 10 AÑOS.
- (2) EL PROCEDIMIENTO DE CONSERVACIÓN DEBE SER EL MÁS ECONÓMICO.
- (3) EL MÉTODO DE CONSERVACIÓN DEBE SER PRÁCTICO, SENCILLO Y LIMPIO.
- (4) SI SE OPTA POR UN MÉTODO DE CONSERVACIÓN MECÁNICO, TOMAR EN CUENTA QUE EN LA LOCALIDAD DONDE SE REQUIERE NO HAY TÉCNICOS ESPECIALIZADOS EN REFRIGERACIÓN MECÁNICA COMERCIAL.
- (5) EN LA LOCALIDAD NO HAY FÁBRICA DE HIELO.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

¿CÓMO CONSERVAR EN BUEN ESTADO Y CON BUENA PRESENTACIÓN 500 Kg O MÁS DE CARNE DE RES Y DE CERDO, DE UNA MANERA PRÁCTICA, SENCILLA Y ECONÓMICA?

BÚSQUEDA DE LA INFORMACIÓN

LA LOCALIDAD DONDE SE REQUIERE RESOLVER EL PROBLEMA CUENTA CON APROXIMADAMENTE 8 MIL HABITANTES; 5 CARNICERÍAS; NO HAY FÁBRICA DE HIELO. ESTÁ UBICADA A APROXIMADAMENTE 50 KM DE LA CIUDAD DE COLIMA QUE ESTÁ EN PLENO DESARROLLO INDUSTRIAL Y QUE AÚN DEPENDE DE LA CIUDAD DE GUADALAJARA PARA LA ADQUISICIÓN DE EQUIPO ELÉCTRICO, MECÁNICO, HIDRÁULICO Y TÉRMICO. SIN EMBARGO, DADO EL MANEJO DE FRUTAS (LIMÓN, PLÁTANO, PAPAYO, MANGO Y TAMARINDO) EN GRANDES CANTIDADES, ASÍ COMO LA INSTALACIÓN DE GRANDES CENTROS COMERCIALES, EL DESARROLLO DE LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA HA TENIDO GRAN AUGE.

LA LOCALIDAD DE PIHUAMO NO SE PUEDE QUEDAR ATRÁS EN EL USO DE TÉCNICAS EN LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS PUESTO QUE AQUEL QUE PUEDA REDUCIR SUS COSTOS EN LA COMERCIALIZACIÓN DE LOS DIFERENTES PRODUCTOS TAMBIÉN PUEDE OFRECER MEJORES PRECIOS.

TODAS LAS CARNICERÍAS QUE EXISTEN EN LA COMUNIDAD UTILIZAN YA SEA LA CÁMARA FRIGORÍFICA SEMIFIJA O EL REFRIGERADOR DE VITRINA PARA RESOLVER EL PROBLEMA DE

CONSERVACIÓN DE LA CARNE. NADIE RECURRE YA AL VIEJO MÉTODO DE REFRIGERACIÓN CON HIELO.

LAS CÁMARAS SEMIFIJAS TIENEN EL INCONVENIENTE DE LA BAJA DURABILIDAD POR LA INTOLERANCIA AL USO DEL AGUA Y EL JABÓN PARA SU LIMPIEZA, SE CORROEN PRONTO Y EMPIEZAN A TENER ENTRADAS DE CALOR LO CUAL PROVOCA QUE COMIENZE A BAJAR SU EFECTIVIDAD.

LAS VITRINAS REFRIGERADORAS, ADEMÁS DEL MISMO PROBLEMA MENCIONADO ANTERIORMENTE, TIENEN TAMBIÉN LA DESVENTAJA DE UN MANEJO DIFÍCIL DE LA CARNE, SUS PARRILLAS NO SOPORTAN EL PESO DE PIEZAS GRANDES, LOS ESPACIOS SON MUY REDUCIDOS Y SE DIFICULTA EL ESTAR SACANDO O METIENDO LA CARNE QUE SE EXPENDE.

GENERACIÓN DE SOLUCIONES POSIBLES

- (1) MÉTODO DE CONSERVACIÓN CON HIELO
- (2) MÉTODO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON UNA CÁMARA FRIGORÍFICA SEMIFIJA
- (3) MÉTODO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON UNA CÁMARA FRIGORÍFICA FIJA (CUARTO REFRIGERADO)
- (4) MÉTODO DE REFRIGERACIÓN CON PEQUEÑOS CONGELADORES COMERCIALES.

ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES POSIBLES

SOLUCIÓN (1)

NO HAY FÁBRICA DE HIELO EN LA LOCALIDAD. LA MÁS PRÓXIMA ESTÁ A 50 KM (CIUDAD DE COLIMA)

SE REQUIEREN RECIPIENTES PARA DEPOSITAR EL HIELO Y LA CARNE. NO DURAN.

PARA REFRIGERAR LOS 500 KG DE CARNE SE NECESITA DE UN APROXIMADO DE 250 KG DE HIELO. YA PUESTOS DONDE SE NECESITAN, ESTOS 250 KG DE HIELO NOS CUESTAN APROXIMADAMENTE 200 PESOS DIARIOS.

EL MANEJO DE LA CARNE ES DIFÍCIL.

OPERACIÓN MUY COSTOSA.

SOLUCIÓN (2)

SE NECESITA UNA CÁMARA DE APROXIMADAMENTE 10 m³ DE ESPACIO, CON UNA CAPACIDAD DE APROXIMADAMENTE 0.5 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN; ESTO NOS CUESTA APROXIMADAMENTE 20,000 PESOS MÁS SU COSTO DIARIO DE FUNCIONAMIENTO POR CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA QUE ES DE APROXIMADAMENTE 35 PESOS.

SU TIEMPO DE VIDA EN CONDICIONES ACEPTABLES DE USO ES DE 10 AÑOS, POR DETERIORO DEL MUEBLE.

SI EL CONSUMO DEL PRODUCTO ES LENTO, SE GENERAN OLORES DESAGRADABLES DENTRO DE LA CÁMARA. ESTO ES PORQUE TIENEN UN COEFICIENTE DE OPERACIÓN BAJO.

SOLUCIÓN (3)

SE NECESITA UN CUARTO DE APROXIMADAMENTE 15 m³ (530 pies³) DE ESPACIO, CON UNA CAPACIDAD DE APROXIMADAMENTE 0.75 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN. ESTO, SEGÚN FABRICANTES, TIENE UN COSTO TOTAL DE 45,000 PESOS MÁS SU COSTO DE OPERACIÓN DIARIO DE 40 PESOS.

EL MANEJO DE LA CARNE ES MUY PRÁCTICO Y MUY SENCILLO PUESTO QUE SE LE PUEDEN EMPOTRAR ADITAMENTOS EN SUS MUROS PARA COLGAR LAS PIEZAS, O BIEN SE PUEDEN COLOCAR BANDEJAS O CHAROLAS EN EL PISO. SE PUEDE CONSERVAR LIMPIA TODO EL TIEMPO PUESTO QUE EL ACABADO DE PISO, MUROS Y TECHO LA HACE ADECUADA PARA USAR AGUA Y JABÓN SIN NINGÚN PROBLEMA.

SU TIEMPO DE VIDA DEL INMUEBLE ES MUY LARGO Y EL TIEMPO DE VIDA DEL EQUIPO ES MUCHO MAYOR QUE EL DE UNA CÁMARA SEMIFIJA PORQUE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN SON MENOS CAMBIANTES.

SOLUCIÓN (4)

SE NECESITARÍAN 5 CONGELADORES PARA 100 Kg DE CARNE CADA UNO. EL PRECIO DE CADA UNO ES DE 6,000 PESOS MÁS 10 PESOS DE OPERACIÓN DIARIA. TOTAL: 30,000 PESOS DE INVERSIÓN INICIAL MÁS 50 PESOS DE OPERACIÓN DIARIA.

EL MANEJO DE LA CARNE ES PRÁCTICO PERO NO TANTO COMO EN LAS SOLUCIONES (2) Y (3), Y MUY HIGIÉNICO.

SE TIENE EL INCOVENIENTE DE QUE LA CARNE PUEDE LLEGAR A CONGELARSE SI SE LE GUARDA POR PERÍODOS MUY LARGOS, LO QUE DIFICULTA SU CORTE ADEMÁS DE QUE LE CAMBIA SU PRESENTACIÓN. ES NECESARIO ESTARLOS APAGANDO Y ENCENDIENDO PERIÓDICAMENTE PARA EVITAR EL CONGELAMIENTO.

EL TIEMPO DE VIDA PARA UN FUNCIONAMIENTO COSTEABLE ES DE 5 AÑOS.

SI COMPARAMOS LOS COSTOS EN UN PERIODO DE 10 AÑOS PARA CADA UNA DE LAS SOLUCIONES, LA OPCIÓN (2) ES LA MENOS COSTOSA; SIN EMBARGO, ESTA OPCIÓN REQUIERE UNA INVERSIÓN ADICIONAL A LOS DIEZ AÑOS QUE SEGURAMENTE SERÁ MAYOR A LOS 20,000 PESOS ACTUALES (POR LA INFLACIÓN), APROXIMADAMENTE DE 35,000 PESOS, YA QUE SU TIEMPO DE VIDA REDITUABLE HABRÁ TERMINADO. COMPARANDO ENTONCES GRÁFICAMENTE EL COMPORTAMIENTO DE LOS COSTOS ÉSTE SE OBSERVA COMO SE MUESTRA ENSEGUIDA:

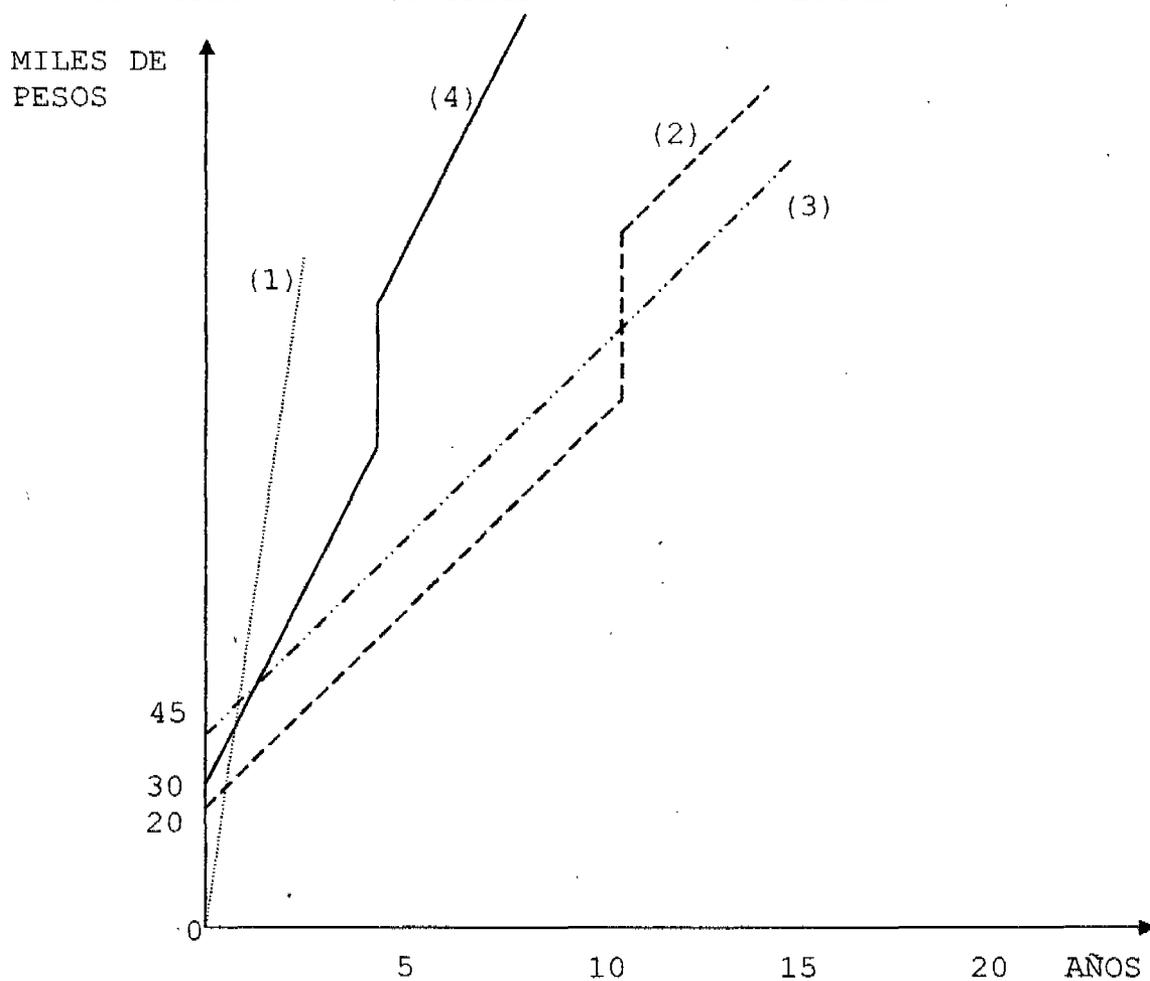


FIGURA 20. COMPARACIÓN GRÁFICA DE COSTOS

OBSERVAMOS PUES QUE, EN 10 AÑOS EL COSTO DE OPERACIÓN DE LA OPCIÓN (2) SERÁ MAYOR QUE EL DE LA OPCIÓN (3).

ADEMÁS, LA CANTIDAD DE CARNE A MANEJAR EN LA OPCIÓN (3) ES DE 50% MÁS QUE LA QUE SE MANEJARÍA EN LA OPCIÓN (2). ESTO ES IMPORTANTE PORQUE OFRECE LA VENTAJA DE NO REQUERIR NUEVAS INSTALACIONES SI EL NEGOCIO CRECE CON EL PASO DE LOS AÑOS.

OTRA VENTAJA MÁS DE LA OPCIÓN (3) SOBRE LA (2) ES LA LIMPIEZA: LAS CÁMARAS SEMIFIJAS, ADEMÁS DE LA DIFICULTAD PARA HACERLES LA LIMPIEZA, SE DETERIORAN, SOBRE TODO EL PISO, POR EL USO DE AGUA Y JABÓN; EN CAMBIO, LOS CUARTOS REFRIGERADOS LLEVAN ACABADO EN VITROPISO EN PAREDES, PISO Y TECHO, LO QUE LOS HACE FÁCILES Y SEGUROS DE LIMPIAR.

POR LO TANTO, EL ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES ANTERIORES NOS ARROJA COMO SOLUCIÓN ÚNICA EL CUARTO REFRIGERADO O CÁMARA FRIGORÍFICA FIJA.

VALUACIÓN FÍSICA DE LA OPCIÓN POSIBLE

VAMOS A IRNOS CUESTIONANDO Y AL MISMO TIEMPO CONTESTANDO ACERCA DE DIFICULTADES FÍSICAS CON LAS CUALES PODRIAMOS ENFRENTARNOS AL TRATAR DE LLEVAR A CABO NUESTRO PROYECTO.

1.- ¿ES POSIBLE SU REALIZACIÓN DESDE EL PUNTO DE VISTA ESTRUCTURAL? SÍ, ES POSIBLE. SE CUENTA CON LA TECNOLOGÍA EN LA CIUDAD DE COLIMA PARA TECNIFICAR EL CUARTO, Y EN LA LOCALIDAD HAY EL PERSONAL PARA HACER LA OBRA NEGRA Y EL TERMINADO DE PISOS, PAREDES Y TECHO.

2.- ¿EXISTEN LOS MATERIALES NECESARIOS PARA CONSTRUIRLO? SÍ, LOS HAY. SE SOLICITAN A LA CIUDAD DE COLIMA Y, SI NO SE TIENEN EN EXISTENCIA AL MOMENTO, SE SOLICITAN A LA CIUDAD DE GUADALAJARA. COMPRESORES, VÁLVULAS, CONDENSADORES, EVAPORADORES, CONDENSADORES, EQUIPO ELÉCTRICO, AISLANTES Y DEMÁS MATERIALES.

3.- SI NO EXISTEN, ¿SE PUEDEN CREAR O FABRICAR? NO, ES NECESARIO TRAERLOS DEL FABRICANTE.

4.- EL VOLUMEN DEL PROYECTO, ¿ESTÁ DENTRO DE LOS LÍMITES ACEPTABLES? SÍ, SUS DIMENSIONES SON PRÁCTICAMENTE IGUALES A

LAS DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA SEMIFIJA, DE LAS QUE ACTUALMENTE SE ESTÁN UTILIZANDO EN LA LOCALIDAD.

5.- ¿EXISTEN PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN QUE PERMITAN SU CONSTRUCCIÓN, O SE DEBEN IMPLANTAR NUEVOS PROCEDIMIENTOS? SÍ; SE TIENE INCLUSO CONTEMPLADO YA EL SIGUIENTE PROCEDIMIENTO, A GROSSO MODO, PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL CUARTO REFRIGERADO:

PRIMERO: DESPLANTE DE MUROS EN TABIQUE ROJO, REFORZADOS CON DALAS Y CASTILLOS DE CONCRETO Y VARILLAS DE ACERO.

SEGUNDO: ARMADO EN VARILLA DE ACERO DEL TECHO; ENTARIMADO.

TERCERO: VACIADO DEL TECHO EN CONCRETO. SE DEJARÁN MANGUERAS AHOGADAS PARA POSTERIORMENTE INTRODUCIR TUBERÍA Y ALAMBRADO.

CUARTO: ECHAR PISO DE CONCRETO.

QUINTO: ENJARRE DE MUROS (INTERIOR Y EXTERIOR) Y TECHO (INTERIOR).

SEXTO: SOLICITAR EQUIPO A PROVEEDORES EN COLIMA O GUADALAJARA.

SÉPTIMO: SOLICITAR SERVICIO DE APLICACIÓN DE POLIURETANO A MUROS Y TECHO.

OCTAVO: COLOCACIÓN DE VITROPISO A MUROS, PISO Y TECHO.

NOVENO: INSTALACIÓN DEL EQUIPO.

DÉCIMO: PRUEBA Y ARRANQUE.

6.- ¿HAY ALGUNA LIMITACIÓN DE CARÁCTER FÍSICO QUE IMPIDA LA REALIZACIÓN? POSIBLEMENTE LOS TIEMPOS DE ENTREGA DEL EQUIPO NO SEAN LOS ESTIPULADOS POR EL PROVEEDOR, SIN EMBARGO, HACIENDO CON ANTICIPACIÓN EL PEDIDO NO TENDREMOS PROBLEMAS EN LA FABRICACIÓN. PARA LA INSTALACIÓN DEL EQUIPO SE CONTRATAN TÉCNICOS ESPECIALIZADOS EN LA CIUDAD DE COLIMA.

VALUACIÓN ECONÓMICA

YA HICIMOS UN ANÁLISIS ECONÓMICO SOMERO DE CADA UNA DE LAS SOLUCIONES POSIBLES PARA HACER UNA COMPARACIÓN ENTRE ELLAS Y DETERMINAR CUÁL ES LA QUE SE APEGA MEJOR A LAS NECESIDADES ESTABLECIDAS EN LA DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

VALUACIÓN FINANCIERA

LA SOLUCIÓN ES VIABLE DESDE EL PUNTO DE VISTA FINANCIERO. ES UNA INVERSIÓN PRIVADA, NO DEPENDERÁ DE FINANCIAMIENTO EXTERNO AL NEGOCIO, ESTÁ PLENAMENTE JUSTIFICADA Y SE TIENE CONTEMPLADA SU RECUPERACIÓN EN UN PLAZO NO MAYOR A DOS AÑOS, DE ACUERDO AL FUNCIONAMIENTO Y UTILIDADES DEL MISMO.

IV.2. PROYECTO PRELIMINAR

LA SEGUNDA PARTE DEL CICLO PRIMARIO DEL PROYECTO ES EL PROYECTO PRELIMINAR O ANTEPROYECTO.

VAMOS A COMENZAR POR DETERMINAR LA CAPACIDAD DE MANEJO DE PRODUCTO DEL CUARTO REFRIGERADO.

PARA MANEJAR 500 Kg (1101 lb) DE CARNE DE RES Y DE CERDO SE REQUIERE UN ESPACIO DE 10 m^3 (353 pies³): LA CARNE OCUPA UN ESPACIO DE 4.5 m^3 (159 pies³) Y PARA EL EVAPORADOR Y MANIOBRAS QUEDARÍAN 5.5 m^3 (194 pies³).

ESTAMOS PREVIENDO UN 50% ADICIONAL DE CRECIMIENTO EN UN FUTURO DE 10 AÑOS. ENTONCES REQUERIREMOS DE 15 m^3 (530 pies³) DE ESPACIO PARA MANEJAR 750 KG DE CARNE (1652 lb).

ESTO NOS DA: UN CUARTO REFRIGERADO DE 2.5 METROS DE LARGO POR 2.5 METROS DE ANCHO POR 2.5 METROS DE ALTO.

LOS MATERIALES PRIMARIOS PARA MUROS, TECHO Y PISO SON: CONCRETO (CEMENTO Y GRAVA-ARENA) REFORZADO CON VARILLA DE ACERO DE 3/8 PULGADA, LOS MUROS SON DE LADRILLO ROJO CON ENJARRE DE CEMENTO Y ARENA POR AMBAS CARAS. EL TECHO ES DE CONCRETO REFORZADO CON VARILLA DE ACERO Y ENJARRE CON CEMENTO Y ARENA. EL PISO ES DE CONCRETO SOLAMENTE, SOBRE UN FIRME DE TIERRA, CON UNA CAPA DELGADA DE CEMENTO.

COMO MATERIALES SECUNDARIOS SE VAN A UTILIZAR: AISLANTE EN TODAS LAS SUPERFICIES INTERIORES, OTRO ENJARRE Y ENSEGUIDA VITROPISO; EL AISLANTE MÁS ECONÓMICO Y PRÁCTICO DE APLICAR ES EL POLIURETANO Y ES EL QUE VAMOS A UTILIZAR.

EN CUANTO A LA TEMPERATURA INTERIOR DE OPERACIÓN DE LA CÁMARA, ÉSTAS TRABAJAN UN POCO ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACIÓN (0 °C Ó 32 °F), LOS MANUALES RECOMIENDAN 2 °C Ó 36 °F. VER TABLAS ANEXAS EXTRAÍDAS DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN" DE EDUARDO HERNÁNDEZ GORIBAR.

OTROS DATOS IMPORTANTES Y NECESARIOS SON: LA TEMPERATURA AMBIENTE Y LA HUMEDAD RELATIVA. SE HAN ESTADO MIDIENDO EN DONDE VAMOS A CONSTRUIR LA CÁMARA Y ÉSTOS SON, EN PROMEDIO: TEMPERATURA AMBIENTE: 25 °C (78 °F), HUMEDAD RELATIVA: 72%.

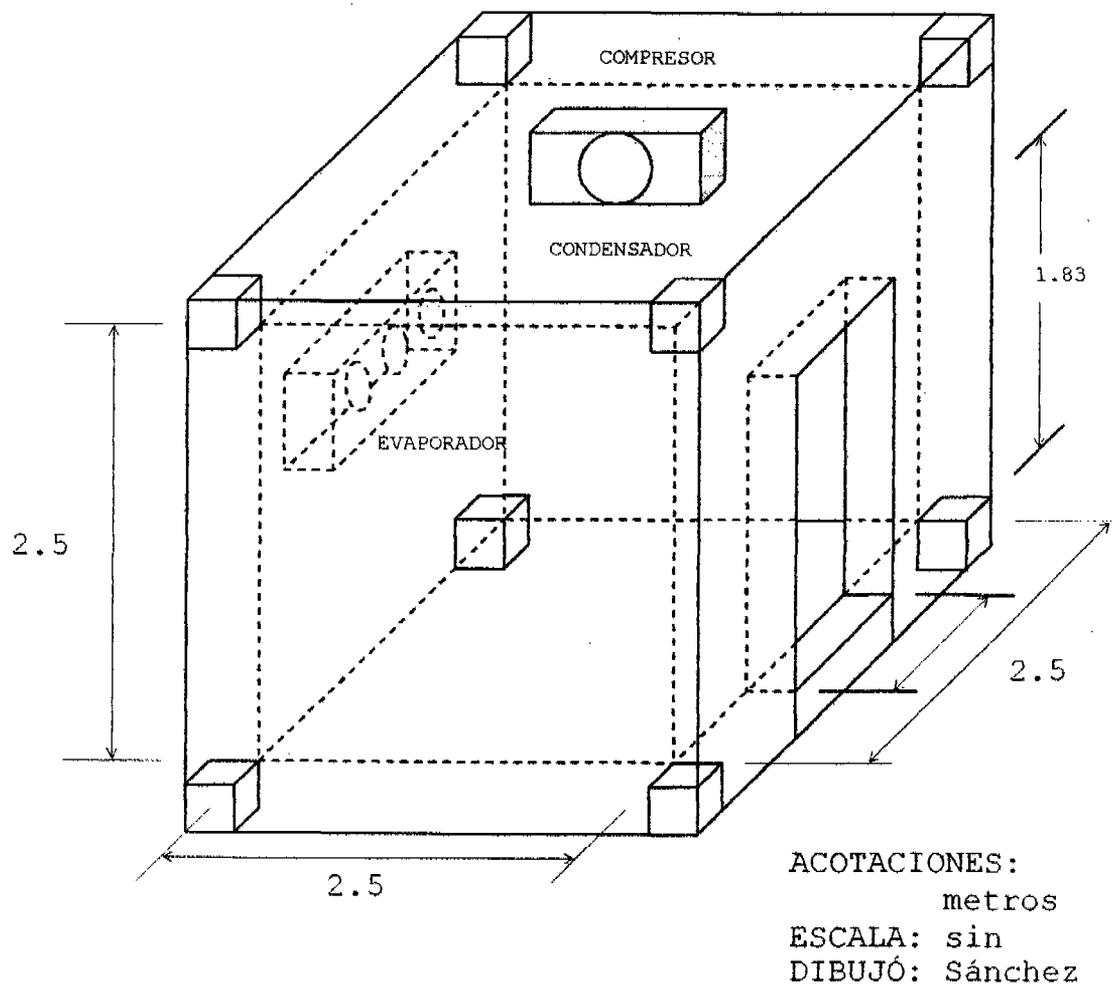


FIGURA 21. DIMENSIONES DEL CUARTO REFRIGERADO

IV.3. DISEÑO DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

IV.3.1. CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD, EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN (ton), DE NUESTRO EQUIPO, ES NECESARIO CALCULAR PRIMERO LA CARGA DE REFRIGERACIÓN, YA SEA EN BTU/DÍA O EN Kcal/DÍA.

