

300617

17.
2º



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA

Incorporada a la U. N. A. M.

DISEÑO DE UN EQUIPO MONOBLOQUE MECANICO DE REFRIGERACION PARA UN TRAILER FRIGORIFICO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A

JUAN CARLOS LEGASPI VELAZQUEZ

MEXICO, D. F.

1987



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 está 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.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	I
CARTA DE ACEPTACIÓN	II
INTRODUCCIÓN	7

CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES DE LA TRANSPORTACION

FRIGORIFICA	9
1.1 Preservación de alimentos	9
1.2 Deterioro de los alimentos	11
1.3 Aplicaciones de la refrigeración	12
1.3.1 Refrigeración doméstica	13
1.3.2 Refrigeración comercial	13
1.3.3 Refrigeración industrial	13
1.3.4 Aire acondicionado	13
1.3.5 Refrigeración marina y terrestre	14
1.4 Historia de la transportación terrestre frigorífica	15
1.5 Transportes terrestres con sistema de refri- geración	17
1.5.1 Vehículos isotermos	17
1.5.2 Vehículos refrigerados	18
1.5.3 Vehículos frigoríficos	18

CAPITULO II

TEORIA DE LA REFRIGERACION	19
2.1 Principios del calor	19
2.1.1 Transferencia de calor	19
2.1.2 Conducción	21

2.1.3	Convección	21
2.1.4	Radiación	22
2.1.5	Temperatura	22
2.1.6	Cantidad de calor	23
2.1.7	Calor específico	24
2.1.8	Calor sensible	25
2.1.9	Calor latente	25
2.1.10	Primera Ley de la Termodinámica	26
2.1.11	Segunda Ley de la Termodinámica	26
2.2	Propiedades de una sustancia pura	27
2.2.1	Temperatura de saturación	27
2.2.2	Vapor sobrecalentado	28
2.2.3	Líquido subenfriado	28
2.2.4	Efecto de la presión sobre la temperatura de saturación	28
2.2.5	Vaporización	29
2.2.6	Razón de vaporización	29
2.2.7	Propiedades importantes de los gases y vapores	29
2.2.8	Entalpía	30
2.2.9	Energía interna	30
2.2.10	Entropía	31
2.3	Refrigeración	31
2.3.1	Necesidad del aislamiento térmico	32
2.3.2	La carga de refrigeración	32
2.3.3	El agente refrigerante	33
2.3.4	Clases de refrigerantes	35
2.3.5	Temperatura de saturación de refrigerantes	37
2.3.6	Evaporación de refrigerantes	37
2.3.7	Condensación de refrigerantes	38
2.3.8	Tablas de refrigerantes	38
2.3.9	Definición de un ciclo	40
2.3.10	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	41

	V
2.3.11 Diagramas de ciclo	43
2.3.12 Capacidad del sistema	54
2,3.13 División del sistema	55

CAPITULO III

CARACTERISTICAS REQUERIDAS PARA EL REMOLQUE	57
3.1 Características convencionales	57
3.2 Aislamiento	59
3.3 Revestimiento interior	61
3.4 Piso	62
3.5 Puertas	64
3.6 Distribución de la temperatura	64
3.7 Controles	67

CAPITULO IV

DISENO DEL EQUIPO	68
4.1 Cálculo de la carga de refrigeración	71
4.2 Condiciones de operación del sistema	81
4.3 Selección del refrigerante	82
4.4 Análisis del ciclo de refrigeración	84
4.5 Selección del compresor	89
4.6 Selección del condensador	95
4.7 Selección del evaporador	97
4.8 Selección del dispositivo de control de flujo del refrigerante	99
4.9 Ciclo de deshielo	105
4.10 Selección del grupo de potencia	110
4.10.1 Sistema motriz	110
4.10.2 Sistema de transmisión	114
4.11 Accesorios	125
4.12 Controles	128