EN ESTE CONCEPTO DEBEN DE CONSIDERARSE LAS SIGUIENTES GANANCIAS DE CALOR QUE TENDRÁ LA CÁMARA:

- (1) GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO Y PISO.
- (2) GANANCIA DE CALOR DEBIDO AL EFECTO SOLAR.
- (3) GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE EN LA CÁMARA.
- (4) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS USUARIOS DE LA CÁMARA.
- (5) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A EQUIPO QUE GENERE CALOR DENTRO DE LA CÁMARA COMO MOTORES Y LÁMPARAS DE ILUMINACIÓN.
- (6) GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL AIRE DE VENTILACIÓN.
- (7) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS PRODUCTOS A REFRIGERAR.
- (8) GANANCIA DE CALOR POR PARO DEL EQUIPO DURANTE EL DESCONGELAMIENTO DEL EVAPORADOR.
- (9) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A MATERIAL DE ENVOLTURA O A ENVASES DEL PRODUCTO A REFRIGERAR.

ENSEGUIDA SE HARÁ EL DESARROLLO TEÓRICO-PRÁCTICO PARA CALCULAR CADA UNA DE ESTAS GANANCIAS DE CALOR.

(1) GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO Y PISO

EN LA CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO ESTABLE EN UNA DIMENSIÓN, SE PUEDE RELACIONAR LA CANTIDAD TOTAL DE CALOR Q TRANSFERIDO A TRAVÉS DE UN SÓLIDO CON LA RESISTENCIA R DE ÉSTE, EN EL CASO ESPECIAL EN QUE NO HAYA GENERACIÓN DE CALOR, QUE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA SEA CONSTANTE Y QUE SE CONOZCAN LAS TEMPERATURAS DE LAS DOS SUPERFICIES LÍMITES. ESTA RELACIÓN ES

$$Q = \Delta T/R \text{ ----- (80)}$$

EN DONDE Q = CANTIDAD TOTAL DE CALOR TRANSFERIDO, EN Kcal/h O EN BTU/h
 ΔT = DIFERENCIA DE TEMPERATURA DE LAS DOS CAPAS LÍMITES, EN °C O EN °F.
 R = RESISTENCIA TÉRMICA DEL SÓLIDO, EN °C h/Kcal O EN °F h/BTU

POR OTRO LADO, LA CANTIDAD TOTAL DE CALOR Q QUE PASA A TRAVÉS DE UN ÁREA A DE UNA PLACA PLANA DE ESPESOR L , SE OBTIENE DE

$$q = - K(T_0 - T_1)/L \text{ ----- (81)}$$

EN DONDE

q = FLUJO DE CALOR POR UNIDAD DE ÁREA, EN Kcal/(m² h) O EN BTU/(pie² h)
 K = CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL, EN Kcal/(m h °C) O EN BTU/(pie h °F)
 T_0 = TEMPERATURA DE LA PLACA EN $x = 0$, EN °C O EN °F
 T_1 = TEMPERATURA DE LA PLACA EN $x = L$, EN °C O EN °F

POR LO TANTO, EL CALOR TOTAL TRANSFERIDO SERÁ:

$$Q = qA = AK(T_0 - T_1)/L = (T_0 - T_1)/[L/(AK)] \text{ ----- (82)}$$

DE DONDE, COMPARANDO (81) Y (82), $L/(AK) = R$ ----- (83)
ES LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LA PLACA.

EN INGENIERÍA SE PRESENTAN MUCHOS CASOS PRÁCTICOS EN LOS QUE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SE REALIZA A TRAVÉS DE UN MEDIO COMPUESTO DE VARIAS CAPAS PARALELAS DE DIFERENTE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA. CON EL FIN DE GENERALIZAR, SE SUPONE QUE LAS SUPERFICIES INTERIOR Y EXTERIOR DEL MEDIO TRANSFIEREN EL CALOR POR CONVECCIÓN A FLUIDOS DE TEMPERATURA MEDIA CONSTANTE T_a Y T_b , CON COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

h_a Y h_b RESPECTIVAMENTE. SE SUPONE ADEMÁS QUE NO HAY CAÍDA DE TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DE SEPARACIÓN DE DOS PLACAS EN CONTACTO, COMO LA QUE SE OBSERVA EN LA FIGURA 22.

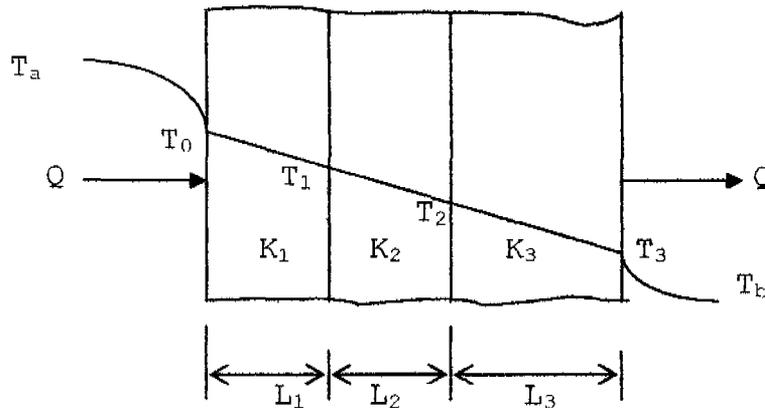


FIGURA 22. TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA ESTRUCTURA COMPUESTA

EL CALOR SE TRANSFIERE A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA COMPUESTA, DESDE EL FLUIDO CALIENTE A TEMPERATURA MEDIA T_a HASTA EL FLUIDO FRÍO DE TEMPERATURA MEDIA T_b . EL CALOR Q A TRAVÉS DE UN ÁREA A DE ESTA ESTRUCTURA ES EL MISMO A TRAVÉS DE CADA CAPA Y ESTÁ DADO POR

$$Q = Ah_a(T_a - T_0) = AK_1(T_0 - T_1)/L_1 = AK_2(T_1 - T_2)/L_2 = AK_3(T_2 - T_3)/L_3 = Ah_b(T_3 - T_b) \text{ ----- (84)}$$

LA ECUACIÓN (84) SE PUEDE EXPRESAR EN FUNCIÓN DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LAS CAPAS COMO

$$Q = (T_a - T_0)/R_a = (T_0 - T_1)/R_1 = (T_1 - T_2)/R_2 = (T_2 - T_3)/R_3 = (T_3 - T_b)/R_b \text{ ----- (85)}$$

EN DONDE LAS DIFERENTES RESISTENCIAS TÉRMICAS SE DEFINEN COMO

$$R_a = 1/(Ah_a), R_1 = L_1/(AK_1), R_2 = L_2/(AK_2), R_3 = L_3/(AK_3), R_b = 1/(Ah_b) \text{ ----- (86)}$$

$$\text{DE LA ECUACIÓN (85) SE OBTIENE QUE } Q = (T_a - T_b)/R \text{ ---- (87)}$$

$$\text{EN DONDE } R = R_a + R_1 + R_2 + R_3 + R_b \text{ ----- (87')}$$

EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR SE UTILIZA FRECUENTEMENTE EL CONCEPTO DE COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U CON EL FIN DE CARACTERIZAR LA CONDUCTANCIA UNITARIA DE UNA ESTRUCTURA COMPUESTA. SE RELACIONA CON LA RESISTENCIA TÉRMICA TOTAL R DE LA ESTRUCTURA COMPUESTA MEDIANTE

$$UA = 1/R \text{ ----- (88)}$$

POR LO TANTO, SUSTITUYENDO EN LA (87):

$$Q = AU(T_a - T_b) \text{ ----- (89)}$$

EN DONDE:

Q = CALOR TRANSFERIDO, EN Kcal/h Ó EN BTU/h

A = ÁREA DE LA SUPERFICIE, EN m² Ó EN pie²

T_a = TEMPERATURA DEL EXTERIOR, EN °C Ó EN °F

T_b = TEMPERATURA DEL INTERIOR, EN °C Ó EN °F

U = COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, EN Kcal/(h m² °C) Ó EN BTU/(h pie² °F)

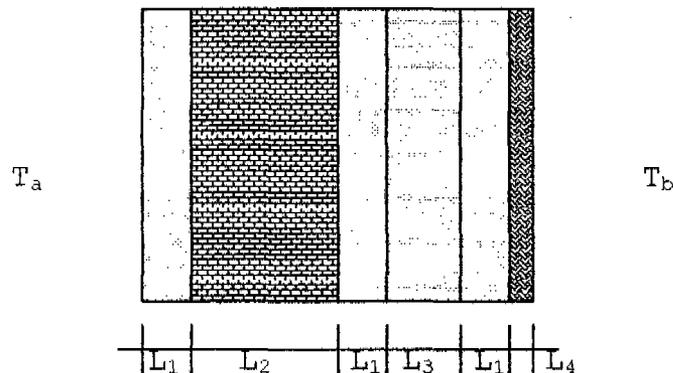


FIGURA 23. COMPOSICIÓN DE LOS MUROS DEL CUARTO

(A) CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LOS MUROS

DE LA TABLA 10-4 DEL LIBRO "PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN" DE ROY J. DOSSAT, QUE SE ANEXA AL FINAL DE ESTE TRABAJO, SE OBTUVIERON LOS VALORES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA K PARA LOS DISTINTOS MATERIALES QUE CONFORMAN LA ESTRUCTURA DEL MURO. DICHOS VALORES, ASÍ COMO LOS RESULTADOS DE RESISTENCIA TÉRMICA R PARA CADA UNA DE LAS CAPAS, SE MUESTRAN EN LA SIGUIENTE TABLA.

CAPA	ESPESOR, L EN PULGADAS	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA, K, EN BTU/(h pie °F)	ÁREA, A, pies ²	R, EN h °F/BTU
ENJARRE	L ₁ = 2	0.67	67.27	0.00369
LADRILLO ROJO	L ₂ = 5	0.42	67.27	0.01486
ENJARRE	L ₁ = 2	0.67	67.27	0.00369
POLIURETANO	L ₃ = 3	0.014	67.27	0.26545
ENJARRE	L ₁ = 2	0.67	67.27	0.00369
VITROPISO	L ₄ = 1/4	1.00	67.27	0.00031

LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN, h_a Y h_b , SON EXPERIMENTALES Y TAMBIÉN SE OBTIENEN DE LA TABLA 10-4 ANTES MENCIONADA DE ACUERDO A LAS TEMPERATURAS, ELLOS SON:

$$h_a = 6.0 \text{ BTU}/(\text{h pie}^2 \text{ °F}) \quad \text{PARA } T_a = 78 \text{ °F (25 °C)}$$

$$h_b = 1.65 \text{ BTU}/(\text{h pie}^2 \text{ °F}) \quad \text{PARA } T_b = 36 \text{ °F (2 °C)}$$

SUSTITUYENDO ESTOS DATOS Y LOS RESULTADOS DE R DE LA TABLA ANTERIOR, SE OBTIENE LA RESISTENCIA TÉRMICA TOTAL DE CADA MURO:

$$R = 1/(6*67.27) + 0.00369 + 0.01486 + 0.00369 + 0.26545 + 0.00369 + 0.00031 + 1/(1.65*6.67) = 0.30287 \text{ h °F/BTU}$$

$$\text{SUSTITUYENDO EN LA (88): } U = 1/(67.27*0.30287) = 0.04908$$

FINALMENTE, SUSTITUYENDO EN LA (89):

$$Q = 67.27*0.04908(78 - 36) = 138.668 \text{ BTU/h}$$

PERO COMO LA CÁMARA TIENE 4 MUROS, ENTONCES EN TOTAL TENDREMOS:

$$Q_{1A} = 4*138.668 = 554.672 \text{ BTU/h}$$

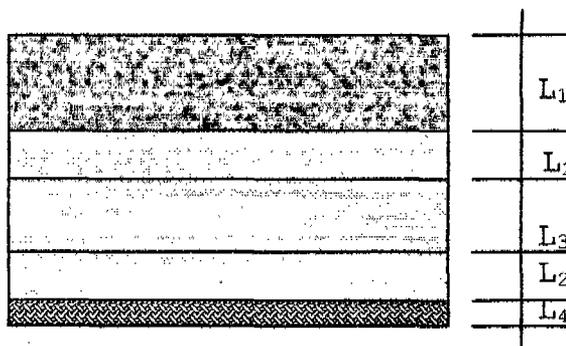
$$\text{EN UN DÍA (24 HORAS): } Q_{1A} = 554.7*24 = 13,312.80 \text{ BTU/DÍA}$$

NOTA: PARA LOS CÁLCULOS DE R EN LA TABLA ANTERIOR SE UTILIZÓ LA ECUACIÓN (86) UTILIZANDO UN ÁREA A DE LOS MUROS DE 2.5 m POR 2.5 m = 6.25 m² , QUE CONVERTIDOS A pies² EQUIVALEN A 67.27.

(B) CÁLCULO DE LA GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL TECHO

ENSEGUIDA SE MUESTRA UN CORTE TRANSVERSAL DE LA SECCIÓN DEL TECHO PARA MOSTRAR LAS DIFERENTES CAPAS QUE LLEVA:

$$T_a = 78 \text{ } ^\circ\text{F}$$



$$T_b = 36 \text{ } ^\circ\text{F}$$

FIGURA 24. COMPOSICIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL TECHO

NUEVAMENTE, Y A MANERA DE TABLA, MOSTRAREMOS LOS VALORES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA Y LOS RESULTADOS DE RESISTENCIA TÉRMICA PARA CADA UNA DE LAS CAPAS.

CAPA	ESPEJOR, L EN PULGADAS	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA, EN BTU/(h pie °F)	ÁREA, A, pies ²	R, EN h °F/BTU
CONCRETO	L ₁ = 4	1.0	67.27	0.00495
ENJARRE	L ₂ = 2	0.67	67.27	0.00369
POLIURETANO	L ₃ = 3	0.014	67.27	0.26545
ENJARRE	L ₂ = 2	0.67	67.27	0.00369
VITROPISO	L ₄ = 1/4	1.0	67.27	0.00031

DE IGUAL MANERA QUE PARA LOS MUROS, USAMOS LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

$$h_a = 6.0 \text{ BTU}/(\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) \quad \text{PARA } T_a = 78 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_b = 1.65 \text{ BTU}/(\text{h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) \quad \text{PARA } T_b = 36 \text{ }^\circ\text{F}$$

SUSTITUYENDO ESTOS DATOS Y LOS RESULTADOS DE R DE LA TABLA ANTERIOR EN LAS ECUACIONES (86) Y (87'), SE OBTIENE LA RESISTENCIA TOTAL AL FLUJO DE CALOR POR CONDUCCIÓN Y POR CONVECCIÓN EN EL TECHO:

$$R = 1/(6 \cdot 67.27) + 0.00495 + 0.00369 + 0.26545 + 0.00369 + 0.00031 + 1/(1.65 \cdot 67.27) = 0.28958 \text{ h }^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$\text{SUSTITUYENDO EN LA (88): } U = 1/(67.27 \cdot 0.28958) = 0.05133$$

FINALMENTE, SUSTITUYENDO EN LA (89):

$$Q = 67.27 \cdot 0.05133 (78 - 36) = 145.025 \text{ BTU}/\text{h}$$

$$\text{Y EN 24 HORAS (1 DÍA): } Q_{1B} = 145.025 \cdot 24 = 3,480.6 \text{ BTU}/\text{DÍA}$$

(C) GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL PISO

A CONTINUACIÓN SE MUESTRA UN CORTE TRANSVERSAL DEL PISO:

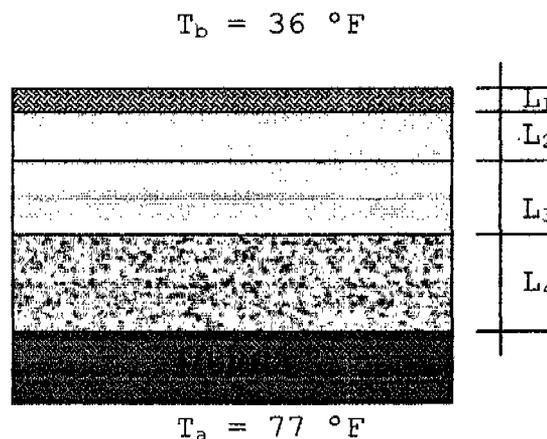


FIGURA 25. CORTE TRANSVERSAL DE LA ESTRUCTURA DEL PISO

CAPA	ESPESOR, L EN PULGADAS	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA, K, EN BTU/(h pie °F)	ÁREA, A, pies ²	R, EN h °F/BTU
VITROPISO	L ₁ = 1/4	1.0	67.27	0.00031
ENJARRE	L ₂ = 2	0.67	67.27	0.00369
POLIURETANO	L ₃ = 3	0.014	67.27	0.26545
CONCRETO	L ₄ = 4	1.0	67.27	0.00495

DE IGUAL MANERA QUE PARA MUROS Y TECHO, PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN SE TOMA EL COEFICIENTE

$$h_b = 1.65 \text{ BTU/(h pie}^2 \text{ °F)} \quad \text{A} \quad T_b = 36 \text{ °F}$$

NO SE CONSIDERA h_a PUESTO QUE NO HAY TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DESDE LA TIERRA.

LA RESISTENCIA AL PASO DEL CALOR A TRAVÉS DEL PISO SERÁ:

$$R = 1/(Ah_b) + L_1/(AK_1) + L_2/(AK_2) + L_3/(AK_3) + L_4/(AK_4)$$

SUSTITUYENDO DATOS Y RESULTADOS DE LA TABLA ANTERIOR:

$$R = 1/(1.65*67.27) + 0.25/12/(1*67.27) + 2/12/(0.67*67.27) + 3/12/(0.01417*67.27) + 2/12/(0.67*67.27) = 0.2929$$

POR LO TANTO, DE LA ECUACIÓN (88):

$$U = 1/(AR) = 1/(67.27*0.2929) = 0.05075 \text{ BTU/(h pie}^2 \text{ °F)}$$

SUSTITUYENDO EN LA ECUACIÓN (89):

$$Q_{1c} = 0.05075 * 67.27 (77 - 36) = 139.972 \text{ BTU/h}$$

Y EN UN DÍA (24 HORAS):

$$Q_{1c} = 139.972 * 24 = 3,359.3 \text{ BTU/DÍA}$$

CONCLUYENDO: LA GANANCIA DE CALOR TOTAL A TRAVÉS DE MUROS, TECHO Y PISO SERÁ

$$Q_1 = Q_{1A} + Q_{1B} + Q_{1C} = 13,312.8 + 3,480.6 + 3,359.3$$

$$Q_1 = 20,152.7 \text{ BTU/DÍA}$$

(2) GANANCIA DE CALOR DEBIDO AL EFECTO SOLAR

ESTE CÁLCULO ES MÁS COMPLEJO SI SE TRATA DE RESOLVER EMPLEANDO LOS CONCEPTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. SE SIMPLIFICA USANDO EL CONCEPTO DE "TEMPERATURA AIRE-SOL" DESARROLLADO POR MACKAY Y WRIGHT QUE DICE: LA TEMPERATURA AIRE-SOL ES UNA TEMPERATURA DEL AIRE TAL, QUE EN LA AUSENCIA DE EFECTOS DE RADIACIÓN, DA AL ESPACIO INTERIOR LA MISMA CANTIDAD DE CALOR QUE LA COMBINACIÓN DE RADIACIÓN INCIDENTE DEL SOL, ENERGÍA RADIANTE DEL ESPACIO Y CONVECCIÓN DEL AIRE EXTERIOR.

PARA RESOLVER ESTE PROBLEMA EXISTEN TABLAS QUE INDICAN LA TEMPERATURA EQUIVALENTE QUE SE DEBE USAR EN LA ECUACIÓN

$$Q = A \cdot U \cdot T_e \text{ ----- (90)}$$

LAS TABLAS IX-4 Y IX-5 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN" DE EDUARDO HERNÁNDEZ GORIBAR (QUE SE ANEXAN AL FINAL DE ESTE TRABAJO), ESTÁN BASADAS EN DIFERENCIAS DE TEMPERATURA DE DISEÑO DE 15 °F; EN CASO DE QUE LA DIFERENCIA SEA OTRA, DEBE CORREGIRSE AGREGANDO O DISMINUYENDO A LA TEMPERATURA EQUIVALENTE LA DIFERENCIA QUE HAYA ENTRE LOS 15 °F Y LA DIFERENCIA DEL LUGAR.

ASIMISMO, SI LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA EXTERIOR DURANTE EL DÍA ES DISTINTA DE 20 °F, DEBE AÑADIRSE 1 °F A LA TEMPERATURA EQUIVALENTE POR CADA 2 °F DEBAJO DE 20, Y DISMINUIRSE 1 °F POR CADA 2 °F ARRIBA DE 20.

EN NUESTRO DISEÑO SOLAMENTE UN MURO ESTARÁ EXPUESTO AL SOL, LOS DEMÁS Y EL TECHO VAN A LA SOMBRA PORQUE EL CUARTO REFRIGERADO QUEDARÁ UBICADO DENTRO DE LA CARNICERÍA.

DE LA TABLA IX-4 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN", YA ANTES REFERIDO, UTILIZANDO COMO DATOS:

TIEMPO SOLAR: 4 P.M.

COLOR EXTERIOR DE LA PARED: OSCURO

PARED HACIA EL SUROESTE, LATITUD SUR, DE TABIQUE DE 4 PULGADAS.

OBTENEMOS LA TEMPERATURA DIFERENCIAL EQUIVALENTE $T_e = 22$

LA DIFERENCIAL DEL LUGAR ES DE: $78 - 36 = 42$ °F

QUIERE DECIR QUE HAY UNA DIFERENCIA DE $42 - 15 = 27$ QUE TENEMOS QUE AGREGAR A LA $T_e = 22$ °F.

ENTONCES, LA TEMPERATURA DIFERENCIAL EQUIVALENTE CORREGIDA SERÁ $T_e = 22 + 27 = 47$ °F.

AHORA, COMO LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA EXTERIOR ES 42, DIFERENTE DE 20, SE DEBE DESCONTAR 1 °F POR CADA 2 °F ARRIBA DE 20, Y ARRIBA DE 20 TENEMOS $42 - 20 = 22$, ENTONCES, DEBEMOS DESCONTAR $22/2 = 11$ °F.

POR LO TANTO, LA TEMPERATURA TOTAL EQUIVALENTE ES:

$$T_e = 47 - 11 = 36 \text{ °F}$$

SUSTITUYENDO EN LA ECUACIÓN (90)

$U = 0.04908 \text{ BTU}/(\text{h pie}^2 \text{ °F})$, CALCULADO ANTERIORMENTE

$A = 67.27 \text{ pie}^2$ Y $T_e = 36 \text{ °F}$

$Q_2 = 0.04908 * 67.27 * 36 = 118.858 \text{ BTU/h}$

$$Q_2 = 2,852.6 \text{ BTU/DÍA}$$

(3) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LA INFILTRACIÓN DE AIRE

PARA DETERMINAR LAS GANANCIAS DE CALOR LATENTE Y SENSIBLE DEBIDAS A AIRE QUE SE INFILTRARÁ EN LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN A CAUSA DE:

- (A) RANURAS EN PUERTAS Y VENTANAS (CUANDO LOS ESPACIOS A REFRIGERAR NO ESTÁN A GRAN ALTURA SE SUELE DESPRECIAR ESTA GANANCIA DE CALOR).

(B) LA APERTURA MÁS O MENOS CONSTANTE DE PUERTAS. PARA ESTO HAY QUE TOMAR EN CUENTA EL TIPO DE APLICACIÓN Y LA CLASE DE PUERTA, LO CUAL NOS DARÁ LA CANTIDAD DE AIRE QUE PENETRA POR PERSONA QUE ENTRA O SALE. PARA ELLO SE UTILIZA LA TABLA IX-15 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN", ANTES CITADO, LA CUAL SE ANEXA AL FINAL DE ESTE TRABAJO.

SE UTILIZARÁ LA ECUACIÓN

$$Q = F \cdot c_p (T_e - T_i) + F(w_e h_{fge} \Phi_e - w_i h_{fgi} \Phi_i) \text{ ----- (91)}$$

EN DONDE:

F = MASA DE AIRE INFILTRADO POR DÍA (24 HORAS)

c_p = CALOR ESPECÍFICO DEL AIRE = 0.24 BTU/(lb °F), A 78 °F.