	VI
4.13 Selección de la tubería	132
4.14 Diseño de la estructura	135
4.15 Presupuesto de los componentes	143
4.16 Especificaciones del equipo monobloque mecánico de refrigeración	145

CAPITULO V

APLICACION DEL EQUIPO MONOBLOQUE MECANICO DE REFRIGERACION	147
---	-----

5.1 Modo de operación del equipo	148
5.2 Expectativa de aplicación	149

CONCLUSIONES	152
------------------------	-----

APENDICE	154
--------------------	-----

Tabla 1	155
Tabla 2	159
Tabla 3	162
Tabla 4	169
Tabla 5	171
Tabla 6	172
Tabla 7	173
Tabla 8	177
Tabla 9	177
Tabla 10	177
Tabla 11	177
Tabla 12	177
Tabla 13	177

BIBLIOGRAFIA	182
------------------------	-----

INTRODUCCION

La industria de los alimentos congelados, no puede mantenerse sin un medio de distribución especializado. Con el continuo incremento en el volúmen de la producción de alimentos congelados para procesar y vender, el número requerido de vehículos frigoríficos va también en aumento, dentro de éstos cabe destacar, a los remolques o "trailers" que son comúnmente usados para largos acarrees o movimientos sobre carreteras, de una planta procesadora a puntos de mayor almacenaje para la distribución del producto. Un remolque frigorífico consta de dos partes fundamentales que son:

1) La carrocería, con la característica de estar aislada térmicamente.

2) El equipo monobloque mecánico de refrigeración.

En México, la primera parte es de manufactura nacional y la segunda parte es totalmente importada, representando esta última hasta un 60% del costo total del remolque frigorífico ya equipado. Ante esta situación, se presenta la alternativa del diseño de un equipo monobloque mecánico de refrigeración, que se integre con la selección de componentes disponibles en el país, en su mayoría de fabricación nacional. Dando como resultado de este diseño, un producto que sustituye una importación. De aquí la importancia del tema a tratar, debido a la etapa por la que cruza el país; requiriendo por una parte de una disminución de las importaciones sin -- afectar el desarrollo industrial y por otra parte, el constante crecimiento en la población de los centros urbanos, implicando evidentemente entre otras necesidades, de un aumento en el suministro de alimentos provenientes de centros productores que a la vez necesitan de una mayor vastedad de remolques frigoríficos, porque en el país la mayor parte de la carga especializada se transporta por vía carretera.

Este trabajo se limita a dar las características básicas para la carrocería, así como a diseñar el sistema de refrigeración y la selección de los componentes necesarios, para el funcionamiento de éste.

CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES DE LA TRANSPORTACION FRIGORIFICA

Dos factores de gran importancia en la creación y control de todas las formas de vida son el calor y el frío. El calor es requerido para la creación y desarrollo de la vida, sin embargo, si se tiene más del adecuado, éste acelera la destrucción de las formas de vida. El frío tiende a retardar la razón de destrucción y puede ser utilizado a través de una amplia gama de aplicaciones para preservar alimentos en un corto o largo período.

Así la comida, que el hombre utiliza para su sustento, es preservada por él en su estado natural por el frío. El problema dominante del hombre de la antigüedad fue cómo conseguir comida, mientras que, el problema del hombre moderno es cómo mantenerla salubre después de conseguirla.

La refrigeración presenta ahora, un procedimiento para la preservación de la comida, que es superior a cualquier otro método que se conozca por la civilización.

1.1 Preservación de alimentos. La preservación de géneros perecederos, particularmente alimentos, es una de las más comunes aplicaciones de la refrigeración mecánica. En el tiempo actual, la preservación de alimentos es más importante que nunca antes en la historia de la humanidad. Los grandes centros urbanos de hoy, requieren de enormes cantidades de alimentos, que por lo general son producidas y procesadas en lugares lejanos a estos centros. Naturalmente, estos productos alimenticios deben ser mantenidos en condiciones de conservación durante su almacenamiento y transporte hasta que son finalmente consumidos, que puede ser cuestión de horas, días, semanas, meses o de igual modo años en algunos casos. Muchos productos, particularmente fruta y vegeta

les son de estación, de manera que son producidos sólo durante ciertas temporadas del año y estos productos deben almacenarse para que estén disponibles durante todo el año. Casi desde el comienzo de la existencia de la humanidad sobre la tierra, se ha tornado necesario encontrar formas de preservar los alimentos de las estaciones de abundancia para vivir en las estaciones de escasez.