T_i = TEMPERATURA INTERIOR = 36 °F

T_e = TEMPERATURA EXTERIOR = 78 °F

w_e = HUMEDAD ESPECÍFICA DEL AIRE EN EL EXTERIOR, EN lb/lb_{as} SE OBTIENE DE LA TABLA III-2 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN" CON $T_e = 78$ °F.

$$= 0.02075 \text{ lb/lb}_{as}$$

w_i = HUMEDAD ESPECÍFICA DEL AIRE EN EL INTERIOR, EN lb/lb_{as} SE OBTIENE DE LA TABLA III-2 CON $T_i = 36$ °F.

$$= 0.004438 \text{ lb/lb}_{as}$$

h_{fge} = CALOR LATENTE DEL VAPOR DE AGUA DEL AIRE EXTERIOR, SE OBTIENE DE LA TABLA III-2 CON $T_e = 78$ °F

$$= 1094.3 \text{ BTU/lb}$$

h_{fgi} = CALOR LATENTE DEL VAPOR DE AGUA DEL AIRE INTERIOR, SE OBTIENE DE LA TABLA III-2 CON $T_i = 36$ °F

$$= 1075.4 \text{ BTU/lb}$$

Φ_e = HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE EXTERIOR, SE OBTIENE DE LA CARTA PSICROMÉTRICA CON T_e Y w_e

$$= 72\% = 0.72$$

Φ_i = HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE INTERIOR, SE OBTIENE DE LA CARTA PSICROMÉTRICA CON T_i Y w_i

$$= 100\% = 1.0$$

PARA DETERMINAR F , FLUJO MÁSSICO, RECORDEMOS QUE $F = m/t$. Y ADEMÁS $m = \rho V$ (LA MASA ES IGUAL A LA DENSIDAD POR EL VOLUMEN), PERO LA DENSIDAD $\rho = 1/v$, ENTONCES $m = V/v$. POR LO TANTO, $F = V/(t*v)$. A LA RELACIÓN V/t SE LE CONOCE COMO GASTO VOLUMÉTRICO G , Y ES EL VOLUMEN DE AIRE INFILTRADO POR UNIDAD DE TIEMPO, Y v ES EL VOLUMEN ESPECÍFICO DEL AIRE.

$$\text{ENTONCES } F = G/v \text{ ----- (92)}$$

EL VOLUMEN ESPECÍFICO TOTAL DEL AIRE, EN pie^3/lb , LO CALCULAREMOS COMO

VOLUMEN TOTAL = VOLUMEN DE AIRE SECO + (VOLUMEN DE AIRE SATURADO - VOLUMEN DE AIRE SECO) * HUMEDAD RELATIVA EXTERIOR.

EL VOLUMEN DE AIRE SECO Y EL VOLUMEN DE AIRE SATURADO SE OBTIENEN DE LA TABLA III-2 CON LA TEMPERATURA EXTERIOR.

$$\text{VOLUMEN DE AIRE SECO} = 13.54 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$\text{VOLUMEN DE AIRE SATURADO} = 13.99 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$\begin{aligned} \text{ENTONCES, VOLUMEN TOTAL} &= 13.54 + (13.99 - 13.54) * 0.72 \\ &= 13.864 \text{ pie}^3/\text{lb} \end{aligned}$$

PARA DETERMINAR G , EN LA TABLA IX-15 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN" SE NOS DAN LOS CAMBIOS PROMEDIO DE AIRE EN 24 HORAS QUE PUEDEN ESPERARSE EN UN ALMACÉN DE ACUERDO CON EL VOLUMEN DEL CUARTO Y CON LA TEMPERATURA.

$$\begin{aligned} \text{EL CUARTO TENDRÁ UN VOLUMEN DE } &2.5 * 2.5 * 2.5 = 15.625 \text{ m}^3 \\ &= 551.8 \text{ pie}^3 \end{aligned}$$

ENTONCES, POR INTERPOLACIÓN, SE RECOMIENDAN 24.5 CAMBIOS DE AIRE POR DÍA, PARA TEMPERATURA DE REFRIGERACIÓN SUPERIOR A 32 °F.

$$\begin{aligned} \text{ENTONCES, } G &= 24.5 * 551.8 = 13,519 \text{ pie}^3/\text{DÍA} \\ \text{SUSTITUYENDO EN LA ECUACIÓN (92): } F &= 13,519/13.864 \\ F &= 975.1 \text{ lb/DÍA} \end{aligned}$$

POR LO TANTO,

$$Q_3 = 975.1 * 0.24 (78 - 36) + 975.1 (0.02075 * 1094.3 * 0.72 - 0.004438 * 1075.4 * 1.0)$$

$$Q_3 = 21,117 \text{ BTU/DÍA}$$

(4) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DE LA CÁMARA

ESTA GANANCIA DE CALOR SE COMPONE DE DOS PARTES:

(A) CALOR SENSIBLE Q_s PERDIDO POR EL CUERPO HUMANO A DIFERENTES TEMPERATURAS, EN AIRE QUIETO Y CON DIFERENTES ACTIVIDADES. GRÁFICA IX-34 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN". ANEXA AL FINAL DEL TRABAJO.

NOSOTROS CONSIDERAREMOS QUE SÓLO UNA PERSONA SE ESTARÁ INTRODUCIENDO A LA CÁMARA, REALIZANDO UNA ACTIVIDAD PROMEDIO (TRABAJANDO) (CURVA B) A UNA TEMPERATURA DE BULBO SECO DE 36 °F. ESTO NOS DA $Q_s = 780 \text{ BTU/h}$.

(B) CALOR LATENTE Q_L PERDIDO POR EVAPORACIÓN Y HUMEDAD DEL CUERPO HUMANO, A DIFERENTES TEMPERATURAS, EN AIRE QUIETO Y CON DIFERENTES ACTIVIDADES. DE LA GRÁFICA IX-35, DEL MISMO LIBRO ANTES CITADO, A UNA TEMPERATURA DE 36 °F, CON UNA ACTIVIDAD PROMEDIO (TRABAJANDO) (CURVA B), OBTENEMOS $Q_L = 125$

POR LO TANTO $Q_4 = Q_s + Q_L = 780 + 125 = 905 \text{ BTU/h}$

PARA 8 HORAS EN UN DÍA: $Q_4 = 7,240 \text{ BTU/DÍA}$

(5) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A EQUIPO ELÉCTRICO DENTRO DEL CUARTO A REFRIGERAR

DENTRO DE LA CÁMARA TENDREMOS UNA LÁMPARA PARA ALUMBRADO Y EL EVAPORADOR, QUE, COMO VEREMOS MÁS ADELANTE, LLEVA VENTILADORES PARA INDUCIR EL AIRE DEL CUARTO SOBRE EL MISMO. DEPENDIENDO DEL MODELO DE EVAPORADOR QUE SELECCIONEMOS SERÁ EL NÚMERO DE VENTILADORES Y LAS CAPACIDADES DE SUS MOTORES.

DE LA TABLA IX-8 QUE SE ANEXA AL FINAL DE ESTE TRABAJO:

PARA LA LÁMPARA SE RECOMIENDA $Q_{5A} = 3,413 \text{ BTU/h}$ POR KW INSTALADO. SI PONEMOS UNA LÁMPARA DE 40 WATTS = 0.04 KW, ENTONCES,
 $Q_{5A} = 3,413 * 0.04 = 136.52 \text{ BTU/h}$. O, POR DÍA,
 $Q_{5A} = 136.52 * 24 = 3,276.5 \text{ BTU/DÍA}$.

POR LO TANTO, $Q_5 = 3,276.5 \text{ BTU/DÍA}$

(6) GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL AIRE PARA VENTILACIÓN

NO HABRÁ VENTILACIÓN EN LA CÁMARA.

(7) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS PRODUCTOS A REFRIGERAR

DE PRINCIPIOS DE TERMODINÁMICA SABEMOS QUE AL PONER EN CONTACTO DOS CUERPOS DENTRO DE UN SISTEMA AISLADO TÉRMICAMENTE, EL DE MAYOR TEMPERATURA LE CEDE CALOR AL DE MENOR TEMPERATURA HASTA QUE AMBOS ALCANZAN EL EQUILIBRIO TÉRMICO, ES DECIR, LA TEMPERATURA DEL MÁS ALTO BAJA Y LA DEL MÁS BAJO, SUBE.

EN UNA CÁMARA FRIGORÍFICA, CUANDO EL PRODUCTO ENTRA CON UNA TEMPERATURA MAYOR QUE LA DEL ESPACIO REFRIGERADO, EL PRODUCTO CEDE CALOR HASTA QUE ALCANZA LA TEMPERATURA DEL ESPACIO, Y EN ESTE ÚLTIMO NO SE ELEVA SU TEMPERATURA DEBIDO A QUE QUIEN RECIBE ESE CALOR ES EL LÍQUIDO REFRIGERANTE QUE SE MUEVE EN EL EVAPORADOR Y QUE SE ENCARGA DE LLEVARLO AL EXTERIOR.

CUANDO LA TEMPERATURA DEL PRODUCTO AL ENTRAR ESTÁ ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACIÓN, DICHO CALOR CEDIDO SE CALCULA COMO

$$Q_{7R} = M * c (T_2 - T_1) \text{ ----- (93)}$$

EN DONDE

- Q_{7R} = CALOR CEDIDO, EN BTU/h
- M = FLUJO MÁSIICO DE PRODUCTO
= 1101 lb/DÍA DE CARNE DE RES
- T_1 = TEMPERATURA DEL ESPACIO = 36 °F (SUGERIDA EN LA TABLA IX-12 QUE SE ANEXA AL FINAL)
- T_2 = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL PRODUCTO = 102 °F ASÍ LLEGA DEL RASTRO.
- c = CALOR ESPECÍFICO DEL PRODUCTO, ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACIÓN = 0.75 BTU/(lb °F) DE LA TABLA IX-12 PARA CARNE DE RES FRESCA.

ENTONCES $Q_{7R} = 1101 * 0.75 (102 - 36) = 54,500$ BTU/DÍA

PARA LA CARNE DE CERDO SÓLO CAMBIAN $M = 250$ Kg/DÍA = 550 lb/DÍA Y $c = 0.68$ BTU/(lb °F).

ENTONCES $Q_{7C} = 550 * 0.68 (102 - 36) = 24,684$ BTU/DÍA

POR LO TANTO, EL CALOR SENSIBLE CEDIDO POR LA CARNE AL ESPACIO SERÁ .

$$Q_s = 54,500 + 24,684 = 79,184 \text{ BTU/DÍA}$$

COMO EL PRODUCTO NO ENTRARÁ CONGELADO AL CUARTO NI SERÁ REFRIGERADO POR DEBAJO DEL PUNTO DE CONGELACIÓN, NO HABRÁ CALOR LATENTE EN ESTE CASO.

AHORA, DEBEMOS DE CONSIDERAR AQUÍ QUE, DEBIDO A LA GRAN DIFERENCIA DE TEMPERATURA QUE HABRÁ ENTRE LA CARNE CUANDO ENTRE Y EL CUARTO REFRIGERADO, ESTO NOS PROVOCARÁ AL PRINCIPIO UNA CARGA DE ENFRIAMIENTO ELEVADA DURANTE EL TIEMPO QUE SEA NECESARIO PARA BAJAR LA TEMPERATURA DE LA CARNE HASTA LA DEL CUARTO. ES DECIR, HABRÁ EN ESTE INTERVALO DE TIEMPO UNA SOBREDEMANDA DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN.

PARA PREVER ESTA CONTINGENCIA TENEMOS QUE DISEÑAR EL EQUIPO DE TAL MANERA QUE MANTENGA LA CARGA DE REFRIGERACIÓN EN ESOS INTERVALOS DE TIEMPO.

PARA ESTO, HAY UN FACTOR DE CORRECCIÓN QUE ESTÁ TABULADO COMO FACTOR DE RAPIDEZ DE ENFRIAMIENTO EN EL LIBRO "PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN" DE ROY J. DOSSAT, TABLA 10-11 ANEXA AL FINAL, Y AQUÉL ES, PARA LA CARNE DE RES Y DE CERDO,
FACTOR DE RAPIDEZ DE ENFRIAMIENTO = 0.67

ENTONCES, EL CALOR SENSIBLE CORREGIDO SERÁ

$$Q_7 = 79184/0.67 \quad \text{ó} \quad Q_7 = 118,185 \text{ BTU/DÍA}$$

(8) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LA DESCONGELACIÓN DEL EVAPORADOR

LA TEMPERATURA DEL EVAPORADOR A VECES ES MÁS BAJA QUE LA DEL PUNTO DE CONGELACIÓN DE LA HUMEDAD DEL AIRE, POR LO QUE EN LOS SERPENTINES SE FORMA UNA CAPA DE HIELO QUE HACE QUE BAJE LA TRANSMISIÓN DE CALOR HACIA EL MISMO, Y POR LO TANTO BAJA EL RENDIMIENTO DEL EQUIPO.

PARA REMOVER LA CAPA DE HIELO PUEDE UTILIZARSE ALGUNO DE LOS SIGUIENTES MÉTODOS:

- (1) INTERRUMPIENDO EL CICLO
- (2) INTERRUMPIENDO EL CICLO Y BAÑANDO CON AGUA EL SERPENTÍN
- (3) POR DESCONGELAMIENTO AUTOMÁTICO

POR RECOMENDACIONES DE EXPERTOS EN LA MATERIA, ES MEJOR

EN NUESTRO CASO UTILIZAR EL MÉTODO DE DESCONGELAMIENTO DEL SERPENTÍN INTERRUPIENDO EL CICLO. ESTO CONSISTE EN RECIRCULAR EL LÍQUIDO REFRIGERANTE ANTES DE LA EXPANSIÓN DURANTE EL TIEMPO NECESARIO PARA QUE SE REALICE EL DESCONGELAMIENTO TOTAL.

ENTONCES, CADA QUE SE INTERRUMPA EL CICLO SE DEJARÁ DE ABSORBER CIERTA CANTIDAD DE CALOR DEL PRODUCTO, QUE NECESARIAMENTE TENDRÁ QUE ACUMULARSE Y SER RETIRADO EN DETERMINADO MOMENTO. ESA CANTIDAD ACUMULADA DEPENDERÁ DEL NÚMERO DE HORAS N_h QUE SE INTERRUMPA EL CICLO EN UN DÍA; PARA DETERMINARLA HACEMOS LO SIGUIENTE.

$$Q_8 = Q_T * N_h / (24 - N_h) \text{ ----- (94)}$$

EN DONDE, Q_8 = CALOR GANADO POR INTERRUPCIÓN DEL CICLO, BTU/h
 N_h = NÚMERO DE HORAS QUE SE INTERRUMPE EL CICLO
 Q_T = CALOR TOTAL GANADO HASTA ANTES DE ESTE PROCESO EN BTU/h

BASÁNDOSE EN EXPERIENCIAS DE FABRICANTES DE CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN, SE TIENE CONTEMPLADO QUE, PARA ESTE MÉTODO DE DESHIELO DEL SERPENTÍN, SE REQUIEREN MÍNIMO 6 HORAS ACUMULADAS DURANTE UN DÍA PARA LLEVAR A CABO EL PROCESO, ESTO ES $N_h = 6$ HORAS.

SI EL CALOR TOTAL GANADO HASTA ANTES DE ESTE PROCESO ES

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$$

$$Q_T = 20,152.7 + 2,852.6 + 21,117 + 7,240 + 3,276.5 + 118,185$$

$$Q_T = 172,823.8 \text{ BTU/DÍA} = 172,823.8/24 = 7,201 \text{ BTU/h}$$

POR LO TANTO, DE LA ECUACIÓN (94), $Q_8 = 7,201 * 6 / (24 - 6)$

$$Q_8 = 2,400.3 \text{ BTU/h} \quad \text{ó} \quad Q_8 = 57,608 \text{ BTU/DÍA}$$

(9) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A MATERIAL DE ENVOLTURA O ENVASES DEL PRODUCTO A REFRIGERAR

NORMALMENTE EN LAS CARNICERÍAS NO SE MANEJA LA CARNE ENVUELTA O ENVASADA DENTRO DE LA CÁMARA; SON PIEZAS DESNUDAS QUE SE CUELGAN EN PERCHAS, O, EN UN MOMENTO DADO, ALGUNAS SE COLOCAN EN CAJAS DE PLÁSTICO.

VAMOS A TRATAR DE QUE ESTO ÚLTIMO NO OCURRA; ES DECIR, VAMOS A PROCURAR QUE HAYA LAS PERCHAS SUFICIENTES PARA COLGAR LAS PIEZAS, POR HIGIENE, POR LIMPIEZA Y POR PRACTICIDAD EN EL MANEJO.

CÁLCULO DE LA CARGA TOTAL DE REFRIGERACIÓN

LA GANANCIA TOTAL DE CALOR SERÁ

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9$$

$$Q = 172,823.8 + 57,608 \text{ BTU/DÍA} = 230,431.8 \text{ BTU/DÍA } \acute{\circ}$$

$$Q = 230,431.8/24 = 9,601.3 \text{ BTU/h}$$

COMO UNA TONELADA DE REFRIGERACIÓN ES IGUAL A 12,000 BTU/h, ENTONCES, LA CARGA TOTAL DE REFRIGERACIÓN SERÁ

$$9,601.3/12,000 = 0.800 \text{ ton}$$

NOTA: ESTA CARGA TOTAL DE REFRIGERACIÓN AÚN NO CONSIDERA LA GANANCIA DE CALOR POR EL O LOS MOTORES DE LOS VENTILADORES PARA EL EVAPORADOR QUE IRÁ DENTRO DEL CUARTO REFRIGERADO.

SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN Y DEL REFRIGERANTE

UNA VEZ CALCULADA LA CARGA DE REFRIGERACIÓN, PROCEDEREMOS A SELECCIONAR EL EQUIPO: COMPRESOR, EVAPORADOR, CONDENSADOR Y VÁLVULA DE EXPANSIÓN; TIPOS, TAMAÑOS Y MODELOS (DE ACUERDO A ALGÚN FABRICANTE EN ESPECÍFICO). ASÍ TAMBIÉN, VAMOS A ESTABLECER EL TIPO DE REFRIGERANTE Y LA CANTIDAD A UTILIZAR, BASÁNDONOS SIEMPRE EN LA SUSTENTACIÓN TEÓRICA HECHA PREVIAMENTE.

IV.3.2. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

PARA ESTO, DEBEMOS CONSIDERAR FACTORES COMO: PROPIEDADES TERMODINÁMICAS Y QUÍMICAS, SEGURIDAD EN EL MANEJO O EN CASO DE FUGAS, ECONOMÍA Y DISPONIBILIDAD. A CONTINUACIÓN LO HACEMOS.

DE ACUERDO A LA CLASIFICACIÓN DE REFRIGERANTES EN CUANTO A LA PRESIÓN Y A LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN, NOSOTROS DEBEMOS INCLINARNOS POR UNO DE PRESIÓN Y TEMPERATURA MEDIAS, RECOMENDADOS PARA CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN DE CARNES. ENTRE ESTOS TENEMOS: EL FREÓN 12, EL FREÓN 114, EL CLOROMETANO, EL DIÓXIDO DE AZUFRE, EL ISOBUTANO, EL CARRENE 7 Y EL R-404A.

HAREMOS A CONTINUACIÓN UNA SELECCIÓN ENTRE ESTOS REFRIGERANTES EMPLEANDO LOS FACTORES ANTES SEÑALADOS.

PUNTO DE EBULLICIÓN

EL PUNTO DE EBULLICIÓN MEDIO ESTÁ EN EL RANGO -20 A 20 °F, Y, A EXCEPCIÓN DEL FREÓN 114, QUE TIENE SU PUNTO DE EBULLICIÓN A 38.4 °F, TODOS LOS DEMÁS CAEN DENTRO DEL RANGO O POR DEBAJO DE -20 °F, COMO EL R-404A CUYO PUNTO DE EBULLICIÓN ES -51.8 °F, LO CUAL CONSTITUYE UNA VENTAJA.

TEMPERATURA Y PRESIÓN DE CONDENSACIÓN

AQUÍ TENEMOS QUE OBSERVAR, PARA NUESTRA TEMPERATURA DE DISEÑO EXTERIOR (78 °F), QUÉ PRESIÓN DE CONDENSACIÓN SE NECESITA PUES ESTO SERÁ DETERMINANTE EN LA ELECCIÓN DEL REFRIGERANTE. A CONTINUACIÓN SE MUESTRA UNA TABLA CON ESTE Y OTROS DATOS.

REFRIGERANTE	PRESIÓN DE EVAPORACIÓN lb/pulg ²	PRESIÓN DE CONDENSACIÓN lb/pulg ²	RELACIÓN DE COMPRESIÓN
FREÓN 12	26.5	107.4	4.08
CLOROMETANO	21.0	95.5	4.55
DIÓXIDO DE AZUFRE	11.8	66.4	5.62
CARRENE 7	31.02	128.12	4.13
ISOBUTANO	14.0	*	*
R-404A	14.66	204.4	13.0

COMO SE OBSERVA, TODOS LOS REFRIGERANTES ENLISTADOS CAEN DENTRO DE LO ACEPTABLE, COMPARADO CON EL BIÓXIDO DE CARBONO PARA EL QUE SE REQUIEREN 1043 lb/pulg² abs. PARA CONDENSARLO A 86 °F.

RELACIÓN DE COMPRESIÓN

ES LA RELACIÓN QUE HAY ENTRE LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN Y LA PRESIÓN DE EVAPORACIÓN. TAMBIÉN SE INCLUYE EN LA TABLA ANTERIOR. OBSERVAMOS QUE EL FREÓN 12 Y EL CARRENE 7 SON LOS DE MENOR RELACIÓN.

ALTAS RELACIONES DE COMPRESIÓN IMPLICAN MAYOR POTENCIA DEL COMPRESOR.

COEFICIENTE DE OPERACIÓN

COMO YA LO HABÍAMOS SEÑALADO ANTERIORMENTE, ESTE COEFICIENTE ES LA MEDIDA DE LA EFICIENCIA DEL REFRIGERANTE PARA UTILIZAR LA ENERGÍA SUMINISTRADA EN EL COMPRESOR EN RELACIÓN CON LA ENERGÍA ABSORBIDA EN EL EVAPORADOR. DEPENDE DE VARIOS CÁLCULOS PREVIOS Y SE NECESITA PRIMERO ELEGIR EL REFRIGERANTE.

DENSIDAD

DEPENDIENDO DE LA DENSIDAD DEL REFRIGERANTE SERÁ LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LAS TUBERÍAS Y, EN CONSECUENCIA, SU EVAPORACIÓN PREMATURA, LO CUAL REPERCUTIRÁ EN BAJA CAPACIDAD DEL SISTEMA. POR ESTO, SE DEBE OPTAR POR REFRIGERANTES DE BAJA DENSIDAD, O BIEN, POR COLOCAR TUBERÍA DE MAYOR DIÁMETRO,

NADA MÁS QUE ESTO ÚLTIMO PROVOCARÁ BAJA VELOCIDAD DEL LÍQUIDO. A CONTINUACIÓN SE MUESTRAN TABLAS DE DATOS DE ALGUNOS DE LOS REFRIGERANTES ARRIBA ENLISTADOS. EL QUE TIENE MENOR DENSIDAD ES EL R-404A.

GENETRON 12

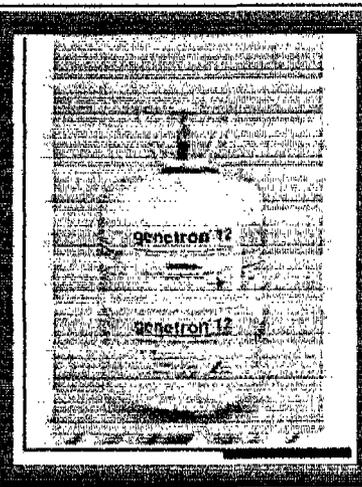
Descripción y uso del producto

Siendo uno de los refrigerantes más usados en la actualidad en los países donde el Protocolo de Montreal lo permite.

Fue durante muchos años el refrigerante estándar para refrigeradores y congeladores domésticos y también ampliamente usado en aire acondicionado para automóviles y sistemas de refrigeración comercial e industrial.

La presión del g12 es adecuada para una gran variedad de aplicaciones.

Con genetron 12 los sistemas trabajan con presiones de vapor moderadas pero positivas. Hasta -30°C la presión de vapor del g12 es igual a la presión atmosférica, así que para operar a temperaturas inferiores, los sistemas deben operar bajo vacío.



Sustitutos (Ver tabla de sustituciones)

Número ASHRAE	R=12
Peso Molecular	120.9
Punto de Ebullición @ 1 Atm, (°F)	-21.6
Punto de Congelamiento @ 1 Atm, (°F)	-252
Temperatura Crítica (°F)	234
Presión Crítica (psi)	597
Densidad Saturada de Líquido @ (86°F) (lbs/cu.ft)	80.7
Calor Específico de Líquido @ 86°F (Btu/lb.°F)	0.24
Calor Específico de Vapor @ Presión Constante (Cp) @ 86°F y 1 Atm (Btu/lb.°F)	0.15
Relación de Calor Específico de Vapor (K=Cp/Cv @ 86°F y 1Atm.	1.14
Flamabilidad y Explosividad (basadas en ASHRAE estándar 34) ++	Ninguna
Clasificación de Grupo de Seguridad, ANSI/SHRAE estándar 34-99	A1

Genetron 500

Descripción y uso del producto

Azeotropo del refrigerante 12. Sus presiones de vapor son ligeramente más altas y provee mayor capacidad de desplazamiento en el mismo compresor..