De esta manera se descubrieron y desarrollaron métodos de preservación como son: el deshidratado, ahumado y encurtido, por experiencias en el deterioro de alimentos. Estos -- primitivos métodos son aún ampliamente usados en la actualidad, no sólo en sociedades atrasadas donde no hay otros métodos disponibles, sino también en las más modernas sociedades donde estos métodos sirven para complementar los más modernos tipos de preservación de alimentos.

Sin embargo, aunque estos antiguos métodos son completamente adecuados para la preservación de ciertos tipos de alimentos y con frecuencia producen un sabor peculiar que de -- otro modo no sería obtenible, estos métodos tienen a pesar - de todo desventajas inherentes que limitan su utilidad.

Por la naturaleza de estos métodos, usualmente causan - severos cambios en apariencia y sabor, que en muchos casos - son un impedimento, para que sean adaptables universalmente para la preservación de todos los tipos de alimentos. Además, el mantener las propiedades de los alimentos preservados por tales métodos, está en reciprocidad con el tiempo. - Con la invención de los enlatados, el hombre encontró una manera para preservar alimentos de todos los tipos en grandes cantidades y por períodos indefinidos de tiempo.

Los alimentos enlatados tienen la ventaja de ser casi - completamente impercibibles, fácil procesamiento, manejo y almacenamiento. La gran desventaja de los enlatados, es que - los alimentos para ser enlatados deben esterilizarse mediante calor, resultando frecuentemente un cocimiento.

El único medio de preservación de alimentos en su estado fresco de origen es por refrigeración. Esta es la principal ventaja que la refrigeración tiene sobre otros métodos de preservación de alimentos.

Sin embargo, la refrigeración también tiene sus desventajas. Cuando los alimentos van a ser preservados por refrigeración, el proceso de refrigeración debe arrancar muy rápidamente después de la cosecha o matanza según sea el caso y debe ser continuo hasta que los alimentos finalmente sean consumidos. Por estos requerimientos es necesario un equipo caro y voluminoso.

Por lo tanto, realmente, no hay un método de preservación de alimentos que sea el mejor para todos los casos y el método usado particularmente en cualquier caso depende de un número de factores, tales como: el tipo de producto, el propósito para el que el producto sea utilizado, el tiempo de duración del producto a preservar y la disponibilidad de equipo de transportación y almacenamiento. Con frecuencia es necesario el empleo de varios métodos simultáneamente para obtener los resultados deseados.

1.2 Deterioro de los alimentos. Como la preservación de alimentos es simplemente una cuestión de prevenir o retardar el deterioro de los mismos, sin hacer caso del método usado, un buen conocimiento de las causas del deterioro es requisito para el estudio de los métodos de preservación.

Se debe de reconocer que hay grados de calidad y que todos los alimentos perecederos pasan a través de varios estados de deterioro antes de ser propiamente inútiles para su consumo.

En la mayoría de los casos, el objetivo en la preservación de alimentos, no sólo es preservar el producto alimenticio en una condición comestible, sino también preservarlo lo más cercano posible al máximo de sus propiedades con respec-

to a contenido de vitaminas, apariencia, olor y sabor.

Exceptuando algunos alimentos procesados, es usualmente necesario mantener los productos alimenticios tan cercanos - como sea posible en su estado fresco de origen. Cualquier deterioro suficiente para causar un cambio detectable en apariencia, olor o sabor de los alimentos frescos, inmediatamente reduce el valor comercial de el producto y de este modo - representa una pérdida económica. Considerar, por ejemplo, vegetales marchitos o frutas muy maduras.

Aunque su utilidad sea pequeñamente afectada, un inde-seable cambio en su apariencia causa que se disminuya el pre-cio de estos productos. También, como estos productos si-guen una eventual descomposición, sus propiedades que mantie-nen son fuertemente reducidas y deben ser consumidos o proce-sados inmediatamente o convertirse en pérdida total.

Por razones obvias, mantener el contenido de vitaminas en el máximo nivel posible es siempre un factor importante - en el proceso y/o preservación de todos los productos alimen-ticios. De hecho, muchos procesadores de alimentos, tales - como lecherías y queserías adicionan vitaminas a sus produc-tos para reemplazar aquellas que se perdieron durante el --proceso. Vegetales frescos, frutas y jugos de frutas son al-gunos de los productos que sufren fuertes pérdidas en el con-tenido de vitaminas rápidamente, si no son manejados apropia-damente.

1.3 Aplicaciones de la refrigeración. Las aplicacio-nes de la refrigeración pueden ser agrupadas en seis catego-rías:

- 1) Refrigeración doméstica
- 2) Refrigeración comercial
- 3) Refrigeración industrial
- 4) Aire acondicionado para comfort
- 5) Aire acondicionado industrial
- 6) Refrigeración marina y terrestre

1.3.1 Refrigeración doméstica. La refrigeración doméstica es algo limitada en alcance, siendo su campo principal los refrigeradores domésticos y congeladores domésticos.

Empero, por el número de unidades en servicio es muy importante, representando la refrigeración doméstica una porción significativa de la industria de la refrigeración.

Las unidades domésticas son usualmente pequeñas en tamaño, teniendo un rango de potencia entre 1/20 y 1/2 H.P., con compresores del tipo hermético.

1.3.2 Refrigeración comercial. La refrigeración comercial se relaciona con el diseño, instalación y mantenimiento de equipos del tipo usados por las tiendas de autoservicio, restaurantes, hoteles e instituciones para almacenamiento, procesamiento y distribución de géneros perecederos de todos los tipos.

1.3.3 Refrigeración industrial. La refrigeración industrial es frecuentemente confundida con la refrigeración comercial, porque la división entre estas dos áreas no es claramente definida.

Como una regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y tienen además la característica distintiva de requerir de un asistente de cargo, usualmente un ingeniero.

Casos de aplicaciones típicas son las plantas de hielo, plantas empacadoras (res, pescado, pollo, alimentos congelados, etc.), cervecerías, cremerías y plantas industriales como: refinerías de petróleo, plantas huleras, etc.

1.3.4 Aire acondicionado. Como el nombre lo indica, el aire acondicionado se relaciona con la condición de el aire en algún espacio designado. Este usualmente involucra el control no sólo de la temperatura del espacio sino también -

de la humedad del espacio y el movimiento del aire, junto -- con el filtrado y limpieza del aire.

Las aplicaciones del aire acondicionado son de dos tipos, comfort o industrial, según sea el propósito. Cualquier aire acondicionado que tiene como propósito principal el acondicionamiento del aire para comfort humano es llamado aire acondicionado para comfort. Instalaciones típicas de este tipo son en casas, escuelas, oficinas, hoteles, edificios públicos, automóviles, etc. Por otro lado, cualquier tipo de aire acondicionado que no tiene como propósito principal el acondicionamiento del aire para comfort humano es llamado aire acondicionado industrial. Las aplicaciones del aire acondicionado industrial son casi sin límite en número y variedad.

Generalmente, las funciones de este tipo de instalaciones son:

- 1) Control del contenido de humedad.
- 2) Control de la razón de reacciones químicas y bioquímicas.
- 3) Limitar las variaciones en tamaño de artículos de -- precisión en su manufactura por la expansión o contracción -- térmica.
- 4) Proveer de aire limpio y filtrado en la producción -- de artículos de calidad.