Presentación (diferentes envases)

G-500.- 57 KG

Especificaciones técnicas

Sustitutos (Ver tabla de sustituciones)	
Número ASHRAE	R=500
Peso Molecular	99.3
Punto de Ebullición @ 1 Atm, (°F)	-28.3
Punto de Congelamiento @ 1 Atm, (°F)	-254
Temperatura Crítica (°F)	222
Presión Crítica (psi)	642
Densidad Saturada de Líquido @ (86°F) (lbs/cu.ft)	71.1
Calor Específico de Líquido @ 86°F (Btu/lb.°F)	0.30
Calor Específico de Vapor @ Presión Constante (Cp) @ 86°F y 1 Atm (Btu/lb.°F)	0.18
Relación de Calor Específico de Vapor (K=Cp/Cv @ 86°F y 1Atm.	1.14
Flamabilidad y Explosividad (basadas en ASHRAE estándar 34) ++	Ninguna
Clasificación de Grupo de Seguridad, ANSI/SHRAE estándar 34-99	A1

NOTA: GENETRÓN 500 ES EL NOMBRE COMERCIAL DEL FREÓN 500 DE LA MARCA DU PONT. ESTE MISMO LO FABRICA LA COMPAÑÍA CARRIER CON EL NOMBRE DE CARRENE 7.

Genetron 114

Descripción y uso del producto

Intermedio en presión y desplazamiento. Usado principalmente en compresores centrífugos para

altas capacidades o en procesos de baja temperatura en el evaporador.

Presentación (diferentes envases)

G-114.- 68 KG

Especificaciones técnicas

Sustitutos (Ver tabla de sustituciones)	
Número ASHRAE	R=114
Peso Molecular	170.9
Punto de Ebullición @ 1 Atm, (°F)	38.8
Punto de Congelamiento @ 1 Atm, (°F)	-137
Temperatura Crítica (°F)	294
Presión Crítica (psi)	473
Densidad Saturada de Líquido @ (86°F) (lbs/cu.ft)	89.8
Calor Específico de Líquido @ 86°F (Btu/lb.°F)	0.24
Calor Específico de Vapor @ Presión Constante (Cp) @ 86°F y 1 Atm (Btu/lb.°F)	0.17
Relación de Calor Específico de Vapor (K=Cp/Cv @ 86°F y 1Atm.	1.08
Flamabilidad y Explosividad (basadas en ASHRAE estándar 34) ++#DCEFC	Ninguna
Clasificación de Grupo de Seguridad, ANSI/SHRAE estándar 34-99	A1

Genetrón 404A	Especificaciones técnicas
Sustitutos (Ver tabla de sustituciones)	
Número ASHRAE	R=404A
Peso Molecular	97.6
Punto de Ebullición @ 1 Atm, (°F)	-51.8
Punto de Congelamiento @ 1 Atm, (°F)	-
Temperatura Crítica (°F)	162.3
Presión Crítica (psi)	535.0
Densidad Saturada de Líquido @ (86°F) (lbs/cu.ft)	63.7
Calor Específico de Líquido @ 86°F (Btu/lb.°F)	0.37
Calor Específico de Vapor @ Presión Constante (Cp) @ 86°F y 1 Atm (Btu/lb.°F)	0.21
Relación de Calor Específico de Vapor (K=Cp/Cv @ 86°F y 1Atm.	1.12
Flamabilidad y Explosividad (basadas en ASHRAE estándar 34) ++	Ninguna

CALOR ESPECÍFICO DEL LÍQUIDO

DADO QUE EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN ES IGUAL AL CALOR LATENTE DE EVAPORACIÓN MENOS EL CALOR SENSIBLE PERDIDO AL ENFRIAR EL LÍQUIDO EN EL EVAPORADOR, ENTONCES, MIENTRAS MÁS

PEQUEÑO SEA EL CALOR ESPECÍFICO, MAYOR SERÁ EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN.

SI OBSERVAMOS LAS TABLAS ANTERIORES, DE LOS CUATRO REFRIGERANTES, EL GENETRÓN 500 Y EL GENETRÓN 114 SON LOS QUE TIENEN MENOR CALOR ESPECÍFICO DE LÍQUIDO, INCLUSIVE QUE LOS OTROS REFRIGERANTES QUE TENEMOS CONSIDERADOS COMO POSIBLES.

CALOR ESPECÍFICO DEL VAPOR

CUANDO SE PERMITE UN SOBRECALENTAMIENTO DE 10 °F EN EL VAPOR DE REFRIGERANTE, SE TIENE UNA GANANCIA EN EL CALOR ABSORBIDO EN EL EVAPORADOR, LO CUAL TIENE QUE VER CON EL CALOR ESPECÍFICO DEL VAPOR. POR LO TANTO, VAPOR SOBRECALENTADO SIGNIFICA CALOR ESPECÍFICO ALTO Y MÁS CALOR ABSORBIDO.

EN ESTE CASO, DE LAS TABLAS ANTERIORES, EL GENETRÓN 404A ES EL QUE TIENE MAYOR CALOR ESPECÍFICO.

TEMPERATURA Y PRESIÓN CRÍTICAS

EL REFRIGERANTE SELECCIONADO DEBE TENER UNA TEMPERATURA CRÍTICA MAYOR QUE LA MÁS ALTA TEMPERATURA, AL SALIR DEL COMPRESOR, PUES DE LO CONTRARIO NUNCA PODRIAMOS CONDENSARLO.

DEL GRUPO QUE ELEGIMOS PARA SELECCIONAR EL REFRIGERANTE A UTILIZAR, TODOS TIENEN SU TEMPERATURA CRÍTICA MUY ARRIBA DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN DE NUESTRO DISEÑO (78 °F).

LA PRESIÓN CRÍTICA TAMBIÉN DEBE ESTAR MUY ARRIBA DE LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN.

EL GENETRÓN 500 ES EL QUE TIENE LA MAYOR PRESIÓN CRÍTICA.

PUNTO DE CONGELACIÓN

LA MAYORÍA DE LOS REFRIGERANTES TIENEN UN PUNTO DE CONGELACIÓN ENTRE -220 Y 10 °F. ESTA TEMPERATURA DEBE SER MUCHO MENOR QUE LA TEMPERATURA MÁS BAJA A MANEJAR EN EL EVAPORADOR (EN NUESTRO DISEÑO, 36 °F). ENTONCES, EN ESTE ASPECTO, CUALQUIERA DE LOS REFRIGERANTES DEL GRUPO ELEGIDO ES ACEPTABLE.

ESTABILIDAD QUÍMICA Y EFECTO DE LA HUMEDAD

LOS REFRIGERANTES DEBEN SER DE TAL NATURALEZA QUÍMICA Y FÍSICA QUE LOS CONTINUOS CAMBIO DE PRESIÓN Y TEMPERATURA NO AFECTEN SUS PROPIEDADES. ASIMISMO, DEBEN RESISTIR CUALQUIER DESCOMPOSICIÓN QUÍMICA OCASIONADA POR CONTAMINACIÓN CON AIRE, ACEITE O AGUA.

DE LOS DE NUESTRO GRUPO, EL DIÓXIDO DE AZUFRE COMBINADO CON EL ACEITE PRODUCE LODOS QUE OBSTRUYEN LA TUBERÍA; EL CLOROMETANO MEZCLADO CON AGUA FORMA ÁCIDOS QUE ATACAN A LOS METALES. ENTONCES, DEFINITIVAMENTE NO PODEMOS OPTAR POR ALGUNO DE ESTOS DOS EN NUESTRO DISEÑO.

RELACIÓN REFRIGERANTE-ACEITE

EL MEJOR REFRIGERANTE ES AQUEL QUE PERMANECE QUÍMICAMENTE ESTABLE EN PRESENCIA DE ACEITE LUBRICANTE Y NO INFLUYE EN LAS CARACTERÍSTICAS QUÍMICAS DE ESTE ÚLTIMO.

HAY REFRIGERANTES QUE PUEDEN MEZCLARSE CON EL ACEITE DEL COMPRESOR EN UNA CIERTA PROPORCIÓN. POR OTRO LADO, HAY REFRIGERANTES QUE SI SE MEZCLAN CON EL ACEITE Y LLEGAN A LOS CONDUCTOS DEL EVAPORADOR, FORMAN UNA CAPA Y LE BAJAN LA EFICIENCIA PORQUE DISMINUYE LA TRANSFERENCIA DE CALOR. DENTRO DEL PRIMER GRUPO ESTÁN LOS FREONES, LOS DERIVADOS DE LOS HIDROCARBUROS, COMO EL ISOBUTANO, Y EL CARRENE 7. DENTRO DEL SEGUNDO GRUPO, Y NO RECOMENDABLES, ESTÁN EL DIÓXIDO DE AZUFRE Y EL CLOROMETANO.

TOXICIDAD

PARA EL TIPO DE SERVICIO QUE REQUERIMOS, SE RECOMIENDA EL FREÓN 12, EL R-404A Ó EL CARRENE 7. DE LOS DEMÁS: EL ISOBUTANO ES ANESTÉSICO E INFLAMABLE; EL CLOROMETANO ES IRRITANTE, ANESTÉSICO, POCO INFLAMABLE Y EXPLOSIVO; EL DIÓXIDO DE AZUFRE ES MUY TÓXICO.

INFLAMABILIDAD

EL ISOBUTANO Y EL DIÓXIDO DE AZUFRE SON MUY INFLAMABLES, EL CLOROMETANO ES LIGERAMENTE INFLAMABLE. EL FREÓN 12, EL FREÓN 114, EL CARRENE 7 Y EL R-404A NO SON INFLAMABLES.

OLOR

EN NUESTRO DISEÑO NO DEBEMOS USAR UN REFRIGERANTE CUYO OLOR POR ALGUNA FUGA SEA DESAGRADABLE O PUEDA CONTAMINAR A LA CARNE. EN ESTE CASO TENEMOS AL DIÓXIDO DE AZUFRE; EL CLOROMETANO ES LIGERAMENTE OLOROSO. LOS FREONES SON PRÁCTICAMENTE INODOROS.

COSTO Y DISPONIBILIDAD

LO IDEAL ES QUE EL REFRIGERANTE A UTILIZAR ABSORBA LA MAYOR CANTIDAD POSIBLE DE CALOR AL MENOR COSTO POR lb o kg.

DE LOS QUE HEMOS ANALIZADO DESCARTAMOS AL ISOBUTANO, AL DIÓXIDO DE AZUFRE, AL CLOROMETANO Y AL FREÓN 114, POR LOS FACTORES YA SEÑALADOS. TENEMOS QUE ELEGIR ENTRE EL FREÓN 12, EL CARRENE 7 Ó EL R-404A.

EL FREÓN 12 ES EL MÁS COMERCIAL, SIN EMBARGO EL CARRENE 7, QUE ES UN COMPUESTO DE 74.2% DE FREÓN 12 Y 25.8% DE DIFLUOROETANO, TIENE UNA EFICIENCIA 18% MAYOR A LA DEL FREÓN 12. EL R-404A AÚN NO ES TAN COMERCIAL, COMO LO HEMOS INVESTIGADO CON ALGUNOS PROVEEDORES, PERO SU RENDIMIENTO ES MUY SIMILAR AL DEL CARRENE 7.

POR OTRO LADO, DEBE CONSIDERARSE TAMBIÉN EL **FACTOR CONTAMINACIÓN DEL MEDIO AMBIENTE** COMO UN FACTOR DECISIVO EN NUESTRA ELECCIÓN.

ACTUALMENTE ESTÁ EN VIGOR EL PROTOCOLO DE KYOTO EN EL CUAL SE PROHIBE EL USO DE GASES REFRIGERANTES PARA REDUCIR LA EMISIÓN DE GASES DE EFECTO INVERNADERO QUE DESTRUYEN LA CAPA DE OZONO DE LA ATMÓSFERA, O QUE PROVOQUEN EL CALENTAMIENTO GLOBAL DE LA TIERRA. TODOS LOS GASES REFRIGERANTES CONTRIBUYEN AL CALENTAMIENTO DE LA TIERRA. SÓLO ALGUNOS DESTRUYEN LA CAPA DE OZONO.

LOS REFRIGERANTES CLOROFLUOROCARBONADOS (CFC) COMO: R11, R12, R502, R500, R13B1, R13, R113 SON LOS QUE TIENEN MAYOR CAPACIDAD DE DESTRUCCIÓN DE LA CAPA DE OZONO.

LOS REFRIGERANTES HIDROFLUOROCARBONADOS (HFC) COMO: R134A, R413A, **R404A**, R507, R407C, R417A Y EL R410, NO AFECTAN A LA CAPA DE OZONO (ODP CERO).

LOS REFRIGERANTES HIDROCLOROFUOROCARBONADOS (HCFC) COMO: R22, R141b, DI36, DI44, R403B, R408A, R401A, R401B, R402A, R402B Y EL R409A, TAMBIÉN DAÑAN A LA CAPA DE OZONO.

DE ACUERDO AL PROTOCOLO DE KYOTO, A PARTIR DEL 1 DE ENERO DEL 2001 QUEDA PROHIBIDO UTILIZAR CFC Y HCFC COMO REFRIGERANTES EN LA FABRICACIÓN DE CUALQUIER EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. A PARTIR DEL 1 DE ENERO DEL 2010 QUEDA PROHIBIDO UTILIZAR HCFC PARA MANTENIMIENTO Y RECARGA DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO EXISTENTES EN AQUELLA FECHA.

EL REFRIGERANTE R-404A ESTÁ DENTRO DEL GRUPO DE LOS DE ALTA SEGURIDAD; SU COMPOSICIÓN ES COMO SIGUE:

R-404A (44/4/52)

PENTAFLUOROETANO (R-125)	44%
TETRAFLUOROETANO (R-134a)	4%
TRIFLUOROETANO (R-143a)	52%

SU POTENCIA DE DESTRUCCIÓN DEL OZONO (ODP) ES CERO.

SU POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL DE HALOCARBUIROS (HGWP) ES DE 0.83. COMPARADO CON UN 19.4 DEL R-502 Y UN 3.0 DEL R-12, ES MUY BAJO.

CARGA MÁXIMA, Kg, POR m³ DE ESPACIO HABITABLE: 0.39. EN NUESTRO DISEÑO: $0.39 * 15.625 = 6 \text{ Kg (13.2 lb)}$.

EN LAS TABLAS QUE SE ANEXAN AL FINAL DE ESTE TRABAJO SE DAN: APLICACIONES, DATOS TÉCNICOS, EL DIAGRAMA DE MOLLIER Y LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-404A.

IV.3.3. SELECCIÓN DEL EVAPORADOR

POR RECOMENDACIONES DE FABRICANTES DE EQUIPO PARA REFRIGERACIÓN, DADA LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN A MANEJAR,

ES RECOMENDABLE UTILIZAR UN EVAPORADOR DEL TIPO **EXPANSIÓN DIRECTA**. ESTE ES AQUÉL QUE LLEVA SERPENTINES ALETADOS DE TIPO SECO.

AHORA, COMO ESTA UNIDAD VA COLOCADA EN UN ESPACIO GRANDE A REFRIGERAR, LEJOS DEL PRODUCTO, EL CALOR A RETIRAR DEBE LLEVARSE HASTA EL EVAPORADOR POR MEDIO DEL AIRE EN MOVIMIENTO PARA MEJORAR LA EFICIENCIA DEL SISTEMA. POR ESTO, SE CONSIDERA QUE ES MEJOR UN EVAPORADOR DE CONVECCIÓN FORZADA EL CUAL LLEVA VENTILADORES PARA INDUCIR EL AIRE SOBRE LOS SERPENTINES.

EL SERPENTÍN CON ALETAS MEJORA TAMBIÉN MUCHO LA EFICIENCIA EN LA REFRIGERACIÓN PUESTO QUE DE ESA MANERA EL AIRE INDUCIDO TENDRÁ MÁS ÁREA DE CONTACTO CON LA LÍNEA DE REFRIGERANTE, RETIRÁNDOSE ASÍ MÁS CALOR QUE SI EL TUBO FUERA DESNUDO.

PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD Y EL MODELO DEL EVAPORADOR ES NECESARIO PRIMERO DETERMINAR LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ΔT QUE EXISTE ENTRE LA TEMPERATURA DEL AIRE QUE LLEGA AL EVAPORADOR, QUE NORMALMENTE ES LA MISMA QUE LA DEL CUARTO REFRIGERADO (36 °F PARA NUESTRO DISEÑO), Y LA TEMPERATURA A LA PRESIÓN DE SATURACIÓN DEL REFRIGERANTE A LA SALIDA DEL EVAPORADOR. ENTRE MENOR SEA ΔT , MENOR SERÁ LA CAPACIDAD DEL EVAPORADOR PARA RETIRAR CALOR DEL PRODUCTO.

HAY UNA CONDICIONANTE PARA ELEGIR ESTA ΔT , Y ESA ES: LA HUMEDAD RELATIVA DEL ESPACIO A REFRIGERAR. A MAYOR ΔT SE TENDRÁ MENOR HUMEDAD RELATIVA, Y VICEVERSA, A MENOR ΔT , MAYOR SERÁ LA HUMEDAD RELATIVA, PORQUE SI ΔT ES MUY GRANDE QUIERE DECIR QUE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR ES MUY BAJA COMPARADA CON LA TEMPERATURA DEL AIRE QUE LE LLEGA, Y ENTONCES EL REFRIGERANTE TENDRÁ MAYOR CAPACIDAD DE ABSORBER CALOR, PERO LA HUMEDAD RELATIVA SERÁ MENOR PORQUE SE PRODUCIRÁ MAYOR CONDENSACIÓN.

AHORA BIEN, ¿QUÉ IMPLICACIONES TIENE UNA HUMEDAD RELATIVA ALTA O BAJA DENTRO DE LA CÁMARA?. LA PRIMERA ES QUE, SI LA HUMEDAD ES BAJA, LA CARNE SE DESHIDRATA MUCHO, ENTONCES PIERDE PESO Y, COMO CONSECUENCIA, HABRÁ PÉRDIDAS PARA EL NEGOCIO. LA SEGUNDA ES QUE, SI LA HUMEDAD ES ALTA, LA CARNE SE ENLAMA, FORMA MOHO, HONGOS Y BACTERIAS, ACELERANDO ASÍ SU DESCOMPOSICIÓN.

POR LO TANTO, PARA ESTABLECER EL VALOR DE ΔT , DEBEMOS CONSIDERAR LOS DOS ASPECTOS: HUMEDAD Y CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN. PARTIENDO DE LA HUMEDAD RELATIVA DEL CUARTO REFRIGERADO: A UNA TEMPERATURA DE 36 °F, EN LA TABLA IX-12 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN", SE RECOMIENDA, PARA UN TIPO DE ALMACENAMIENTO CORTO, PARA LA CARNE DE RES $\phi = 87\%$, PARA LA CARNE DE CERDO $\phi = 85\%$; TOMANDO UN VALOR PROMEDIO, $\phi = 86\%$, EL MISMO AUTOR MUESTRA UNA TABLA DE VALORES DE ΔT RECOMENDABLES, LA CUAL SE ANEXA AL FINAL DE ESTE TRABAJO. TABLA XII-1.

PARA $\phi = 86\%$, $\Delta T = 12$ °F CON CONVECCIÓN FORZADA

CON ESTE VALOR DE $\Delta T = 12$ °F, CON UNA TEMPERATURA DE DISEÑO INTERIOR DE 36 °F, PARA UNA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN REQUERIDA DE 9,601.3 BTU/h (2823 WATTS), HABIENDO SELECCIONADO UN TIPO DE EVAPORADOR DE SERPENTÍN CON VENTILACIÓN FORZADA, Y PARA UN TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE 18 HORAS, DEL MANUAL TÉCNICO DE REFRIGERACIÓN DE LA COMPAÑÍA CARRIER, SE ELIGE UN EVAPORADOR MODELO MD H 316 Z C QUE NOS DA UNA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN ENTRE 2481 WATTS (8,439 BTU/h) A 108 °F Y 2931 WATTS (9,969 BTU/h) A 90 °F. AL FINAL DE ESTE TRABAJO SE ANEXAN LAS TABLAS DEL MANUAL TÉCNICO UTILIZADAS PARA ESTA SELECCIÓN.

LAS CARACTERÍSTICAS DE ESTA UNIDAD ENFRIADORA "MINICOLD" DE LA MARCA CARRIER SON:

MD: UNIDAD ENFRIADORA PARA REFRIGERACIÓN.

H: TEMPERATURA MEDIA.

316: NÚMERO DEL MODELO

Z: REFRIGERANTE R-404A

C: 220 VOLTS, MONOFÁSICO, 60 HZ.

COMPONENTES: VENTILADORES (4) DE TIRO FORZADO; DESESCARCHE ELÉCTRICO; BANDEJA DE CONDENSADOS.

MÁS DATOS TÉCNICOS SE DARÁN MÁS ADELANTE.

IV.3.4. SELECCIÓN DEL CONDENSADOR

GENERALMENTE, Y PARA CAPACIDADES DE REFRIGERACIÓN PEQUEÑAS (MENOS DE 5 ton), LOS FABRICANTES YA OFRECEN EN PAQUETE UNIDADES CONDENSADORAS QUE INCLUYEN: EL MOTO-

COMPRESOR, EL CONDENSADOR Y LOS ACCESORIOS DE CONTROL DEL LADO DE ALTA PRESIÓN. ESTO RESULTA MÁS ECONÓMICO QUE ADQUIRIR EL EQUIPO POR SEPARADO Y LUEGO ARMARLO.

TAMBIÉN, HABIAMOS VISTO ANTERIORMENTE QUE LOS CONDENSADORES ENFRIADOS POR VENTILACIÓN FORZADA CASI NO REQUIEREN MANTENIMIENTO, LO CUAL CONSTITUYE UNA VENTAJA PARA NOSOTROS QUE NO CONTAMOS CON TÉCNICOS ESPECIALIZADOS EN REFRIGERACIÓN COMERCIAL.

POR LAS DOS RAZONES ANTES EXPUESTAS, ELEGIMOS USAR UNA UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE DE TIRO FORZADO.

EN EL MANUAL TÉCNICO DE REFRIGERACIÓN DE LA COMPAÑÍA CARRIER SE DAN LAS ESPECIFICACIONES PARA UNIDADES CONDENSADORAS ENFRIADAS POR AIRE BASADAS EN LA TEMPERATURA DE SUCCIÓN DEL VAPOR SATURADO DEL COMPRESOR Y LA TEMPERATURA DE DISEÑO EXTERIOR.

PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA DE SUCCIÓN DEL COMPRESOR: COMO LA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL INTERIOR DEL CUARTO ES DE 36 °F Y LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA DEL EVAPORADOR ES DE 12 °F, ENTONCES LA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR ES DE

$$36 - 12 = 24 \text{ °F}$$

AHORA, LOS MANUALES RECOMIENDAN UNA CAÍDA DE PRESIÓN MÁXIMA PERMISIBLE EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DE 3 lb/pulg²; ESTO NOS OCASIONARÁ UNA CAÍDA DE LA TEMPERATURA DE 3 °F.

ENTONCES, LA TEMPERATURA DE SUCCIÓN EN EL COMPRESOR SERÁ DE $24 - 3 = 21 \text{ °F}$.

DEL MANUAL ANTES CITADO, CON $T_c = 21 \text{ °F}$ Y $T_a = 78 \text{ °F}$, SE SELECCIONA UNA UNIDAD CONDENSADORA MODELO GD H 316 Z C, QUE ES EXACTAMENTE LA CORRESPONDIENTE AL MODELO DE UNIDAD ENFRIADORA QUE HABIAMOS SELECCIONADO. TIENE UNA CAPACIDAD PARA MANEJAR DESDE 2472 WATTS (8,408 BTU/h), A TEMPERATURA AMBIENTE DE 108 °F, HASTA 3056 WATTS (10,395 BTU/h), A 90 °F. AL FINAL DE ESTE TRABAJO SE ANEXAN LAS TABLAS ANTES REFERIDAS PARA LA SELECCIÓN.

LAS CARACTERÍSTICAS DE ESTA UNIDAD SON:

GD: UNIDAD CONDENSADORA

H: TEMPERATURA MEDIA

316: NÚMERO DEL MODELO

Z: FLUIDO REFRIGERANTE R-404A

A: 220 VOLTS, MONOFÁSICO, 60 HZ

COMPONENTES: COMPRESOR HERMÉTICO; CONDENSADOR CON VENTILADOR; RECIPIENTE DE LÍQUIDO; FILTRO SECADOR Y VISOR DE NIVEL DEL LÍQUIDO; VÁLVULAS DE SERVICIO (EN LA SUCCIÓN Y EN LA LÍNEA DE LÍQUIDO) CON CONECTOR DE PRESIÓN; PRESOSTATO DE SEGURIDAD, Y VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA.

MÁS ADELANTE SE DAN MÁS DATOS TÉCNICOS DE LA UNIDAD.

DEBIDO A QUE LOS MOTORES DE LOS VENTILADORES DEL EVAPORADOR TRABAJAN DENTRO DEL CUARTO REFRIGERADO, EL CALOR CEDIDO POR ÉSTOS FORMA PARTE DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN Y DEBE DE AGREGARSE A LA CARGA QUE HABIAMOS CALCULADO (2823 WATTS).

DEL MANUAL TÉCNICO DE CARRIER, PARA LA UNIDAD ENFRIADORA SELECCIONADA, LOS MOTORES ELÉCTRICOS CONSUMEN UNA CORRIENTE DE 0.8 A Y TRABAJAN A 230 VOLTIOS, POR LO TANTO CONSUMEN UNA POTENCIA DE APROXIMADAMENTE 160 WATTS (0.215 HP). LA TABLA IX-8 DEL LIBRO "FUNDAMENTOS DE AIRE CONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN" RECOMIENDA UNA GANANCIA DE CALOR EN LA CÁMARA DE 4250 BTU/h (1,246 WATTS) POR HP INSTALADO. ENTONCES SE DEBEN AGREGAR $1,246 \text{ WATTS} * 0.215 = 268 \text{ WATTS}$ (914 BTU/h).