1.3.5 Refrigeración marina y terrestre. Las aplicaciones que caen dentro de esta categoría pueden ser listadas -- parcialmente bajo la refrigeración comercial y parcialmente bajo la refrigeración industrial.

Sin embargo, ambas áreas de especialización tienen un crecimiento continuo.

*La refrigeración marina, se refiere a la refrigeración a bordo de recipientes marinos que incluyen por ejemplo, la refrigeración para barcos pesqueros o para barcos transporta

dores de géneros perecederos.

La refrigeración terrestre, se refiere a camiones para la distribución local de productos congelados y los remolques o trailers para el transporte de productos congelados a largas distancias, entre los centros productores y los centros de distribución para su consumo. Cabe mencionar que para este último servicio se cuenta también con el ferrocarril.

1.4 Historia de la transportación terrestre frigorífica. La producción mecánica de hielo, abrió nuevos canales para el mercado doméstico de carne fresca de res, carnero y puerco, con un enfriamiento adecuado. El comercio de productos alimenticios perecederos estaba estrechamente ligado con la transportación de productos frescos.

Fue esencial que cada centro de gran población contara con un depósito frío para almacenamiento, equipado para manejar los alimentos transportados y mantener un enfriamiento relativo.

Para apresurar el movimiento de carnes frías, pescado, frutas y vegetales, algunos almacenes estuvieron establecidos en puntos estratégicos de enlace, para mantener los productos alimenticios en espera de la subsecuente distribución a más lejanos centros de consumo.

En Estados Unidos de América (E.U.A.), la transportación por ferrocarril de carne en canal de res y carnero fue contraria a los intereses de las fuertes áreas de producción de ganado, en el período inicial, porque los ejecutivos del ferrocarril estaban temerosos de que se perdiera su reciente inversión en carros para transporte de ganado.

Fue esta oposición inicial de los ejecutivos del ferrocarril, la que demoró significativamente el negocio de la manufactura de carros de ferrocarril refrigerados en E.U.A.

El primer vagón que transportaba productos alimenticios

percederos, bajo refrigeración en E.U.A. llevó un cargamento de mantequilla de Albany, N.Y. a Boston, Mass. Posteriormente, un vagón de carne refrigerada fue embarcado de Pittsburgh a la costa del Atlántico en 1850. Este embarque fue hecho en un vagón estándar equipado en las partes extremas con cajas de hielo montadas sobre la plataforma. Estas cajas contenían una tonelada de hielo cada una y el drenaje -- del agua de deshielo se realizaba por orificios practicados en el piso del vagón.

Por 1872, Thomas Rankin organizó una compañía para la manufactura de vagones refrigerados en Dennison y Dallas, Texas. Dos compañías ferrocarrileras que estaban fuertemente financiadas por millonarios de Nueva York, se opusieron a la empresa. Rankin, carente de capital para hacerles frente, se retiró a desarrollar sus patentes sobre una maquinaria de refrigeración por absorción de amoníaco y en 1879 completó el muy próspero inicio de la refrigeración en la cervecería Jacob Ruppert en Nueva York.

Augustus Swift y Phillip D. Armour se establecieron -- ellos mismos como procesadores y congeladores de carne empaçada en Chicago, entonces financiaron sus propios vagones -- frigoríficos y prosperó el negocio hasta la segunda guerra mundial. Sus mercados hasta la primera guerra mundial fueron fundamentalmente los centros urbanos de población. Las áreas rurales generalmente fomentaban sus propios rastros y carnicerías para el consumo local de carne. Durante este período el 75% de la población de E.U.A. se asentaba en granjas. La mayoría de estas áreas agrícolas producían su propio puerco, carnero, ternera y res.

Con la urbanización de los E.U.A., un gran porcentaje -- de el ganado ha sido sacrificado por plantas procesadoras y los vagones refrigerados de las empacadoras de carne están -- siendo fuertemente complementados por los trailers frigoríficos de cientos de rastros, cadenas de supermercados y almacénadoras.

1.5 Transportes terrestres con sistema de refrigeración. Constituyen el medio de transporte más importante, -- las distancias máximas que pueden cubrir van de los 1500 a -- los 2500 Kms.

Los vehículos utilizados difieren mucho entre sí, como lo son: los vagones, camiones, trailers, containers, etc., pero todos tienen características elementales, destacando el aislamiento térmico, el sistema o generador de refrigeración y un sistema de ventilación para homogeneizar el ambiente.

Los transportes terrestres se pueden clasificar del siguiente modo, según el modo de generar frío:

- 1) Vehículos sin generador de frío propio; denominados isoterms.
- 2) Vehículos que utilizan como generador de frío sustancias acumuladoras; denominados refrigerados.
- 3) Vehículos con generador de frío autógeno; denominados frigoríficos.

1.5.1 Vehículos isoterms. No poseen generador de -- frío propio, mantienen la temperatura por un enfriamiento anterior exógeno y por la mercancía a transportar.

Son vehículos construidos con aislamiento térmico para aminorar el intercambio de calor entre el exterior y el interior, de tal modo que funcionan como un termo doméstico.

En la parte interna, se revisten de materiales aislantes como polivinilo, espuma de poliuretano, lana de vidrio, etc., y en la parte externa están construidos de aluminio laminado.

El conjunto de la carrocería debe ser ligero, de fácil reparación, limpieza y mantenimiento, con gran resistencia a vibraciones y choques. Estos vehículos son enfriados previamente a la introducción de la mercancía y llevados a la temperatura requerida después de la carga mediante grupos frigoríficos exógenos o por expansión de algún gas.

La aplicación principal de este tipo de vehículos es para trayectos muy cortos, preferentemente para la distribución de productos alimenticios en las ciudades.

1.5.2 Vehículos refrigerados. Este tipo de vehículos, aparte del aislamiento térmico están equipados con sustancias acumuladoras de frío, como pueden ser: el anhídrido -- carbónico, nitrógeno líquido, mezclas eutécticas o gases líquidos.

Aunque, no constituyen un generador permanente de poder refrigerante, tienen una regularidad y duración indispensables para asegurar el transporte de los productos alimenticios. La carga del material acumulador de frío se realiza en depósitos especiales alcanzables desde el exterior.

1.5.3 Vehículos frigoríficos. Producen un descenso -- constante de la temperatura por un mecanismo de compresión -- instalado en el mismo vehículo. En esta clase de vehículo, se producen temperaturas que van de 53.6 °F (12 °C) a 14 °F (-10 °C) para aislamiento normal y hasta -4 °F (-20 °C) para los de aislamiento del tipo reforzado, aunque las temperaturas exteriores alcancen más de 86 °F (30 °C).

El equipo generador de frío es capaz de funcionar aún -- cuando el vehículo está parado, mediante un motor eléctrico que se conecta a la red. En vehículos de carretera como el remolque o trailer, suelen tener un equipo monobloque de refrigeración que va situado en la parte frontal del mismo.

CAPITULO II

TEORIA DE LA REFRIGERACION

Previamente a la presentación de los conceptos de la refrigeración, en los puntos 2.1 y 2.2 siguientes se estudian conceptos que son necesarios para la mejor comprensión de la teoría de la refrigeración. En el primer punto se tratan -- conceptos relacionados con el calor y en el segundo punto se estudian las propiedades de una sustancia pura.

2.1 Principios del calor. Por definición, el calor es una forma de energía conocida por sus efectos. Los efectos son indicados a través de palpar y sentir, así como por la -- expansión, fusión, combustión o evaporación de la materia so bre la que actúa.

Cuando el calor se agrega a una sustancia, su temperatura es incrementada, a menos que se presente un cambio de -- estado físico o de fase, tal como la vaporización o fusión.

Del mismo modo, cuando el calor es removido de una subs tancia, hay una baja de la temperatura excepto en la condensación y congelación.

El calor es aquella forma de energía, que es transferida de un sistema a otro en virtud de la diferencia de temperatura que existe entre ellos.