AL AGREGAR ESTE CALOR GANADO EN LA CÁMARA, LA CARGA DE REFRIGERACIÓN SERÁ: $2,823 + 268 = 3091 \text{ WATTS} = 0.88 \text{ ton}$.

SI COMPARAMOS ESTE RESULTADO CON LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA SELECCIONADA, HAY UNA DIFERENCIA DE $3,091 - 3,056 = 35 \text{ WATTS}$. SIN EMBARGO, CONSIDEREMOS QUE LA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN NOMINAL (3,056 WATTS) ES A UNA TEMPERATURA AMBIENTE DE 90 °F, MIENTRAS QUE LA CAPACIDAD REQUERIDA (3091 WATTS) ES A 78 °F. ES DECIR, LA UNIDAD CONDENSADORA SELECCIONADA FÁCILMENTE CUBRIRÁ LAS NECESIDADES A LA TEMPERATURA DE DISEÑO.

DATOS TÉCNICOS DEL EQUIPO

MODELO	CONDENSADOR			EVAPORADOR			
	VENTILADOR No. X DIÁM.	CAUDAL DE AIRE, m ³ /h	POTENCIA MOTOR, W	VENTILADOR No. X DIÁM.	CAUDAL DE AIRE, m ³ /h	POTENCIA MOTOR, W	DESESCARCHE ELÉCTRIC, W
MDH 316 ZC	1X355mm	1780	110	4X200mm	2000	7	600

MODELO	COMPRESOR		DATOS ELÉCTRICOS TOTALES			TUBO CONEXIONES	
	POTENCIA	VOLTAJE	INTENSIDAD CONDENSADOR	INTENSIDAD EVAPORADOR	INTENSIDAD COMPRESOR	LÍQUIDO	SUCCIÓN
GDH 316 ZC	1.6 HP	220/1/60	1.2 A	0.8 A	22/4.2 A	3/8"	5/8"

DATOS TÉCNICOS DEL REFRIGERANTE

Modelo	Refrigerante	Tipo de Refrigerante	Tipo de Aceite	Tipo de Instalación	Tipo de Conexión
MDH 316 ZC	R-404A	R-502 Y HCFC-22	Mezcla (Poco cambio en punto de ebullición)	Poliéster	Equipo nuevo y Adecuaciones de equipo instalado
GDH 316 ZC	R-404A	R-502	Mezcla (Poco cambio en punto de ebullición)	Poliéster	Equipo nuevo y Adecuaciones de equipo instalado

Especificaciones técnicas

Sustitutos (Ver tabla de sustituciones)	
Número ASHRAE	R=404A
Peso Molecular	97.6
Punto de Ebullición @ 1 Atm, (°F)	-51.8-
Punto de Congelamiento @ 1 Atm, (°F)	-
Temperatura Crítica (°F)	162.3
Presión Crítica (psi)	535.0
Densidad Saturada de Líquido @ (86°F) (lbs/cu.ft)	63.7
Calor Específico de Líquido @ 86°F (Btu/lb.°F)	0.37
Calor Específico de Vapor @ Presión Constante (Cp) @ 86°F y 1 Atm (Btu/lb.°F)	0.21
Relación de Calor Específico de Vapor (K=Cp/Cv @ 86°F y 1Atm.	1.12
Flamabilidad y Explosividad (basadas en ASHRAE estándar 34) ++	Ninguna

IV.3.5. SELECCIÓN DEL DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN

EL DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN CONTROLA EL FLUJO DE REFRIGERANTE LÍQUIDO QUE ENTRA AL EVAPORADOR DE EXPANSIÓN DIRECTA MANTENIENDO CONSTANTE EL RECALENTAMIENTO DEL VAPOR DEL REFRIGERANTE EN LA SALIDA DEL EVAPORADOR. ESTE DISPOSITIVO PUEDE SER: TUBO CAPILAR, RESTRICTOR DE TUBO CORTO, O RESTRICTOR DE ORIFICIO, O VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

ANTERIORMENTE HABIAMOS ESTABLECIDO YA LAS VENTAJAS Y DESVENTAJAS DA CADA UNO DE ESTOS DISPOSITIVOS, ASÍ COMO LA APLICABILIDAD DE UNO U OTRO DEPENDIENDO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN QUE TUVIÉSEMOS.

LA PRINCIPAL DESVENTAJA ASOCIADA CON LOS DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN POR TUBO CAPILAR O POR RESTRICTOR DE ORIFICIO, ES SU LIMITADA CAPACIDAD PARA REGULAR EFICIENTEMENTE EL FLUJO DE REFRIGERANTE EN RESPUESTA A CAMBIOS EN LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN. OPTAMOS PUES POR DESECHARLOS COMO POSIBLE ALTERNATIVA PARA NUESTRO DISEÑO. A CONTINUACIÓN HACEMOS UN BREVE ANÁLISIS DE LAS OTRAS OPCIONES: VÁLVULAS DE EXPANSIÓN.

RECALENTAMIENTO ES LA DIFERENCIA ENTRE LA TEMPERATURA DEL VAPOR DE REFRIGERANTE Y SU TEMPERATURA DE VAPOR SATURADO. PARA CALCULAR EL RECALENTAMIENTO QUE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLA, SE DETERMINA LA DIFERENCIA ENTRE LA TEMPERATURA DEL LUGAR DEL BULBO SENSOR Y LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN CORRESPONDIENTE A LA PRESIÓN DE SUCCIÓN EN EL LUGAR DEL BULBO SENSOR.

CONTROLANDO EL RECALENTAMIENTO, LA VÁLVULA MANTIENE ACTIVA CASI TODA LA SUPERFICIE DEL EVAPORADOR, AL MISMO TIEMPO QUE EVITA EL REGRESO DE REFRIGERANTE LÍQUIDO AL COMPRESOR.

POR LO TANTO, LA SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN ES MUY IMPORTANTE PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN SUBDIMENSIONADA EVITA QUE HAYA SUFICIENTE FLUJO DE REFRIGERANTE HACIA EL EVAPORADOR, CAUSANDO UNA REDUCCIÓN EN LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DEL SISTEMA. UNA VÁLVULA SOBREDIMENSIONADA PUEDE PERMITIR QUE FLUYA DEMASIADO REFRIGERANTE HACIA EL EVAPORADOR, Y CAUSAR QUE EL REFRIGERANTE LÍQUIDO FLUYA DE REGRESO AL COMPRESOR RESULTANDO EN DAÑOS A ESTE ÚLTIMO.

EN TEMAS ANTERIORES HABÍAMOS EXPLICADO YA QUE EXISTEN DIFERENTES TIPOS DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN. A SABER: VÁLVULAS DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICAS (VEA), VÁLVULAS DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICAS (VET) Y VÁLVULAS DE EXPANSIÓN ELÉCTRICAS (VEE). HAGAMOS UN ANÁLISIS DE LAS VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE CADA UNA DE ELLAS PARA ENCONTRAR CUÁL ES LA QUE MEJOR SE ADAPTA A NUESTRAS NECESIDADES DE DISEÑO.

LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICA (VEA) ESTÁ MEJOR EQUIPADA PARA APLICACIONES QUE TIENEN UNA CARGA DE EVAPORADOR MODERADAMENTE CONSTANTE. ESTO ES, LA VEA REGULA EL FLUJO DE REFRIGERANTE MANTENIENDO UNA PRESIÓN CONSTANTE EN EL EVAPORADOR. A MEDIDA QUE LA CARGA DE CALOR EN EL EVAPORADOR SE INCREMENTA, LA VEA REDUCE EL FLUJO DE REFRIGERANTE PARA MANTENER CONSTANTE LA PRESIÓN DEL EVAPORADOR. COMO RESULTADO, LA VEA ALIMENTA POCO REFRIGERANTE AL EVAPORADOR EN CONDICIONES DE CARGA ALTA Y LO ALIMENTA DEMASIADO EN CONDICIONES DE CARGA BAJA.

LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA (VET) PROVEE UNA SOLUCIÓN A ESTE PROBLEMA. LA VET REGULA EL FLUJO DE REFRIGERANTE MANTENIENDO CONSTANTE EL RECALENTAMIENTO EN LA SALIDA DEL EVAPORADOR: SI SE INCREMENTA POR AUMENTO DE LA CARGA DE CALOR EN EL EVAPORADOR, LA VET INCREMENTA EL FLUJO DE REFRIGERANTE HASTA QUE EL VALOR DEL RECALENTAMIENTO REGRESA AL VALOR AJUSTADO EN LA VÁLVULA, Y VICEVERSA. ESTO PERMITE OPTIMIZAR LA UTILIZACIÓN DE LA SUPERFICIE EFECTIVA DEL EVAPORADOR EN TODAS LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN.

COMO YA LO HABIAMOS DICHO ANTES, HAY VET EQUILIBRADA INTERNAMENTE Y VET EQUILIBRADA EXTERNAMENTE.

LA VET EQUILIBRADA INTERNAMENTE DEBE LIMITARSE A EVAPORADORES DE UN SOLO CIRCUITO, CON CAÍDA DE PRESIÓN NO MAYOR QUE EL EQUIVALENTE A UN CAMBIO DE 1 °C EN LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN.

LA VET EQUILIBRADA EXTERNAMENTE NO ES AFECTADA POR LA CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL EVAPORADOR, INCLUYENDO LA CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS DISTRIBUIDORES DE REFRIGERANTE EMPLEADOS POR LOS SERPENTINES DE EVAPORADORES MULTICIRCUITO. UNA VET EQUILIBRADA EXTERNAMENTE PUEDE SER USADA EN TODAS LAS APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN.

LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELÉCTRICA (VEE) PROPORCIONA UNA FORMA PARA DISEÑAR APLICACIONES CON FUNCIONES COMPLEJAS DEL SISTEMA DEL SISTEMA DE CONTROL. ESTE TIPO DE VÁLVULA ES CONTROLADO POR UN CIRCUITO ELECTRÓNICO, EL CUAL ES FRECUENTEMENTE DISEÑADO PARA PERMITIR QUE LA VÁLVULA CONTROLE ALGÚN OTRO ASPECTO DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA, ADEMÁS DEL RECALENTAMIENTO. ES, POR ESTO, UNA VÁLVULA PARA APLICACIONES MUY ESPECÍFICAS Y DE UN COSTO ELEVADO.

POR TODO LO ANTERIOR, DECIDIMOS UTILIZAR UNA **VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA EQUILIBRADA EXTERNAMENTE (VET)**.

LAS APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN COMUNES PUEDEN CLASIFICARSE EN TRES CATEGORÍAS: REFRIGERACIÓN COMERCIAL, REFRIGERACIÓN DE BAJA TEMPERATURA Y REFRIGERACIÓN DE TEMPERATURA EXTREMADAMENTE BAJA.

PARA CADA UNA DE ESTAS CATEGORÍAS SE HA DESARROLLADO UNA CARGA SELECTIVA BAJO LA CUAL SE OBTIENE UN ÓPTIMO FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA. PARA LA REFRIGERACIÓN COMERCIAL, QUE ES NUESTRO CASO, SE TIENE UNA CARGA TIPO C. AQUÍ SE MANEJA UN RANGO DE OPERACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN DE 10 °C A -25 °C (50 °F A -13 °F).

PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN

1.- CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LA VÁLVULA. ES IGUAL A PRESIÓN DEL CONDENSADOR - PRESIÓN DEL EVAPORADOR - PÉRDIDAS DE PRESIÓN.

FUENTES DE CAÍDA DE PRESIÓN:

- (1) POR FRICCIÓN EN LAS LÍNEAS DE REFRIGERACIÓN. EL FABRICANTE RECOMIENDA 5 PSI. TABLA 1
- (2) POR ACCESORIOS EN LA LÍNEA DE LÍQUIDO (VÁLVULA SOLENOIDE, FILTRO SECADOR): RECOMENDADO 5 PSI.
- (3) CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEBIDO A UN ASCENSO O DESCENSO VERTICAL DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO. DE TABLAS DEL FABRICANTE DE VÁLVULAS, LA MÍNIMA PARA 20 PIES DE ASCENSO ES DE 8 PSI. TABLA 3.
- (4) CAÍDA A TRAVÉS DEL DISTRIBUIDOR DEL EVAPORADOR. DE LA TABLA 4, PARA REFRIGERANTE 404A: 35 PSI.

PÉRDIDAS DE PRESIÓN: 5 + 5 + 8 + 35 = 53 PSI

PRESIÓN DEL CONDENSADOR, PARA REFRIGERANTE 404A, TEMPERATURA DE DISEÑO 78 °F (APROXIMAMOS A 80 °F): 173 PSI. VER TABLA PARA REFRIGERANTE GENETRÓN 404A.

PRESIÓN DEL EVAPORADOR, A TEMPERATURA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR 24 °F (APROXIMAMOS A 25 °F): 62 PSI.

POR LO TANTO, CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LA VÁLVULA:

$$173 - 53 - 62 = 58 \text{ PSI.}$$

FACTOR DE CORRECCIÓN POR CAÍDA DE PRESIÓN (FCP) CORRESPONDIENTE A LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y A LA CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LA VÁLVULA: FCP = 0.69. DE LA TABLA C.

2.- TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE LÍQUIDO QUE ENTRA A LA VÁLVULA. EN ESTAS CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN SE TIENEN CAÍDAS DE TEMPERATURA ENTRE LA SALIDA DEL CONDENSADOR Y LA ENTRADA DE LA VÁLVULA DE 8 °F. ESTO ES, EN NUESTRO DISEÑO LA TEMPERATURA DEL LÍQUIDO QUE LLEGA A LA VÁLVULA SERÁ DE 78 - 8 °F = 70 °F (20 °C).

FACTOR DE CORRECCIÓN POR TEMPERATURA DE LÍQUIDO (FCT). DE LA TABLA B DEL FABRICANTE DE VÁLVULAS SPORLAN: FCT = 1.31.

3.- SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DE LAS TABLAS DE CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN.

PARA APROXIMADAMENTE 0.9 ton DE CAPACIDAD, REFRIGERANTE 404A, CON TEMPERATURA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR 24 °F, DE LA TABLA A DEL FABRICANTE DE VÁLVULAS SPORLAN, SE ENCUENTRA QUE: UNA VÁLVULA TIPO NI, F, EF, G O EG, TENDRÁ UNA CAPACIDAD DE 1.02 ton, QUE EXCEDE LIGERAMENTE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA, COMO SE RECOMIENDA POR EL FABRICANTE.

POR LO TANTO,

CAPACIDAD REAL DE LA VET = CAPACIDAD DE TABLAS * FCP * FCT

$$= 1.02 * 0.69 * 1.31 = 0.922 \text{ ton}$$

EL PORCENTAJE DE CARGA ES UN INDICADOR DE LA UTILIZACIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA VÁLVULA Y SE CALCULA COMO

$$\% \text{ DE CARGA} = 100 * (\text{CAPACIDAD DE DISEÑO} / \text{CAPACIDAD REAL})$$

$\% \text{ DE CARGA} = 100 * (0.9/0.922) = 97.6 \%$ (MUY BUENO)

4.- DETERMINAR SI SE REQUIERE UN EQUILIBRADOR EXTERNO

COMO ELEGIMOS UNA **VET** EQUILIBRADA EXTERNAMENTE, ÉSTA REQUIERE LA CONEXIÓN DE LA LÍNEA DEL EQUILIBRADOR EXTERNO. ES UN TUBO QUE CONECTA LA LÍNEA DE SUCCIÓN, CERCA DE LA SALIDA DEL EVAPORADOR, CON LA CONEXIÓN DE EQUILIBRADOR EXTERNO DE LA VÁLVULA.

5.- TIPO DE CUERPO DE LA **VET**.

CUALQUIERA DE LOS ANTES SEÑALADOS: NI, F, EF, G O EG.

ESTILO DE CONEXIÓN: CON ROSCA ESTÁNDAR.

6.- SELECCIONAR CARGA TERMOSTÁTICA SELECTIVA SPORLAN.

PARA REFRIGERACIÓN COMERCIAL (10 °C A -25 °C), REFRIGERANTE 404A: CARGA SELECTIVA SC. VER TABLA ANEXA AL FINAL SOBRE "CARGAS SELECTIVAS".

7.- ORDENAR VÁLVULA SPORLAN:

EGS-1-SC; 3/8" X 5/8" ROSCADA; CON EQUILIBRADOR EXTERNO DE 1/4" X 5' ROSCADO.

IV.3.6. CÁLCULOS PARA EL CICLO TEÓRICO

PESE A QUE LOS EQUIPOS YA QUEDARON SELECCIONADOS EN CUANTO A SU TAMAÑO, TIPO Y MODELO, ES CONVENIENTE QUE REALICEMOS LOS CÁLCULOS NECESARIOS PARA CORROBORAR SUS DIFERENTES CAPACIDADES. A CONTINUACIÓN REALIZAREMOS ESTOS CÁLCULOS PARA EL CICLO TEÓRICO, POSTERIORMENTE LO HAREMOS PARA EL CICLO REAL PARA OBSERVAR LAS DIFERENCIAS ENTRE UNO Y OTRO Y CONCLUIR. LOS PUNTOS A QUE SE HACE REFERENCIA SON LOS QUE SE MUESTRAN EN EL SIGUIENTE DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA.

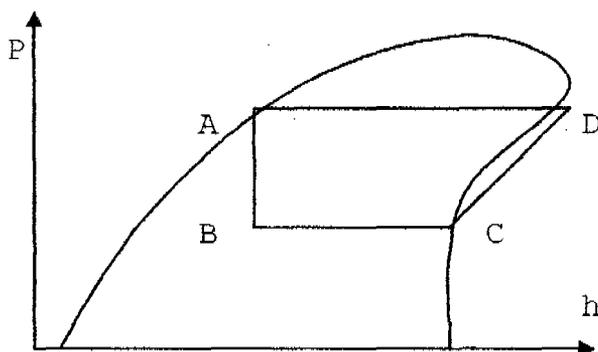


FIGURA 26. DIAGRAMA DE MOLLIER PARA CICLO TEÓRICO

PUNTO A. DE TABLAS DEL REFRIGERANTE R 404A. LÍQUIDO SATURADO.

13.159 kg_f/cm² ó 187 psia , A 78 °F ó 26 °C
 $v_f = 0.000961 \text{ m}^3/\text{Kg}$, (0.0154 pies³/lb)
 $h_f = 240.63 \text{ KJ/Kg}$, (103.23 BTU/lb)

PUNTO B. DE LA TABLA DEL REFRIGERANTE R 404A. MEZCLA LÍQUIDO-VAPOR.

5.414 kg_f/cm² ó 77 psia, A 24 °F ó -4.5 °C
 $v_f = 0.000857 \text{ m}^3/\text{Kg}$, (0.0137 pies³/lb);
 $v_g = 0.038475 \text{ m}^3/\text{Kg}$, (0.6168 pies³/lb)
 $h_f = 193.22 \text{ KJ/Kg}$, (82.89 BTU/lb)
 $h_g = 368.05 \text{ KJ/Kg}$, (157.89 BTU/lb)

PUNTO C. DE LA TABLA DEL REFRIGERANTE R 404A. VAPOR SATURADO.

5.414 kg_f/cm² ó 77 psia, A 24 °F ó -4.5 °C
 $v_g = 0.038475 \text{ m}^3/\text{Kg}$, (0.6168 pies³/lb)
 $h_g = 368.05 \text{ KJ/Kg}$, (157.89 BTU/lb)

PUNTO D. DEL DIAGRAMA DE MOLLIER DEL REFRIGERANTE R 404A VAPOR SOBRECALENTADO. DESDE 24 °F EN VAPOR SATURADO, SUBIENDO A ENTROPIA CONSTANTE HASTA 187 psia Ó 78 °F.

13.159 kg_f/cm² Ó 187 psia. VAPOR SOBRECALENTADO.

$v_g = 0,01517 \text{ m}^3/\text{Kg}, \quad (0.2432 \text{ pies}^3/\text{lb})$

$h_g = 390 \text{ KJ/Kg}, \quad (167.31 \text{ BTU/lb})$

1.- PRESIONES MANOMÉTRICAS, PARA UNA PRESIÓN ATMOSFÉRICA DE 1,033 kg_f/cm².

LADO DE ALTA PRESIÓN: $P_{\text{man}} = 13.159 - 1.033 = 12.106 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$
 $= 172 \text{ psi}$

LADO DE BAJA PRESIÓN: $P_{\text{man}} = 5.414 - 1.033 = 4.381 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$
 $= 62.2 \text{ psi}$

2.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN

PRESIÓN DE CONDENSACIÓN/PRESIÓN DE EVAPORACIÓN =

$12.106/4.381 = 2.8$. ESTO ES, EL COMPRESOR DEBE TENER CAPACIDAD PARA COMPRIMIR EL VAPOR EN LA RELACIÓN 2.8 A 1.

3.- EFECTO NETO DE REFRIGERACIÓN, $ER = h_c - h_B$

$h_B = h_A = 240.63, \quad h_c = 368.05, \quad ER = 368.05 - 240.63$

$ER = 127.42 \text{ KJ/Kg} \quad (54.66 \text{ BTU/lb})$

4.- FLUJO MÁSICO DE REFRIGERANTE: $m_T = \text{ton}/ER$

NOSOTROS REQUERIMOS 0.9 ton DE REFRIGERACIÓN. 1 ton = 50.4 Kcal/min. Y $ER = 127.42 * 0.24 = 30.581 \text{ Kcal/Kg}$.

POR LO TANTO, $m_T = 0.9 * 50.4/30.581 = 1.483 \text{ Kg/min} \quad (197.59 \text{ lb/h})$

5.- POTENCIA DEL COMPRESOR.

GANANCIA DE ENERGÍA POR EL REFRIGERANTE DURANTE LA COMPRESIÓN = $w_i = h_D - h_c$

$h_c = 368.05 \text{ KJ/Kg}, \quad h_D = 390 \text{ KJ/Kg}, \quad w_i = 390 - 368 = 22 \text{ KJ/Kg}$
 (9.438 BTU/lb)

Ó $w_i = 22 * 0.24 = 5.28 \text{ Kcal/Kg}$

EN HP: $HP = 426 m_T w_i/4560 = 426(1.483)(5.28)/4560 = 0.732$.

EN EL SISTEMA INGLÉS DE UNIDADES: $HP = 197.59 * 9.438/2544.33$
 $HP = 0.732$

POTENCIA DEL MOTOR PARA EL COMPRESOR:

BHP = POTENCIA TEÓRICA/EFICIENCIA DEL COMPRESOR; PARA UNA EFICIENCIA DEL COMPRESOR DE 0.75:

BHP = $0.732/0.75 = 0.976$. UN MOTOR DE 1 HP ES TEÓRICAMENTE EL ADECUADO.

6.- COEFICIENTE DE RENDIMIENTO, $COP = ER/w_1 = 127.42/22 = 5.8$
O BIEN, $BHP/ton = 4.71/COP = 4,71/5.8 = 0.8$.

ES DECIR, SE REQUIEREN 0.8 HP POR CADA TONELADA DE REFRIGERACIÓN.

7.- TEMPERATURA DE DESCARGA DEL COMPRESOR. AL FINAL DE LA LÍNEA DE COMPRESIÓN A ENTROPÍA CONSTANTE, EN ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO.

DEL DIAGRAMA DE MOLLIER: $T_D = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ (89.6 $^\circ\text{F}$)

8.- DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO DEL COMPRESOR, $V = v_c * m_T$,
 $V = 0.038475 * 1.483 = 0.0571 \text{ m}^3/\text{min}$ (2.03 pies^3/min)

9.- CALIDAD DEL REFRIGERANTE A LA SALIDA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN, X_B :

$$X_B = (h_{fA} - h_{fB})/h_{fgB}$$

$h_{fA} = h_B = 240.63 \text{ KJ/Kg}$ (103.23 BTU/lb) (A 26 $^\circ\text{C}$, LÍQUIDO SATURADO); $h_{fB} = 193.22 \text{ KJ/Kg}$ (82.89 BTU/lb) (A -4.5 $^\circ\text{C}$, LÍQUIDO SATURADO); $h_{fgB} = 174.83 \text{ KJ/Kg}$ (75 BTU/lb) (A -4.5 $^\circ\text{C}$, MEZCLA LÍQUIDO VAPOR).

$$X_B = (240.63 - 193.22)/174.83 = 0.271$$

IV.3.7. CÁLCULOS PARA EL CICLO REAL

EL REFRIGERANTE EXPERIMENTA UNA CAÍDA DE PRESIÓN PARA VENCER LA FRICCIÓN, TANTO INTERNA (DENTRO DE LA TUBERÍA DE LÍQUIDO) COMO EXTERNA, CUANDO FLUYE A TRAVÉS DE TUBERÍAS, EVAPORADOR Y CONDENSADOR, DEPÓSITO RECEPTOR Y A TRAVÉS DE VÁLVULAS Y PASOS EN EL COMPRESOR.

EN EL SIGUIENTE DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA SE MUESTRA EL CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN DONDE SE CONSIGNAN LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN QUE SE TIENEN EN LAS DIFERENTES PARTES DEL SISTEMA.