La teoría molecular del calor asume que las moléculas o partículas de una sustancia están en continuo e irregular -- movimiento y que el calor es el resultado de este movimiento. Un punto de primordial interés en el estudio de la refrigera ción es la transferencia de calor que a continuación se am-- plía.

2.1.1 Transferencia de calor. Es la ciencia que busca predecir la transferencia de energía que tiene lugar entre --

cuerpos, como resultado de una diferencia de temperatura.

La termodinámica explica que esta transferencia de energía se define como calor. Mientras que la transferencia de calor no sólo pretende explicar cuánta energía como calor se transfiere, sino también predice la razón de cambio con que este intercambio se realiza bajo ciertas condiciones especificadas.

La termodinámica trata con sistemas en equilibrio y puede usarse para predecir la cantidad de energía requerida para cambiar un sistema de un estado de equilibrio a otro, pero no se utiliza para predecir qué tan rápido tiene lugar el cambio, puesto que el sistema no está en equilibrio durante el proceso.

La transferencia de calor complementa a la primera y segunda ley de la termodinámica proporcionando reglas experimentales adicionales, con el objeto de establecer las razones de transferencia de energía. Como ejemplo se considera el enfriamiento de una barra de acero caliente que es colocada en un recipiente con agua a temperatura ambiente.

La termodinámica puede utilizarse para predecir la temperatura de equilibrio final de la combinación agua-barra de acero. La termodinámica no predice el tiempo necesario para alcanzar este equilibrio o la temperatura que tiene la barra después de cierto tiempo, antes de alcanzar esta condición de equilibrio. Ahora bien, la transferencia de calor se utiliza para predecir la temperatura de la barra y del agua como función del tiempo.

El calor se puede transferir en tres diferentes modos o en una condición más general, se transfiere por estos tres modos al mismo tiempo.

Estos tres modos son por: conducción, convección y radiación. A continuación en los tres siguientes puntos son estudiados estos tres modos de transferencia de calor.

2.1.2 Conducción. Es un fenómeno de transferencia de calor, donde el flujo de calor se realiza a través de un - - cuerpo o un sistema de cuerpos, calentando desigualmente de puntos de alta a puntos de baja temperatura. Tal como ocurre con una varilla de metal con un extremo en una flama, -- realizándose el flujo de calor hasta que exista un balance - de temperatura a todo lo largo de la varilla.

Ahora si esta varilla se sumerge en agua, las moléculas que se mueven rápidamente en la parte exterior de la varilla transmiten parte del calor a las moléculas del agua y otra - transferencia de calor por conducción se presenta.

Al enfriarse la superficie exterior de la varilla, existe aún parte de calor en el interior de ésta, por lo que el calor sigue transfiriéndose a la superficie exterior de la - varilla y posteriormente al agua hasta alcanzar el balance - de temperatura.

La proporción a la que el calor puede conducirse a través de un material depende de factores como: el espesor del material, su área seccional, la diferencia de temperatura entre los dos lados del material, la conductividad térmica del material y el tiempo de duración del flujo de calor.

Los metales con una alta conductividad se utilizan en - el sistema de refrigeración a causa de que se requiere una - transferencia de calor rápida en el evaporador y en el condensador.

2.1.3 Convección. Es la transferencia de calor por mediación de un agente sea líquido o vapor. Las corrientes de aire son los agentes más comunes en la transmisión de calor por convección. El enfriamiento de una substancia en el interior de un refrigerador doméstico se realiza a través del aire contenido en el mismo, este aire actúa como agente - - transmisor dirigiéndose a la superficie más fría en el evaporador por medio de las corrientes de convección, tornándose

más denso, por lo que empieza a descender a la parte inferior del refrigerador, al hacerlo absorbe calor de la sustancia por refrigerar y de las paredes del refrigerador, una vez que el calor es absorbido por el aire, éste se expande volviéndose más ligero y sube hasta llegar nuevamente al evaporador donde se le extrae el calor. Así el ciclo de convección se repite mientras exista un diferencial de temperatura entre el aire y el evaporador.