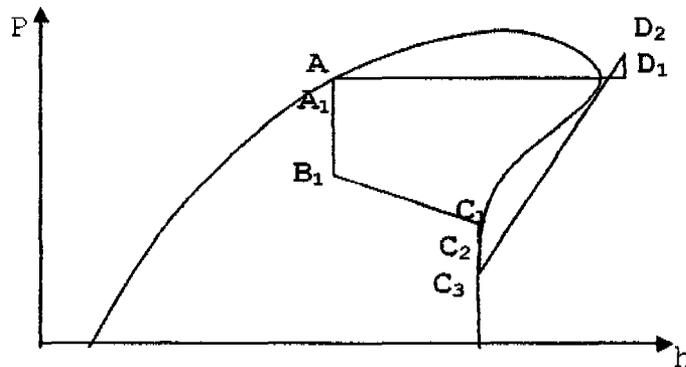


FIGURA 27. DIAGRAMA DE MOLLIER PARA EL CICLO REAL

LA LÍNEA B_1C_1 REPRESENTA EL PROCESO EN EL EVAPORADOR EN EL CUAL EL REFRIGERANTE SUFRE UNA CAÍDA DE PRESIÓN DE APROXIMADAMENTE 5 PSI. MIENTRAS QUE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN DE LA MEZCLA DE LÍQUIDO-VAPOR A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR SON: $5.414 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$ (77 PSI) Y $-4.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($24 \text{ }^\circ\text{F}$), RESPECTIVAMENTE, LA PRESIÓN DEL VAPOR SATURADO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR ES DE $77 - 5 = 72 \text{ psi}$ ($5.067 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$), Y A ESTO LE CORRESPONDE UNA TEMPERATURA DE $-6 \text{ }^\circ\text{C}$ ($21 \text{ }^\circ\text{F}$) Y UN VOLUMEN ESPECÍFICO DE $0.041 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

EN CONSECUENCIA, EL VAPOR SALE DEL EVAPORADOR A UNA PRESIÓN Y TEMPERATURA DE SATURACIÓN MENOR Y CON UN VOLUMEN ESPECÍFICO MAYOR QUE SI NO HUBIESE CAÍDA DE PRESIÓN. POR LO TANTO, LA POTENCIA REQUERIDA POR TONELADA DE REFRIGERACIÓN SERÁ MAYOR EN EL CICLO REAL QUE EN EL TEÓRICO.

LA LÍNEA C_1C_2 REPRESENTA LA CAÍDA DE PRESIÓN QUE SE TIENE EN EL VAPOR DE LA SUCCIÓN AL FLUIR A TRAVÉS DE LA TUBERÍA DE SUCCIÓN DESDE EL EVAPORADOR HASTA LA ENTRADA DEL COMPRESOR.

COMO YA SE HABÍA ESTABLECIDO EN LA SELECCIÓN DEL CONDENSADOR, ESTA CAÍDA EN NUESTRO DISEÑO ES DE APROXIMADAMENTE 3 PSI MÁXIMO, POR RECOMENDACIONES EN MANUALES, PARA REFRIGERANTE R 404A, O BIEN 3 °F.

LA LÍNEA C_2C_3 REPRESENTA LA CAÍDA DE PRESIÓN QUE EL VAPOR DE LA SUCCIÓN EXPERIMENTA AL FLUIR A TRAVÉS DE LAS VÁLVULAS DE SUCCIÓN Y EN SU PASO HACIA EL CILINDRO DEL COMPRESOR. ESTO SÓLO DEPENDE DEL DISEÑO DEL COMPRESOR. UN EQUIPO BIEN DISEÑADO NO PUEDE TENER UNA CAÍDA DE PRESIÓN, POR ESTA CAUSA, MAYOR A 3 PSI.

DE ESTA MANERA, EL CICLO DE COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA SEGUIRÁ LA TRAYECTORIA C_3D_2 . EL VAPOR SE COMPRIME EN EL CILINDRO A UNA PRESIÓN MAYOR QUE LA PRESIÓN PROMEDIO DE CONDENSACIÓN PARA FORZAR LA SALIDA DEL VAPOR A TRAVÉS DE LAS VÁLVULAS DE DESCARGA Y VENCER LA PRESIÓN EN EL CONDENSADOR Y LA PRESIÓN DE LOS RESORTES DE LA VÁLVULA DE DESCARGA.

LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN PROMEDIO EN NUESTRO DISEÑO ES DE 172 psi. EL COMPRESOR DEBE ELEVARLA 8 psi POR ARRIBA DE ESTA PRESIÓN, ES DECIR HASTA 180 psi APROXIMADAMENTE.

LA LÍNEA D_2D_1 REPRESENTA LA CAÍDA DE PRESIÓN NECESARIA PARA FORZAR LA APERTURA DE LAS VÁLVULAS DE DESCARGA Y FORZAR EL VAPOR HACIA LA TUBERÍA DE DESCARGA.

LA LÍNEA D_1A REPRESENTA LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL FLUJO DEL REFRIGERANTE A TRAVÉS DE LA TUBERÍA DE DESCARGA Y EL CONDENSADOR.

LA CAÍDA DE PRESIÓN AA_1 REPRESENTA LA CAÍDA DE PRESIÓN RESULTANTE DEL FLUJO DEL REFRIGERANTE A TRAVÉS DEL DEPÓSITO RECEPTOR Y LA TUBERÍA DE REFRIGERANTE LÍQUIDO. ESTO ES, PORQUE EL REFRIGERANTE EN A ES LÍQUIDO SATURADO, Y AL DISMINUIR LA PRESIÓN POR CAMBIO DE FASE, SU TEMPERATURA DEBE DISMINUIR.

1.- PRESIONES

PRESIÓN EN LA SALIDA DEL EVAPORADOR: $77 - 5 = 72$ psia Ó $62 - 5 = 57$ psig. LE CORRESPONDE UNA TEMPERATURA DE -6 °C, Y UN VOLUMEN ESPECÍFICO DE VAPOR SATURADO DE 0.0404 m³/Kg (0.6477 pies³/lb)

PRESIÓN EN EL LADO DE ALTA: 187 psia Ó 172 psig

2.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN = $172/57 = 3.0$
AUMENTÓ, DE 2.8 A 3.0

3.- EFECTO NETO DE LA REFRIGERACIÓN, $ER = h_{c1} - h_{b1}$
 $h_{c1} = 367 \text{ KJ/Kg (157.44 BTU/lb) CON } P = 72 \text{ psia}$
 $h_{b1} = h_A = 240.63 \text{ KJ/Kg (103.23 BTU/lb) CON } T = 26 \text{ }^\circ\text{C Ó } 78$
 $^\circ\text{F, LÍQUIDO SATURADO.}$
ENTONCES, $ER = 367 - 240.63 = 126.56 \text{ KJ/Kg (54.29 BTU/lb)}$

4.- FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE, $m_T = \text{ton/ER}$, 1 ton = 50.4
Kcal/min, Y $ER = 126.56 * 0.24 \text{ Kcal/Kg} = 30.374 \text{ Kcal/kg}$
ENTONCES, $m_T = 0.9 * 50.4/30.374 = 1.493 \text{ Kg/min (198.93 lb/h)}$

AUMENTÓ UN POCO LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE NECESARIO
POR UNIDAD DE TIEMPO.

5.- POTENCIA DEL COMPRESOR

LA SUCCIÓN EN EL COMPRESOR SERÁ A LA PRESIÓN DEL PUNTO
 C_3 ; PRESIÓN QUE SE TENDRÁ DESPUÉS DE LA CAÍDA EN EL TUBO DE
SUCCIÓN Y LA CAÍDA DEL VAPOR EN SU PASO HACIA EL CILINDRO DEL
COMPRESOR. TALES CAÍDAS SON DE 3 psi Y 2 psi,
RESPECTIVAMENTE. ENTONCES, $P_{C3} = 57 - 3 - 2 = 52 \text{ psi (Ó } 4.691$
 $\text{kgf/cm}^2\text{)}$.

ADEMÁS, LA COMPRESIÓN SE REALIZARÁ DESDE C_3 HASTA D_2 ,
SIGUIENDO UNA TRAYECTORIA ISOENTRÓPICA. $P_{D2} = P_{D1} + 8$, SIENDO
 $P_{D1} = 172 \text{ psi (LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN)}$ Y LAS 8 psi ES LA
PRESIÓN DE LOS RESORTES DE LA VÁLVULA DE DESCARGA DEL
COMPRESOR. POR LO TANTO, $P_{D2} = 172 + 8 = 180 \text{ PSI}$.

PARA $P_{C3} = 52 \text{ psi}$, $h_{C3} = 367.19 \text{ KJ/Kg (157.52 BTU/lb)}$,
DE TABLAS DEL REFRIGERANTE R-404A.

PARA $P_{D2} = 180 \text{ psi}$, $h_{D2} = 395 \text{ KJ/Kg (169.46 BTU/lb)}$, DEL
DIAGRAMA DE MOLLIER.

ENTONCES $w_1 = 395 - 367.19 = 27.81 = 27.81 * 0.24$
 $= 6.674 \text{ Kcal/Kg (11.94 BTU/lb)}$

POR LO TANTO $HP = 426(1.493)(6.674)/4560 = 0.931$

POTENCIA DEL MOTOR PARA EL COMPRESOR, $BHP = 0.931/0.75$

BHP = 1.24 . UN MOTOR DE 1.5 HP ES EL RECOMENDABLE.

LA POTENCIA DEL MOTOR AUMENTÓ DE 0.976 A 1.24 HP.

6.- COEFICIENTE DE RENDIMIENTO, $COP = ER/w_1 = 30.374/6.67$
COP = 4.6. DISMINUYÓ, DE 5.8 A 4.6.

A CONTINUACIÓN RESUMIMOS LOS RESULTADOS DE AMBOS CICLOS EN UNA TABLA.

	CICLO TEÓRICO	CICLO REAL
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	2.8	3.0
EFFECTO NETO DE REFRIGERACIÓN	54.66 BTU/h	54.29 BTU/h
FLUJO MÁSSICO DE REFRIGERANTE	197.59 lb/h	198.93 lb/h
POTENCIA DEL COMPRESOR	0.976 HP	1.25 HP
DESPLAZAMIENTO DEL COMPRESOR	2.016 pie ³ /min	2.129 pie ³ /min
COEFICIENTE DE RENDIMIENTO	5.8	4.6

OBSERVAMOS QUE HAY CAMBIOS IMPORTANTES EN LOS RESULTADOS QUE HABIAMOS TENIDO PARA EL CICLO TEÓRICO. LOS RESULTADOS DEL CICLO REAL SON LOS CONSIDERADOS EN LA SELECCIÓN DEL EQUIPO: UNIDAD ENFRIADORA, UNIDAD CONDENSADORA Y VÁLVULA DE EXPANSIÓN. ESTO LO PODEMOS CORROBORAR, SI OBSERVAMOS QUE LA CAPACIDAD DEL MOTOR PARA EL COMPRESOR EN LA UNIDAD CONDENSADORA SE ESTIPULA COMO 1.6 HP, Y EN NUESTRO CÁLCULO NOS DIO 1.5 HP.

AHORA, ¿POR QUÉ TOMAR LA POTENCIA DEL COMPRESOR COMO REFERENCIA PARA SABER SI NUESTRO DISEÑO ES CORRECTO?. PORQUE DICHO CÁLCULO ESTÁ EN FUNCIÓN DE LAS VARIABLES MÁS IMPORTANTES QUE INTERVIENEN EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN COMO SON: LAS PRESIONES, EN EL LADO DE ALTA Y EN EL LADO DE BAJA, EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN Y EL FLUJO DE REFRIGERANTE.

ES DE SUPONERSE QUE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN AUMENTARÁ SI LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN AUMENTA Y LA PRESIÓN DE EVAPORACIÓN DISMINUYE EN EL CICLO REAL CON RELACIÓN AL CICLO TEÓRICO, POR LOS ARGUMENTOS QUE SE DIERON PREVIO A LOS

CÁLCULOS: EN REALIDAD EN EL PROCESO DE EVAPORACIÓN HAY UNA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL GAS REFRIGERANTE AL PASAR POR EL EVAPORADOR. POR ESTA RAZÓN EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN EN EL CICLO REAL ES LIGERAMENTE MENOR QUE EN EL CICLO TEÓRICO. EN CONSECUENCIA, SI LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE POR UNIDAD DE TIEMPO ES INVERSAMENTE PROPORCIONAL AL EFECTO DE REFRIGERACIÓN, AL DISMINUIR ESTE ÚLTIMO, EL FLUJO DE REFRIGERANTE DEBERÁ AUMENTAR PARA MANTENER UNA CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN CONSTANTE.

DE ESTA MANERA, SI LA CAPACIDAD DEL COMPRESOR VARÍA EN FORMA DIRECTAMENTE PROPORCIONAL CON EL FLUJO DE REFRIGERANTE, AL AUMENTAR ESTE ÚLTIMO, AUMENTARÁ LA POTENCIA NECESARIA PARA EL MOTOR DEL COMPRESOR; ADEMÁS DE QUE, UNA MAYOR DIFERENCIA DE PRESIONES ENTRE LA DESCARGA Y LA SUCCIÓN OCASIONARÁ QUE EL TRABAJO ISOENTRÓPICO DE COMPRESIÓN SEA MAYOR EN EL CICLO REAL QUE EN EL TEÓRICO, DANDO COMO RESULTADO UNA POTENCIA NECESARIA PARA EL COMPRESOR MAYOR EN EL CICLO REAL CON RELACIÓN AL CICLO TEÓRICO.

OBVIAMENTE, SI EL DESPLAZAMIENTO VOLUMÉTRICO DEL COMPRESOR DEPENDE DIRECTAMENTE DEL FLUJO DE REFRIGERANTE A MANEJAR, AQUEL DEBERÁ AUMENTAR PARA UN FLUJO MAYOR, COMO OCURRIÓ AL HACER EL CÁLCULO EN EL CICLO REAL. ESTO IMPLICA MAYOR TAMAÑO DE LOS CILINDROS DEL COMPRESOR.

FINALMENTE, SI EL COEFICIENTE DE RENDIMIENTO SE DEFINE COMO EL COCIENTE DE DIVIDIR EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN ENTRE EL TRABAJO ISOENTRÓPICO, AL DISMINUIR EL EFECTO DE REFRIGERACIÓN Y AUMENTAR EL TRABAJO NECESARIO EN EL CICLO REAL EN RELACIÓN CON EL CICLO TEÓRICO, NECESARIAMENTE DISMINUIRÁ EL COEFICIENTE DE RENDIMIENTO EN EL PRIMERO CON RESPECTO AL SEGUNDO.

IV.4. CONSTRUCCIÓN DEL CUARTO REFRIGERADO

LA OBRA CIVIL DEL CUARTO COMPRENDE LO SIGUIENTE:

1.- CONSTRUCCIÓN DE MUROS DE LADRILLO ROJO DE 5 PULGADAS DE ESPESOR, CIMENTADOS EN ZAPATA DE PIEDRA Y DALAS DE CONCRETO REFORZADO CON 4 VARILLAS DE ACERO DE 3/8 PULGADA Y REMATADOS CON DALAS DE CONCRETO DE IGUALES CARACTERÍSTICAS. EN LAS CUATRO ESQUINAS DEL CUARTO LLEVARÁ CASTILLO DE CONCRETO REFORZADO CON 4 VARILLAS DE ACERO DE 3/8 PULGADA. SE DEJARÁ UN ESPACIO VACÍO EN UNO DE LOS MUROS PARA COLOCAR PUERTA ESPECIAL DE ACCESO DE 36 POR 72 PULGADAS.

2.- ENTARIMADO DE MADERA Y VACIADO DEL TECHO, DE 4 PULGADAS DE ESPESOR, EN CONCRETO REFORZADO CON VARILLA DE ACERO DE 3/8 PULGADA.

3.- VACIADO DEL PISO EN CONCRETO DE 4 PULGADAS DE ESPESOR.

4.- ENJARRE (RECUBRIMIENTO) DE MUROS Y TECHO CON UNA MEZCLA DE ARENA, CAL Y CEMENTO, DE UN ESPESOR DE 2 PULGADAS; INTERIOR Y EXTERIOR PARA LOS MUROS Y SOLAMENTE INTERIOR PARA EL TECHO.

5.- ENJARRE (RECUBRIMIENTO) DE MUROS, PISO Y TECHO, DE LAS MISMAS CARACTERÍSTICAS QUE EL ANTERIOR, UNA VEZ QUE SE HAYA APLICADO EL AISLANTE DE POLIURETANO.

6.- COLOCACIÓN DE VITROPISO EN MUROS, PISO Y TECHO, DE 1/4 PULGADA DE ESPESOR. UTILIZAR MORTERO ESPECIAL PARA PEGAR.

EN EL VACIADO DEL TECHO Y AL PRIMER ENJARRE DE MUROS Y TECHO, DEBEN DEJARSE AHOGADAS MANGUERAS TIPO POLIDUCTO PARA LA POSTERIOR INTRODUCCIÓN DEL CABLEADO ELÉCTRICO PARA LA ILUMINACIÓN DEL CUARTO Y PARA LOS MOTORES DE LOS VENTILADORES DEL EVAPORADOR, ADEMÁS, PARA FACILITAR LA COLOCACIÓN DE LOS TUBOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE.

IV.5. INSTALACIÓN DEL EQUIPO

PRIMERO: COLOCAR LA UNIDAD ENFRIADORA (EVAPORADOR) DENTRO DEL CUARTO REFRIGERADO, EMPOTRADA EN LA PARTE SUPERIOR DE UNO DE LOS MUROS. DONDE SE HAYAN DEJADO LA ENTRADA Y SALIDA DE LOS TUBOS PARA EL REFRIGERANTE.

SEGUNDO: COLOCAR LA UNIDAD CONDENSADORA EN LA PARTE EXTERNA DEL TECHO DEL CUARTO REFRIGERADO, LO MÁS CERCANA POSIBLE A LA UBICACIÓN DE LA UNIDAD ENFRIADORA, BAJO TECHO Y SIN MUROS A SU ALREDEDOR, SOLAMENTE PARA PROTEGERLA DEL SOL PERO PARA PROCURAR LA MEJOR VENTILACIÓN POSIBLE.

TERCERO: CONEXIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA Y LA TUBERÍA DE LÍQUIDO Y VAPOR DEL REFRIGERANTE, ASÍ COMO DE LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL ADICIONALES (TERMOSTATOS, PRESOSTATO, TUBO CAPILAR, VÁLVULA SOLENOIDE, VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y OTROS).

CUARTO: INSTALACIÓN ELÉCTRICA DEL EQUIPO. INTERRUPTOR TERMOMAGNÉTICO DE 30 AMPERES, 220 VOLTIOS, 60 HZ, MONOFÁSICO. VA DENTRO DE LA CARNICERÍA Y SEPARADO DE OTRAS INSTALACIONES DE LA MISMA. LOS ARRANCADORES TERMOMAGNÉTICOS PARA LOS MOTORES DE VENTILADORES DE EVAPORADOR Y CONDENSADOR, ASÍ COMO EL ARRANCADOR TERMOMAGNÉTICO PARA EL MOTOR DEL COMPRESOR, YA VIENEN CON LAS UNIDADES CONDENSADORA Y EVAPORADORA. SOLAMENTE SE NECESITA COLOCAR EL CABLEADO ELÉCTRICO ENTRE AMBAS UNIDADES Y ENTRE LAS UNIDADES Y EL INTERRUPTOR GENERAL. COLOCAR TAMBIÉN EL CABLEADO ELÉCTRICO ENTRE LA VÁLVULA SOLENOIDE, EL PRESOSTATO, EL TERMOSTATO DE CÁMARA Y EL INTERRUPTOR GENERAL.

ENSEGUIDA SE MUESTRA EN DETALLE LA INSTALACIÓN AUTOMATIZADA DE LA CÁMARA Y SE HACE UNA DESCRIPCIÓN DEL PAPEL QUE DESEMPEÑAN CADA UNO DE SUS COMPONENTES EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA MISMA.

IV.5.1. INSTALACIÓN AUTOMATIZADA DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

LA TEMPERATURA AMBIENTE EN LA CÁMARA ES CONTROLADA POR UN TERMOSTATO DE TIPO **KP 62** QUE CIERRA Y ABRE LA VÁLVULA DE SOLENOIDE TIPO **EVR**, SITUADA EN LA TUBERÍA DE LÍQUIDO.

EL PRESOSTATO DE ALTA Y BAJA TIPO **KP 15** ENERGIZA Y DESENERGIZA EL ARRANCADOR DE MOTOR **K3**, TIPO CIT, DEL MOTOR DEL COMPRESOR, A UNA PRESIÓN DE SUCCIÓN CONVENIENTEMENTE BAJA PARA MANTENER EN 24 °F (-10 °C) LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN EN LA CÁMARA QUE SE ENCUENTRA A 36 °F (2 °C).

LA VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO **NRV** ASEGURA LA PROTECCIÓN CONTRA LA CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE EN EL SEPARADOR DE ACEITE Y EN LA TAPA SUPERIOR DEL COMPRESOR, SI ESTOS COMPONENTES LLEGAN A SER MÁS FRÍOS QUE EL EVAPORADOR DURANTE LOS PERÍODOS DE PARADA DE LA INSTALACIÓN.

EL TERMOSTATO TIPO **KP 62** SITUADO EN LA CÁMARA CONTROLA LOS ARRANCADORES DE MOTOR **K1** Y **K2**, TIPO CIT, DE LOS VENTILADORES DEL EVAPORADOR. SÓLO SE DIBUJARON DOS VENTILADORES PERO ESTAMOS DE ACUERDO QUE LA UNIDAD EVAPORADORA LLEVA CUATRO.

LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA TIPO **TE** CON IGUALACIÓN DE PRESIÓN EXTERNA, REGULA LA INYECCIÓN DE LÍQUIDO EN EL EVAPORADOR, EN FUNCIÓN DEL RECALENTAMIENTO, AUNQUE DE MANERA INDEPENDIENTE DE LA PÉRDIDA DE CARGA A TRAVÉS DEL EVAPORADOR. LLEVA UN DISTRIBUIDOR DE LÍQUIDO TIPO **69G** QUE DISTRIBUYE EL REFRIGERANTE LÍQUIDO UNIFORMEMENTE EN LAS SECCIONES INDIVIDUALES DEL EVAPORADOR.

EL PRESOSTATO DE ALTA TIPO **KP 5** ESTÁ CONECTADO CON EL LADO DE ALTA PRESIÓN DE LA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN E INTERRUMPE EL FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR CUANDO LA PRESIÓN DE CONDENSACIÓN ES EXCESIVA.

EN PRINCIPIO, EN UNA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN, EL ACEITE DEBE PERMANECER EN EL COMPRESOR. FUERA DEL SISTEMA PUEDE SER MÁS PERJUDICIAL QUE FAVORABLE PORQUE DISMINUYE LA CAPACIDAD DEL EVAPORADOR Y DEL COMPRESOR. TAMBIÉN, SI BAJA MUCHO EL NIVEL EN EL CÁRTER, SE CORRE EL RIESGO DE UNA LUBRICACIÓN INSUFICIENTE DEL COMPRESOR. LA MEJOR PROTECCIÓN

CONTRA ESTOS INCONVENIENTES CONSISTE EN INSTALAR UN SEPARADOR DE ACEITE EFICAZ, TIPO **OUB**.

PARA ASEGURAR UN CIERRE EFICAZ DE LA TUBERÍA DE LÍQUIDO DURANTE LOS PERÍODOS DE PARADA DEL COMPRESOR, SE INSTALA UNA VÁLVULA DE SOLENOIDE TIPO **EVR** PUESTO QUE PUEDE PREVERSE QUE LA TEMPERATURA DEL BULBO SUBIRÁ MÁS RÁPIDAMENTE QUE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN Y DARÁ LUGAR A LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA. LA PROTECCIÓN CONTRA SOBRECARGA DEL EVAPORADOR DURANTE LOS PERÍODOS DE PARADA DEL COMPRESOR, SE OBTIENE HACIENDO QUE LA VÁLVULA DE SOLENOIDE SE CIERRE AL MISMO TIEMPO QUE EL COMPRESOR SE PARA.

LA LÍNEA DE LÍQUIDO ESTÁ EQUIPADA CON VÁLVULAS DE CIERRE MANUAL DE TIPO **GBC** O **BML** PARA FACILITAR LA SUSTITUCIÓN DEL FILTRO SECADOR **DML**.

LA PRESIÓN APLICADA A LOS LADOS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN DEL COMPRESOR PUEDE SER LEÍDA EN LOS MANÓMETROS QUE SE INDICAN. LOS MANÓMETROS PUEDEN SER DESCONECTADOS UTILIZANDO LAS VÁLVULAS DE TRES VÍAS TIPO **BMT**.

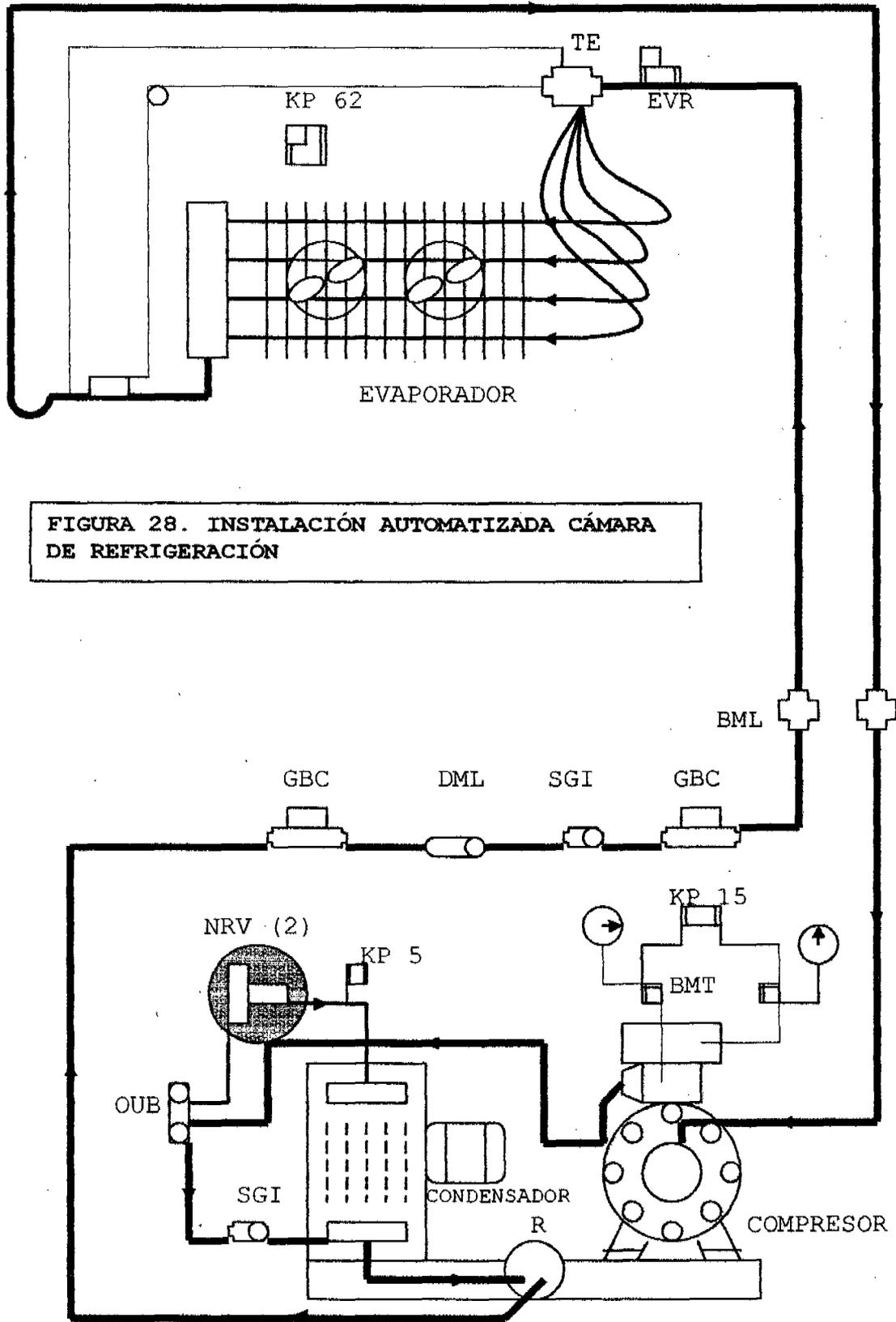


FIGURA 28. INSTALACIÓN AUTOMATIZADA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

**DIAGRAMA DE INSTALACIÓN ELÉCTRICA
CORRIENTE DE CONTROL**

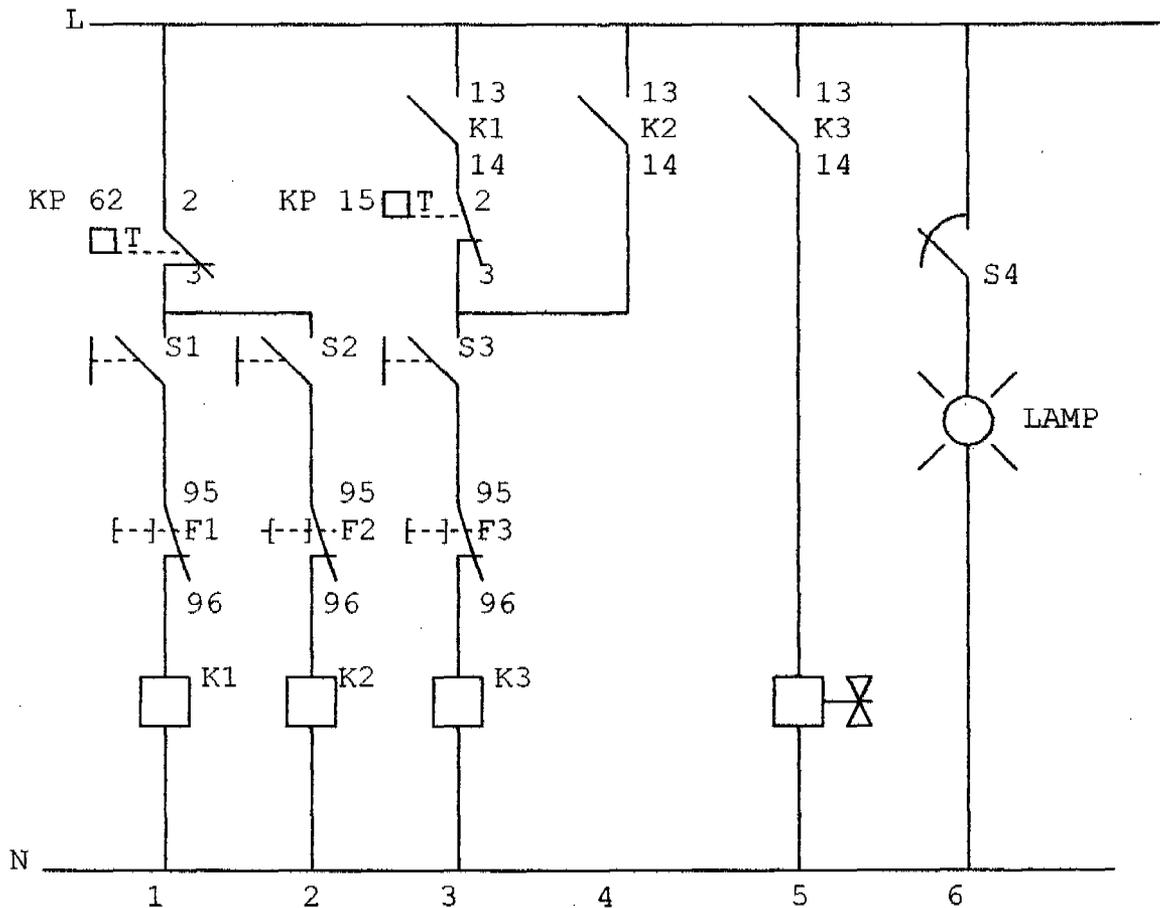


FIGURA 29. DIAGRAMA DE INSTALACIÓN ELÉCTRICA

LOS RELEVADORES TÉRMICOS **F** DEL ARRANCADOR DE MOTOR ESTÁN REPRESENTADOS EN UNA POSICIÓN ADYACENTE A LOS CONTACTOS ENTRE LAS TERMINALES 95 Y 96. SE REPRESENTA IGUALMENTE EL RESTABLECEDOR MANUAL **S**. LOS CONTACTOS **K** DE RELEVADOR AUXILIAR ENTRE LAS TERMINALES 13 Y 14 SE REPRESENTAN EN LA PARTE SUPERIOR DEL DIAGRAMA.

LAS BOBINAS DE RELEVADOR **K1**, **K2** Y **K3** ACCIONAN LOS CONTACTOS AUXILIARES ENTRE LAS TERMINALES 13 Y 14. LOS CONTACTOS AUXILIARES ESTÁN DIBUJADOS EN LA POSICIÓN QUE TIENEN CUANDO LA BOBINA ESTÁ DESENERGIZADA. LA DESIGNACIÓN DE

TERMINAL 13-14 ES, COMO YA ESTÁ CONVENIDO, SIEMPRE LA DE UN CONTACTO NORMALMENTE ABIERTO (NO), MIENTRAS QUE LA DESIGNACIÓN DE TERMINAL 11-12 ES SIEMPRE LA DE UN CONTACTO NORMALMENTE CERRADO (NC).

EL DIAGRAMA INDICA EL FUNCIONAMIENTO DE LA SIGUIENTE MANERA:

CUANDO SE PRODUCE UNA ELEVACIÓN DE TEMPERATURA EN LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN, ESTANDO CERRADOS LOS INTERRUPTORES **S1** Y **S2**, EL TERMOSTATO TIPO **KP 62** ESTABLECE EL CONTACTO ENTRE LAS TERMINALES 2 Y 3, LOS RELEVADORES **K1** Y **K2** DE LOS ARRANCADORES DE MOTOR TIPO CIT SE ENERGIZAN Y ARRANCAN LOS VENTILADORES DEL EVAPORADOR. AL MISMO TIEMPO, LOS CONTACTOS AUXILIARES ASOCIADOS CON LOS CIRCUITOS 3 Y 4 SE CIERRAN. EL RELEVADOR **K3** DEL ARRANCADOR DE MOTOR TIPO CIT DEL COMPRESOR SE ENERGIZA SI EL PRESOSTATO COMBINADO DE ALTA Y BAJA TIPO **KP 15** ESTABLECE EL CONTACTO ENTRE LAS TERMINALES 2 Y 3, Y SI EL INTERRUPTOR **S3** ESTÁ CERRADO. EL COMPRESOR ARRANCA Y AL MISMO TIEMPO EL CONTACTO AUXILIAR DEL CIRCUITO 5 CONECTA LA CORRIENTE EN LA BOBINA DE LA VÁLVULA DE SOLENOIDE TIPO **EVR** SITUADA EN LA TUBERÍA DE LÍQUIDO. LA VÁLVULA DE SOLENOIDE SE ABRE Y EL LÍQUIDO REFRIGERANTE SE INYECTA AL EVAPORADOR, EFECTUÁNDOSE LA REGULACIÓN POR MEDIO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA TIPO **TE**.

EL INTERRUPTOR MANUAL **S4** ES PARA ENCENDER O APAGAR LA LÁMPARA DE ILUMINACIÓN DE LA CÁMARA.

BIBLIOGRAFÍA PARA ESTE CAPÍTULO

- 1.- PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. ROY J. DOSSAT. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. SÉPTIMA IMPRESIÓN. 1988.
- 2.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA. WILLIAM C. REYNOLDS Y HENRY C. PERKINS. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1980.
- 3.- LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES. W. H. SEVERNS, H. E. DEGLER Y J.C. MILES. EDITORIAL: REVERTÉ, S.A. ESPAÑA. PRIMERA EDICIÓN. 1975. VERSIÓN ESPAÑOLA DE LA 5ª. EDICIÓN DE LA OBRA STEAM, AIR AND GAS POWER.
- 4.- FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. RAYMOND A. HAVRELLA. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1983.
- 5.- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. EDUARDO HERNÁNDEZ GORIBAR. EDITORIAL: LIMUSA. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1973.
- 6.- INTRODUCCIÓN A LA INGENIERÍA DE PROYECTOS. MIGUEL ÁNGEL CORZO. EDITORIAL: LIMUSA. MÉXICO. SEXTA IMPRESIÓN. 1982.
- 7.- TRANSFERENCIA DE CALOR. M. NECATI OZISIK. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. COLOMBIA. PRIMERA EDICIÓN. 1975. TRADUCIDO DE LA PRIMERA EDICIÓN INGLESA DE: BASIC HEAT TRANSFER.
- 8.- VÁLVULAS DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA. BOLETÍN EXP (S1) 10-9 DEL FABRICANTE SPORLAN.
- 9.- MANUAL TÉCNICO PARA REFRIGERACIÓN. SELECCIÓN DE UNIDADES CONDENSADORAS Y UNIDADES ENFRIADORAS. CARRIER INC.
- 10.- LINKS DEL INTERNET.
www.quimobásicos.com.mx
www.acalny.com
www.totaline.com.mx (TOTALINE ES UNA DIVISIÓN DE CARRIER)
www.trane.com
www.acemire.com.mx
www.ashraemonterrey.org

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

PESE A QUE UNA GRAN PARTE DEL DISEÑO SE HA REDUCIDO A LA UTILIZACIÓN DE MANUALES Y CATÁLOGOS DE FABRICANTES, EN ESTE TRABAJO HA QUEDADO DE MANIFIESTO LO IMPORTANTE QUE ES CONOCER LA FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE ESOS INSTRUMENTOS DE DISEÑO. ASÍ MISMO, CON ESTE TRABAJO HEMOS QUERIDO ESTABLECER UN PUENTE ENTRE LA PARTE MERAMENTE TEÓRICA DE TODO DISEÑO Y LA CUESTIÓN PRÁCTICA: LA DE LA REALIZACIÓN, LA DE LA APLICACIÓN Y LA DE LA CONCRETIZACIÓN DE MUCHOS CONCEPTOS QUE APRENDEMOS EN LOS LIBROS. TODO EL DESARROLLO TEÓRICO PREVIO QUE SE HIZO EN ESTE TRABAJO Y GRAN PARTE DE LAS ECUACIONES QUE SE OBTUVIERON SON LOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA LA ELABORACIÓN DE TABLAS Y GRÁFICAS QUE SE NOS DAN EN LOS MANUALES. ALGUNOS OTROS CRITERIOS DE SELECCIÓN UTILIZADOS SON DADOS BASÁNDOSE EN EXPERIENCIAS DEL DISEÑADOR O BIEN DE EXPERIMENTACIONES EN LABORATORIO.

ES GRATIFICANTE VER CÓMO TODO AQUELLO CUANTO APRENDIMOS PRIMERO EN LA FÍSICA, LUEGO EN LA TERMODINÁMICA Y DESPUÉS EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR, TIENE SU APLICACIÓN EN EL DISEÑO DE ALGO QUE A MUCHOS NOS PARECERÍA TAN SENCILLO, COMO LO ES UN REFRIGERADOR.

EN TODO DISEÑO, EN LA MEDIDA DE LO POSIBLE, ES IMPORTANTE SIEMPRE PROBARLO EN CAMPO, COMO PROTOTIPO, PARA ASEGURARNOS DE SU FUNCIONAMIENTO PARA EL QUE FUE CREADO; O BIEN, COMPARAR NUESTROS CÁLCULOS CON LOS DE DISEÑOS SIMILARES Y QUE YA ESTÁN EN OPERACIÓN. EN CUANTO AL CUARTO DE REFRIGERACIÓN QUE DISEÑAMOS, HEMOS COMPARADO TAMAÑOS O CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS QUE SE SELECCIONARON, CON LOS CORRESPONDIENTES A CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN SIMILARES DE FÁBRICA, Y, POR DAR UN EJEMPLO, ÉSTAS UTILIZAN UN MOTOR DEL COMPRESOR DE 2 HP, MIENTRAS QUE EN NUESTRO DISEÑO ESO NOS DIO 1.5 HP. LOS TAMAÑOS Y CARACTERÍSTICAS DE LAS UNIDADES ENFRIADORA Y CONDENSADORA, ASÍ COMO DE LAS TUBERÍAS DE LÍQUIDO Y VAPOR, SON MUY SEMEJANTES A LAS DE NUESTRO DISEÑO. LA DIFERENCIA ESTRIBA EN EL TIPO DE REFRIGERANTE QUE ELLOS USAN; EN NUESTRO PAÍS SE SIGUEN DISEÑANDO CÁMARAS FRIGORÍFICAS CON FREÓN 12, 22 Ó 500, EN CAMBIO, EN NUESTRO DISEÑO CAMBIAMOS A R-404A, QUE ES MENOS CONTAMINANTE Y NOS PROPORCIONA EL MISMO SERVICIO.

ADEMÁS, TODO HA SIDO CUIDADOSAMENTE SELECCIONADO: BIEN FUNDAMENTADOS EN LA TEORÍA, APOYADOS EN RECOMENDACIONES DE MANUALES CON EXPERIENCIA (COMO EL DE LA COMPAÑÍA CARRIER), UTILIZANDO LA INFORMACIÓN DE VARIAS FUENTES AL RESPECTO, REVISANDO LOS PRO Y LOS CONTRA DE UNA SOLUCIÓN, JUSTIFICANDO PREVIAMENTE EL POR QUÉ DE LA ELECCIÓN DE UNA ALTERNATIVA U OTRA, EN FIN. APEGADOS EN TODO MOMENTO A LA NECESIDADES Y A LA DEFINICIÓN DEL PROBLEMA ESTABLECIDOS EN EL ESTUDIO DE VIABILIDAD. TENIENDO SIEMPRE EN MENTE EL OBJETIVO DE ESTA TESIS: **PROYECTAR, DISEÑAR Y CONSTRUIR UNA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN PARA LA CONSERVACIÓN DE 500 KG DE CARNE FRESCA, EN FORMA HIGIÉNICA; QUE SEA EFICIENTE, DURABLE, ECONÓMICA Y PRÁCTICA EN SU FUNCIONAMIENTO.**

NO HA SIDO ESTE TRABAJO UN MERO TRÁMITE, HA SIDO TODA UNA PRUEBA, UN OBSTÁCULO EN LA VIDA QUE NOS HA OBLIGADO A PREPARARNOS MEJOR PARA SALVARLO. QUIZÁS SE FACILITÓ UN POCO DADA LA EXPERIENCIA DE VIDA QUE SE TIENE, O BIEN, POR MI ACTIVIDAD ACTUAL COMO DOCENTE EN LAS ÁREAS DE FÍSICA Y MATEMÁTICAS. QUIZÁS, TAMBIÉN, PUEDA PENSARSE QUE HA SIDO MÁS FÁCIL SU ELABORACIÓN DADA TODA LA TECNOLOGÍA CON QUE SE CUENTA ACTUALMENTE Y EL GRAN CÚMULO DE INFORMACIÓN A LA QUE PODEMOS ACCEDER FÁCILMENTE; SIN EMBARGO, ESTO TAMBIÉN NOS HA OBLIGADO A HACER UN MEJOR TRABAJO EN CUANTO A SU CALIDAD DE FONDO Y FORMA.

ANEXOS

TABLA IX-8. GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL EQUIPO ELÉCTRICO

DISPOSITIVO	CALOR DISIPADO DURANTE EL FUNCIONAMIENTO BTU/h	
	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE
LUZ ELÉCTRICA Y APARATOS ELÉCTRICOS, POR KW INSTALADO	3,450
MOTORES CON LA CARGA APLICADA EN EL CUARTO POR HP		
DE 1/8 A 1/2 HP	4,250
DE 1/2 A 3 HP	3,700
DE 3 A 20 HP	2,950
CAFETERA ELÉCTRICA (3 GALONES).....	2,200	1,500
CAFETERA ELÉCTRICA (5 GALONES).....	3,400	2,300
EQUIPO CALENTADO POR VAPOR, POR pie ²		
SUPERFICIES CALENTADAS POR VAPOR:		
PULIDA	130
SIN PULIR	330
SUPERFICIE AISLADA	80

TABLA IX-15. CAMBIO PROMEDIO DE AIRE, POR 24 HORAS PARA CUARTO DE ALMACENAMIENTO SUPERIOR A 32 °F, DEBIDO A APERTURA DE PUERTAS Y FILTRACIÓN

VOLUMEN pie ³	CAMBIOS DE AIRE POR 24 h						
250	38.0	1,000	17.5	6,000	6.5	30,000	2.7
300	34.5	1,500	14.0	8,000	5.5	40,000	2.3
400	29.5	2,000	12.0	10,000	4.9	50,000	2.0
500	26.0	3,000	9.5	15,000	3.9	75,000	1.6
600	23.0	4,000	8.2	20,000	3.5	100,000	1.4
800	20.0	5,000	7.2	25,000	3.0		

TABLA XII-1 DE LA TEMPERATURA DIFERENCIAL, ΔT , PARA OBTENER UNA HUMEDAD RELATIVA DETERMINADA

H.R.	TEMPERATURA DIFERENCIAL CONVECCIÓN NATURAL	TEMPERATURA DIFERENCIAL CONVECCIÓN FORZADA
95 - 91	12 - 14	8 - 10
90 - 86	14 - 16	10 - 12
85 - 81	16 - 18	12 - 14
80 - 76	18 - 20	14 - 16
75 - 70	20 - 22	16 - 18

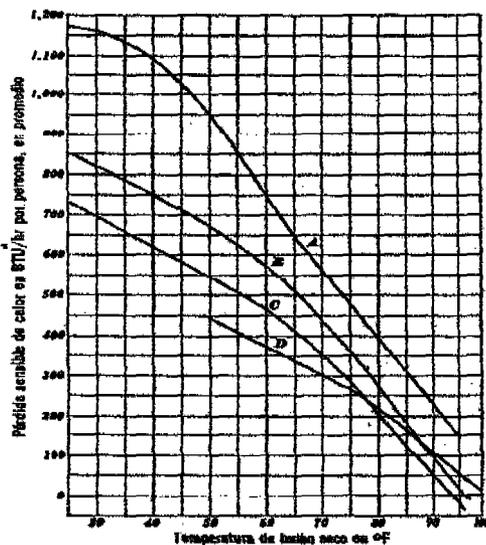


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

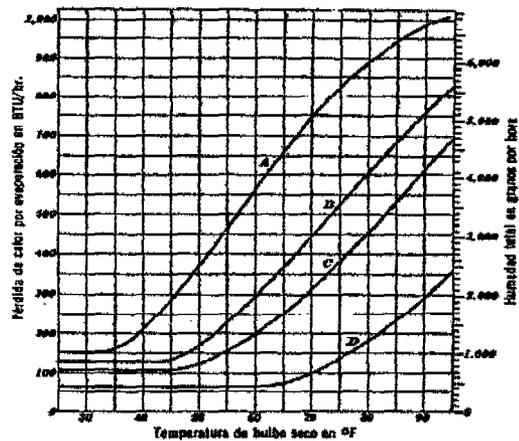


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

FIGURAS IX-34 Y IX-35 PARA DETERMINAR CALOR LATENTE Y CALOR SENSIBLE DEL CUERPO HUMANO REALIZANDO DIFERENTES ACTIVIDADES

TABLA III-2. Propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164°F

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 pulg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ²	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
0	0.83773	0.01853	0.000067914	0.475	0.0007852	5.50	11.38	11.39	0.0000	1059.2	0.8317	
1	0.83975	0.01963	0.000071395	0.500	0.0008275	5.79	11.60	11.62	0.2401	1059.7	1.117	
2	0.04186	0.02036	0.000075021	0.525	0.0008714	6.10	11.63	11.64	0.4801	1060.1	1.404	
3	0.04409	0.02166	0.000078851	0.552	0.0009178	6.43	11.65	11.67	0.7201	1060.6	1.694	
4	0.04645	0.02282	0.000082890	0.580	0.0009671	6.77	11.68	11.70	0.9601	1061.0	1.986	
5	0.04896	0.02400	0.000087005	0.609	0.001017	7.12	11.70	11.72	1.200	1061.5	2.280	
6	0.05144	0.02527	0.000091399	0.640	0.001071	7.50	11.73	11.75	1.440	1061.9	2.577	
7	0.05412	0.02658	0.000095953	0.672	0.001127	7.89	11.75	11.77	1.680	1062.4	2.877	
8	0.05692	0.02796	0.00010070	0.705	0.001186	8.30	11.78	11.80	1.920	1062.8	3.180	
9	0.05988	0.02941	0.00010572	0.740	0.001247	8.73	11.80	11.83	2.160	1063.3	3.486	
10	0.06295	0.03092	0.00011090	0.776	0.001311	9.18	11.83	11.85	2.400	1063.7	3.795	
11	0.06618	0.03251	0.00011634	0.814	0.001379	9.65	11.86	11.88	2.640	1064.2	4.108	
12	0.06958	0.03418	0.00012206	0.854	0.001450	10.15	11.88	11.91	2.880	1064.6	4.424	
13	0.07309	0.03590	0.00012794	0.890	0.001523	10.66	11.91	11.93	3.120	1065.1	4.742	
14	0.07677	0.03771	0.00013410	0.939	0.001600	11.20	11.93	11.96	3.359	1065.5	5.064	
15	0.08067	0.03963	0.00014062	0.984	0.001682	11.77	11.96	11.99	3.599	1066.0	5.392	
16	0.08469	0.04160	0.00014732	1.031	0.001766	12.36	11.98	12.01	3.839	1066.4	5.722	
17	0.08883	0.04369	0.00015440	1.081	0.001853	12.99	12.00	12.04	4.079	1066.9	6.058	
20	0.1028	0.05050	0.00017747	1.242	0.002144	15.01	12.08	12.12	4.799	1068.2	7.089	
21	0.1078	0.05295	0.00018564	1.299	0.002250	15.75	12.11	12.15	5.038	1068.7	7.443	
22	0.1132	0.05560	0.00019439	1.361	0.002361	16.53	12.13	12.18	5.278	1069.1	7.802	
23	0.1196	0.05826	0.00020345	1.423	0.002476	17.33	12.16	12.20	5.518	1069.6	8.166	
24	0.1241	0.06111	0.00021276	1.489	0.002596	18.17	12.18	12.23	5.758	1070.0	8.536	
25	0.1301	0.06405	0.00022255	1.558	0.002722	19.05	12.21	12.26	5.998	1070.5	8.912	
26	0.1366	0.06710	0.00023278	1.629	0.002853	19.97	12.23	12.29	6.237	1070.9	9.292	
27	0.1432	0.07034	0.00024342	1.704	0.002991	20.94	12.26	12.32	6.477	1071.4	9.682	
28	0.1500	0.07368	0.00025445	1.781	0.003133	21.93	12.28	12.34	6.717	1071.8	10.075	
29	0.1571	0.07717	0.00026597	1.862	0.003283	22.99	12.31	12.37	6.957	1072.3	10.477	
30	0.1645	0.08080	0.00027797	1.946	0.003439	24.07	12.33	12.40	7.197	1072.7	10.886	
31	0.1722	0.08458	0.00029043	2.033	0.003601	25.21	12.36	12.43	7.437	1073.2	11.302	
32	0.1803	0.08856	0.00030343	2.124	0.003771	26.40	12.38	12.46	7.677	1073.6	11.726	
33	0.1879	0.09230	0.00031471	2.203	0.003931	27.52	12.41	12.49	7.917	1074.1	12.139	
34	0.1957	0.09610	0.00032690	2.288	0.004094	28.66	12.43	12.51	8.157	1074.5	12.556	
35	0.20360	0.1000	0.0003394	2.376	0.004262	29.83	12.46	12.54	8.397	1075.0	12.979	
36	0.21195	0.1041	0.0003527	2.469	0.004438	31.07	12.48	12.57	8.636	1075.4	13.409	
37	0.22050	0.1083	0.0003662	2.563	0.004618	32.33	12.51	12.60	8.876	1075.9	13.845	
38	0.22925	0.1126	0.0003799	2.660	0.004803	33.62	12.53	12.63	9.116	1076.3	14.283	
39	0.23842	0.1171	0.0003943	2.760	0.004996	34.97	12.56	12.66	9.356	1076.8	14.736	
40	0.24778	0.1217	0.0004090	2.863	0.005194	36.36	12.59	12.69	9.596	1077.2	15.191	
41	0.25755	0.1265	0.0004243	2.970	0.005401	37.80	12.61	12.72	9.836	1077.7	15.657	
42	0.26773	0.1315	0.0004401	3.081	0.005616	39.31	12.62	12.75	10.08	1078.1	16.13	
43	0.27832	0.1367	0.0004566	3.196	0.005840	40.88	12.66	12.78	10.32	1078.6	16.62	
44	0.28911	0.1420	0.0004735	3.315	0.006069	42.48	12.69	12.81	10.56	1079.0	17.11	
45	0.30031	0.1475	0.0004909	3.436	0.006306	44.14	12.71	12.84	10.80	1079.5	17.61	
46	0.31191	0.1532	0.0005088	3.562	0.006553	45.87	12.74	12.87	11.04	1079.9	18.12	

TABLA III-2. PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE AIRE CON VAPOR DE AGUA SATURADO (EXTRACTO)

Diagrama de Mollier R404A

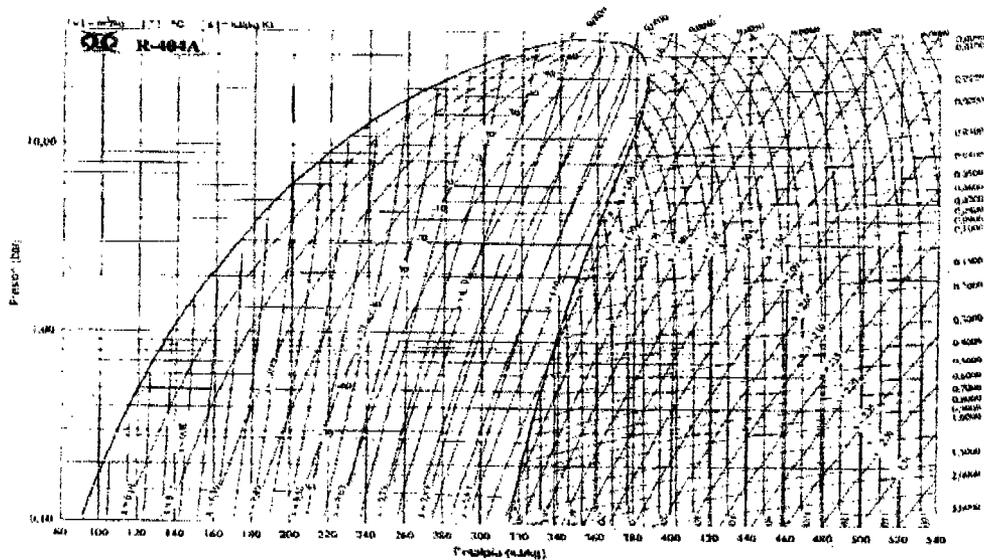


Ilustración 1 DIAGRAMA DE MOLLIER PARA REFRIGERANTE R-404A

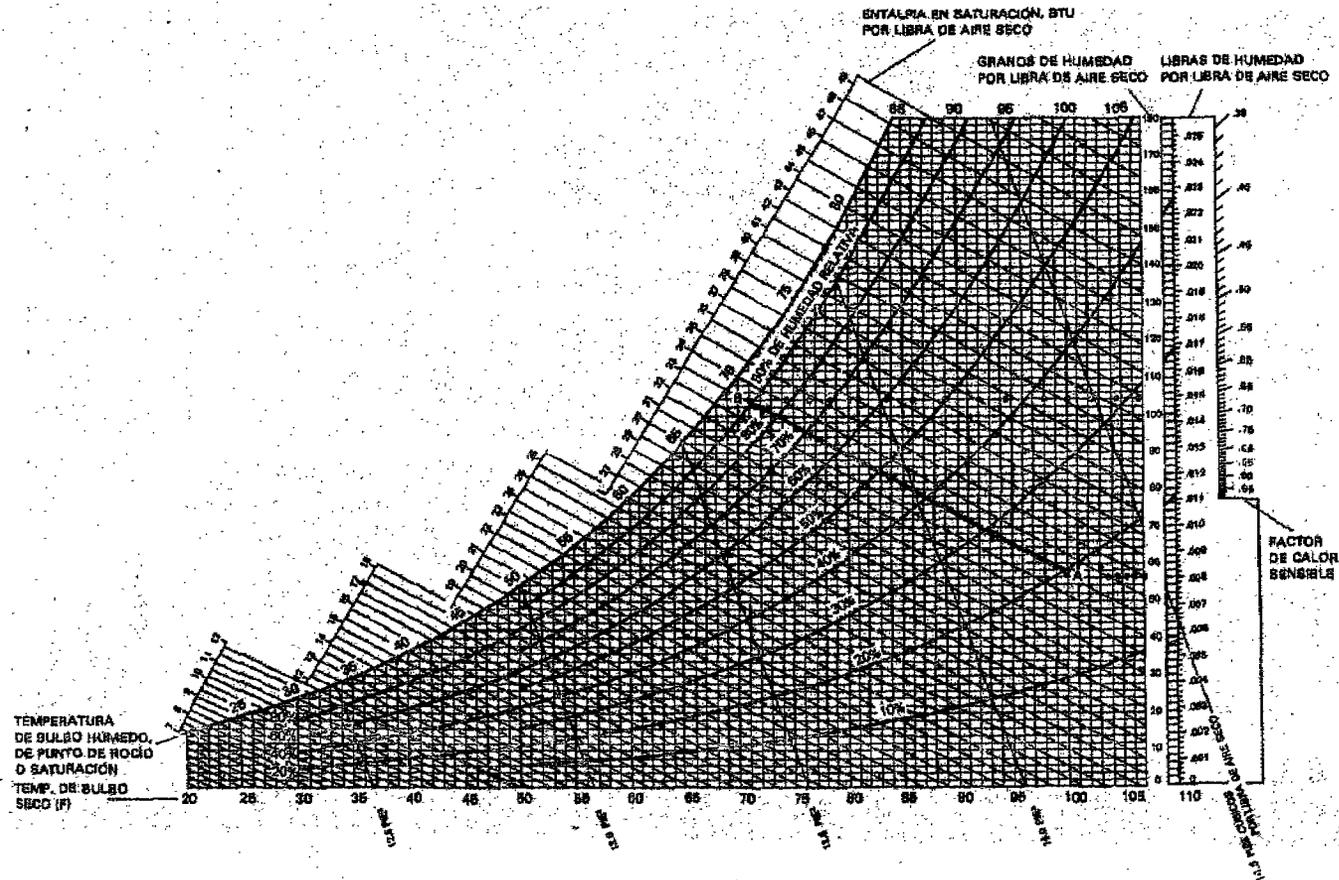


Ilustración 2 CARTA PSICROMÉTRICA



GAS REFRIGERANTE

R-404A

- ✓ Refrigerante zeotrópico que contiene R-125, R-143a y R134a (44/52/4 % en peso).
- ✓ El refrigerante debe ser cargado por fase líquida.
- ✓ Propiedades físicas y termodinámicas comparables al R502.
- ✓ No inflamable.
- ✓ Los compresores deben ser cargados con aceites poliolester.

R-404A
El sustituto
del R502
sin más...

APLICACIONES

- Almacenamiento de productos refrigerados.
- Máquinas de hielo.
- Sustitución del R502 en el transporte refrigerado.
- Expositores de supermercado.
- Retrofit de instalaciones de R502.

DATOS TÉCNICOS

		R-404A
Descripción química		Pentafluoroetano/ 1,1,1-Trifluoroetano/ 1,1,1-Tetrafluoroetano
Fórmula química		$\text{CHF}_2\text{CF}_2/\text{CH}_2\text{CF}_2/CF_3\text{CH}_2\text{F}$
Peso molecular	Kg/kmol	97,60
Punto de ebullición a 1.013 bar	°C	-46,4/45,7
Punto burbuja/Punto rocío		
Temperatura crítica	°C	72,07
Presión crítica	bar	37,32
Densidad crítica	Kg/m ³	485
Volumen crítico	m ³ /kg	$2,06 \times 10^{-3}$
Densidad del líquido a 25°C	Kg/m ³	1.045
Densidad del vapor saturado a 25°C	Kg/m ³	84,033
Calor de vaporización a 25°C	kJ/kg	143,68
Calor específico a 25°C (líquido)	kJ/kgK	1,64
Calor específico a 25°C y 1.013 bar (vapor)	kJ/kgK	1,03



PARTE DE APLICACIONES

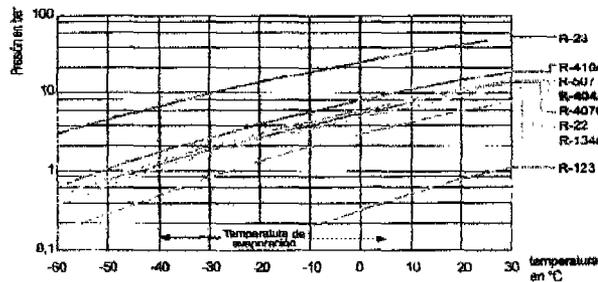
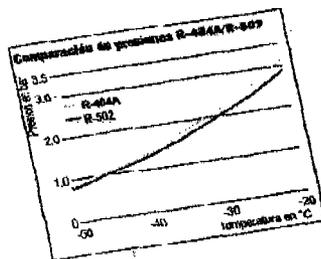


TABLA DE DATOS TÉCNICOS DEL REFRIGERANTE R-404A

TABLA 10-11 Datos de diseño para almacenaje de carne

LÁMINA	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					DATOS DE ENTORNAMIENTO					CALOR ESPECÍFICO		Lado largo de la cámara (ft)	Lado ancho de la cámara (ft)	Volumen (ft³)	Peso (lb)	Peso (kg)	
		Temperatura		Rango de humedad (%)	Rango de velocidad (ft/min)	Rango de humedad (grains/lb)	Temperatura ambiente (°F)	Temperatura de la cámara (°F)	Temperatura de la cámara (°C)	Temperatura de la cámara (°F)	Temperatura de la cámara (°C)	Temperatura de la cámara (°F)	Temperatura de la cámara (°C)						
		Inicio (°F)	Fin (°F)																
Tubo	Alto	55	58-64	45	55-65	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Alto	Alto	55	58-64	45	55-65	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Medio	Alto	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Bajo	Alto	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	35	38-44	25	35-45	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Alto	Alto	55	58-64	45	55-65	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Medio	Alto	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Bajo	Alto	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	35	38-44	25	35-45	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Alto	Alto	55	58-64	45	55-65	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Medio	Alto	50	53-59	40	50-60	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
Bajo	Alto	45	48-54	35	45-55	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Medio	40	43-49	30	40-50	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30
	Bajo	35	38-44	25	35-45	41.7	70	15	1.2	0.88	0.79	29	28	180	30	180	30	180	30

De Carrier Design Data. Reproducido con permiso de Carrier Corporation.

TABLA IX-12. DATOS DE DISEÑO PARA ALMACENAJE DE CARNE (EXTRACTO)

SELECTION Potencia Frigorífica (W) /
SELECTION Refrigerating duty (W)

Media Temperatura / Medium Temperature

Designación Unidad de refrigeración/ Cooling unit designation	Temperatura ambiente (°C) / Ambient temperature (°C)	Temperatura de cámara / Room temperature (°C)						R404A
		±0	+2	+4	+6	+8	+10	
MD H 103 Z C	32	812	649	686	728	768	809	
	37	588	598	635	673	710	750	
	42	512	544	580	615	650	688	
MD H 105 Z C	32	910	809	1025	1001	1190	1196	
	37	838	888	941	994	1047	1104	
	42	757	805	854	904			
MD H 207 Z C	32	1248	1325	1403	1485	1568	1650	
	37	1152	1223	1300	1377	1455	1535	
	42	1052	1119	1182	1255	1337	1416	
MD H 211 Z C	32	1627	1727	1833	1938	2044	2156	
	37	1478	1574	1672	1771	1873	1979	
	42	1323	1415	1507	1599			
MD H 316 Z C	32	2785	2931	3099	3272	3448	3620	
	37	2664	2710	2871	3036	3199	3366	
	42	2335	2481	2634	2788	2942	3104	
MD H 320 Z A	32	3479	3686	3902	4119	4336	4561	
	37	3186	3368	3570	3775	3983	4194	
	42	2846	3037	3229	3421			
MD H 325 Z A	32	3714	3924	4135	4345	4556	4769	
	37	3363	3560	3757	3955			
	42	3001	3185					
MD H 433 Z A	32	5340	5636	5940	6244	6556	6873	
	37	4642	5127	5414	5700	5989	6287	
	42	4338	4607	4876	5148	5426	5707	
MD H 440 Z A	32	6170	6597	7038	7479	7920	8367	
	37	5650	6058	6471	6887	7304	7727	
	42	5111	5498	5885	6273	6667		

Designación del grupo de condensación Condensing group designation	Temperatura ambiente (°C) / Ambient temperature (°C)	Temperatura de evaporación / Evaporating temperature (°C)				R404A
		-10	-5	±0	+5	
GD H 103 Z C	32	554	677	812	959	
	37	496	606	732	868	
	42	438	540	653	778	
GD H 105 Z C	32	813	977	1158	1349	
	37	726	877	1042		
	42	638	778			
GD H 207 Z C	32	1124	1372	1645	1942	
	37	1012	1239	1482	1769	
	42	899	1107	1339	1595	
GD H 211 Z C	32	1402	1709	2040	2306	
	37	1238	1520	1826	2158	
	42	1074	1331			
GD H 316 Z C	32	2517	3056	3630	4240	
	37	2268	2784	3298	3864	
	42	2019	2472	2961		
GD H 320 Z A	32	3016	3643	4317	5021	
	37	2669	3253	3881	4536	
	42	2321	2864			
GD H 325 Z A	32	3291	3939	4590	5226	
	37	2986	3495			
	42	2500				
GD H 433 Z A	32	4613	5443	6347	7298	
	37	4079	4857	5700	6585	
	42	3545	4270	5053		
GD H 440 Z A	32	5208	6381	8017	9486	
	37	4623	5890	7219	8581	
	42	4038	5199	6421		

TABLA PARA LA SELECCIÓN DE UNIDADES ENFRIADORA Y CONDENSADORA
(EXTRACTO DEL MANUAL TÉCNICO DE REFRIGERACIÓN CARRIER)

TABLA 3

REFRIGERANTE	ASCENSO VERTICAL - PIES				
	20	40	60	80	100
	CAIDA DE PRESION ESTÁTICA - psi				
12	11	22	33	44	55
22, 401A	10	20	30	39	49
134b, 502	10	20	30	40	50
402A	9	18	27	36	45
404A	8	16	24	32	40
407A	9	19	28	37	47
407C	9	17	26	36	43
408A	9	17	26	35	44
408A	10	20	31	41	51
407	8	17	25	34	42
717	5	10	15	20	25

TABLA 4

REFRIGERANTE	CAIDA DE PRESION PROMEDIO A TRAVES DEL DISTRIBUIDOR*
12, 134b, 401A, 408A	25 psi
22, 402A, 404A, 406A, 407A, 502, 507	35 psi
717 (Amoníaco)	40 psi

GUIAS GENERALES PARA AJUSTE DE RECALENTAMIENTO

APLICACION	AIRE ACONDICIONADO Y FORMAS DE CALOR	REFRIGERACION COMERCIAL	REFRIGERACION DE BAJA TEMPERATURA
TEMPERATURA DE EVAPORADOR °C	10 a 5	5 a -35	-30 a -40
AJUSTE DE RECALENTAMIENTO °C	6 a 7	3 a 8	2 a 3

TABLAS 3 Y 4 PARA SELECCIÓN DE LA VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN (EXTRACTO DEL BOLETÍN EXP(S1) 10-9 DE SPORLAN)

CAPACIDADES DE VALVULA TERMOSTATICAS DE EXPANSION PARA AIRE ACONDICIONADO, BOMBAS

VALVULA TIPO	CAPACIDAD NOMINAL (Tons)	CARGA T			
		VCP 100, VGA, VTC			
		TEMPERATURAS			
		5°	0°	-10°	-20°
F&F-C&E	1/16	0.20	0.30	0.21	0.1
M&F-EF	1/16	0.25	0.34	0.26	0.1
F&F-C&E	1/8	0.34	0.46	0.36	0.1
M&F-EF	1/8	0.42	0.56	0.44	0.1
B-EF	3/16	0.56	0.73	0.57	0.1
M&F-C&E	1/4	0.73	0.97	0.77	0.1
F&F-C&E	1/4	0.97	1.26	1.02	0.1
F&F-C&E	3/8	1.26	1.64	1.31	0.1
F&F-C&E	1/2	1.64	2.12	1.69	0.1
F&F-C&E	3/4	2.12	2.82	2.25	0.1
F&F-C&E	1	2.82	3.71	2.96	0.1
F&F-C&E	1 1/4	3.71	4.86	3.87	0.1
F&F-C&E	1 1/2	4.86	6.38	5.03	0.1
F&F-C&E	2	6.38	8.41	6.61	0.1
F&F-C&E	3	8.41	11.04	8.81	0.1
F&F-C&E	4	11.04	14.37	11.41	0.1
F&F-C&E	6	14.37	18.81	14.86	0.1
F&F-C&E	8	18.81	24.37	19.41	0.1
F&F-C&E	10	24.37	31.04	25.41	0.1

Tabla A

Temperatura de Líquido

REFRIGERANTE	FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA DE LIQUIDO				
	TEMPERATURA DE LIQUIDO ENTRANDO A				
	0	10	20	30	40
22	1.42	1.32	1.21	1.17	1.00
407A	1.57	1.44	1.30	1.15	1.00
407C	1.60	1.46	1.31	1.16	1.00

Tabla B

La capacidad de la válvula debe ser igual o exceder ligeramente la capacidad o tonelaje del sistema.

Temperatura de Evaporador de diseño

Caída de Presión Disponible a la VET

REFRIGERANTE	TEMPERATURA EVAPORADORA (°C)	FACTORES DE CORRECCION POR CAIDA DE PRESION					
		CAIDA DE PRESION A TRAVES DE					
		30	60	80	100	125	150
22, 407A, 407C	5.0	0.63	0.77	0.89	1.00	1.12	1.22
	-10	0.57	0.69	0.80	0.89	1.00	1.10
	-20	0.52	0.63	0.73	0.82	0.91	1.00
	-30, -40	0.48	0.58	0.68	0.76	0.85	0.93

Tabla C

CARGAS SELECTIVAS SPORLAN
Cargas Termostáticas Recomendadas*

REFRIGERANTE	AIRE ACONDICIONADO O BOMBAS DE CALOR	REFRIGERACION COMERCIAL 10°C a -25°C	REFRIGERACION DE BAJA TEMPERATURA -20°C a -40°C	TEMPERATURA EXTREMADAMENTE BAJA -40°C a -70°C
12	FCP60	FC	FZ & FZP	—
22, 407A, 407C	VCP100 & VGA	VC	VZ & VZP40	VX
134a	JCP60	JC	—	—
401A	XCP60	XC	—	—
402A	LCP115	LC	LZ & LZP	LX
404A	SCP115	SC	SZ & SZP	SX
408A	FCP60	FC	—	—
507, 408A	RCP115	RC	RZ & RZP	RX
507	—	PC	PZ & PZP	PX
717	REFERIRSE A LA SECCION ACERCA DE REFRIGERACION CON AMONIACO EN PAGINA 14			

TABLAS A, B Y C PARA SELECCIONAR CAPACIDAD DE LA VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN SPORLAN (EXTRACTO DEL BOLETÍN EXP(S1) 10-9 DE SPORLAN)

TABLA 10-4 PARA LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE MATERIALES USADOS EN PAREDES DE ALMACENES FRÍOS .

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA, K	CONDUCTANCIA TÉRMICA, h	
MAMPOSTERÍA	LADRILLO COMÚN	5.0		
	LADRILLO DE FACHADA	9.0		
	CONCRETO MORTERO O MEZCLA	5.0		
	CONCRETO AGREGADO DE ARENA	12.0		
	BLOQUE DE CONCRETO:			
	AGREGADO DE ARENA 4 PLG		1.40	
	AGREGADO DE ARENA 8 PLG		0.90	
	AGREGADO DE ARENA 12 PLG		0.78	
	AGREGADO DE ESCORIA 4 PLG		0.90	
	AGREGADO DE ESCORIA 8 PLG		0.58	
	AGREGADO DE ESCORIA 12 PLG		0.53	
	YESO DE ESTUCO 1/2 PLG		3.12	
	BARRO BLOQUE HUECO 4 PLG		0.90	
	BARRO BLOQUE HUECO 6 PLG		0.66	
BARRO BLOQUE HUECO 8 PLG		0.54		
MADERAS	ARCE, ROBLE, MADERAS DURAS		1.10	
	ABETO, PINO, MADERAS SUAVES		0.80	
	MADERA CONTRACHAPADA 1/2"		1.60	
	MADERA CONTRACHAPADA 3/4"		1.07	
TECHADO	TECHADO CON ROLLO DE ASFALTO	6.50	0.15	
	TECHADO ARMADO 3/8 PLG	3.00	0.33	
MATERIALES DE AISLAMIENTO	FIBRA MINERAL O DE VIDRIO	0.27		
	TABLA O PLACA:			
	VIDRIO CELULAR	0.40		
	PLACA DE CORCHO	0.30		
	FIBRA DE VIDRIO	0.25		
	POLIESTIRENO EXPANDIDO	0.20		
	POLIURETANO EXPANDIDO	0.17		
	RELLENO:			
	PAPEL PENSADO O PULPA MADERA	0.27		
	ASERRÍN O VIRUTAS	0.45		
	LANA MINERAL (ROCA, VIDRIO)	0.27		
	CORTEZA DE PINO	0.26		
	FIBRA DE MADERA (MADERA SUAVE)	0.30		
CONDUCTANCIA EN LA SUPERFICIE (COEFICIENTE DE CONVECCIÓN)	AIRE TRANQUILO		1.65	
	AIRE EN MOVIMIENTO (7.5 MPH)		4.00	
	AIRE EN MOVIMIENTO (15 MPH)		6.00	
VIDRIO	UNA HOJA		1.13	
	DOS HOJAS		0.46	
	TRES HOJAS		0.29	
	CUATRO HOJAS		0.21	

DE ASHRAE DATA BOOK, FUNDAMENTALS VOLUME, EDICIÓN 1972, CON PERMISO DE THE AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS.

K EN BTU*PLG/(h pie² °F), h EN BTU/(h pie² °F)

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

- 1.- FÍSICA. PARTE I. ROBERT RESNICK Y DAVID HALLIDAY. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. DECIMASEXTA IMPRESIÓN. 1979.
- 2.- PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN. ROY J. DOSSAT. EDITORIAL: C.E.C.S.A. MÉXICO. SÉPTIMA IMPRESIÓN. 1988.
- 3.- INGENIERÍA TERMODINÁMICA. WILLIAM C. REYNOLDS Y HENRY C. PERKINS. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1980.
- 4.- LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES. W. H. SEVERNS, H. E. DEGLER Y J.C. MILES. EDITORIAL: REVERTÉ, S.A. ESPAÑA. PRIMERA EDICIÓN. 1975. VERSIÓN ESPAÑOLA DE LA 5ª. EDICIÓN DE LA OBRA STEAM, AIR AND GAS POWER.
- 5.- FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. RAYMOND A. HAVRELLA. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1983.
- 6.- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN. EDUARDO HERNÁNDEZ GORIBAR. EDITORIAL: LIMUSA. MÉXICO. PRIMERA EDICIÓN. 1973.
- 7.- INTRODUCCIÓN A LA INGENIERÍA DE PROYECTOS. MIGUEL ÁNGEL CORZO. EDITORIAL: LIMUSA. MÉXICO. SEXTA IMPRESIÓN. 1983.
- 8.- TRANSFERENCIA DE CALOR. M. NECATI OZISIK. EDITORIAL: MCGRAW-HILL. COLOMBIA. PRIMERA EDICIÓN. 1975. TRADUCIDO DE LA PRIMERA EDICIÓN INGLESA DE: BASIC HEAT TRANSFER.
- 9.- VÁLVULAS DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA. BOLETÍN EXP (S1) 10-9 DEL FABRICANTE SPORLAN.
- 10.- MANUAL TÉCNICO PARA REFRIGERACIÓN. SELECCIÓN DE UNIDADES CONDENSADORAS Y UNIDADES ENFRIADORAS. CARRIER INC.
- 11.- LINKS DEL INTERNET.
www.quimobásicos.com.mx
www.acalny.com
www.totaline.com.mx (TOTALINE ES UNA DIVISIÓN DE CARRIER)
www.trane.com
www.acemire.com.mx