2.1.4 Radiación. Es la transmisión de calor a través de sustancias intermedias, sin calentar éstas. El calor transmitido por los rayos solares no calienta el aire por el que pasan dichos rayos, sino que ejerce su acción sobre los objetos que aquellos encuentran en su camino.

A temperaturas bajas hay una pequeña cantidad de radiación y se aprecian pequeñas diferencias de temperatura, por lo que la radiación tiene un mínimo efecto en el proceso real de refrigeración.

Los materiales o sustancias oscuras absorben en forma más rápida el calor radiado, en cambio los materiales o sustancias con colores claros, reflejan las ondas radiadas de calor, como con los rayos de luz.

2.1.5 Temperatura. Es definida como la condición térmica de un cuerpo, la temperatura indica qué tan caliente o fría es una sustancia, lo que es una medida del calor sensible.

La temperatura, por eso, da sólo la intensidad relativa de calor y no la cantidad.

Por medio de termómetros o pirómetros es medida la temperatura en las escalas Fahrenheit, Centígrada, Rankine, o Kelvin.

El siguiente método de cálculo permite transformar de escala Fahrenheit (en el sistema inglés) a Centígrada (en el

sistema métrico decimal de unidades) o viceversa:

grados Centígrados = $5/9 \times (\text{grados Fahrenheit} - 32 \text{ grados})$

grados Fahrenheit = $(9/5 \times \text{grados Centígrados}) + 32 \text{ grados}$

La escala absoluta está basada sobre el cero absoluto - en el que teóricamente toda la energía térmica molecular está ausente. Numéricamente esto ocurre a 459.69 °F por debajo del cero Fahrenheit y 273.16 °C debajo del cero centígrado. Las expresiones que relacionan lo anterior son:

Para la escala Fahrenheit:

$$T = t_F + 459.69 \text{ } ^\circ\text{R}$$

Para la escala Centígrada:

$$T = t_C + 273.16 \text{ } ^\circ\text{K}$$

2.1.6 Cantidad de calor. El calor, es una cosa intangible y una unidad de calor no es algo que pueda conservarse en un laboratorio de medidas. La cantidad de calor que interviene en un proceso se mide por algún cambio que acompaña a este proceso y una unidad de calor se define como el calor necesario para producir alguna transformación establecida.

La cantidad de calor es diferente de la intensidad de calor a causa de que tiene en consideración no solamente la temperatura del fluido o substancia a ser medido, sino también su masa.

La unidad de cantidad de calor en el sistema inglés es la "British thermal unit" (Btu) y en el sistema métrico decimal de unidades es la Kilocaloría. El agua es utilizada como un patrón para establecer estas unidades de cantidad de calor:

Un Btu se identifica como la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de 59.5 °F a 60.5 °F de una libra masa de agua a nivel del mar.

Una Kilocaloría es la cantidad de calor necesaria para incrementar la temperatura de 14.5 °C a 15.5 °C de un kilogra

mo masa de agua a nivel del mar.

2.1.7 Calor específico. Es la capacidad de un cuerpo para absorber calor. Así en el sistema inglés de unidades, es la cantidad de energía o calor en Btu requerida para cambiar la temperatura de una libra masa en un grado Fahrenheit y en el sistema métrico decimal de unidades equivale a la -- cantidad de calor en Kcal. necesarias para cambiar la temperatura de un kilogramo masa en un grado Centígrado.

Como ejemplo, el calor específico del latón es 0.089 -- Btu/lb °F. Esto significa que 0.089 Btu de calor, al suministrarse a una libra de latón, incrementa su temperatura en un grado Fahrenheit.

Aunque el calor específico de cualquier sustancia varía con el rango de temperatura, para la mayoría de los líquidos y sólidos el cambio es pequeño y el calor específico puede considerarse constante en los cálculos rutinarios.

Sin embargo, el calor específico de una sustancia cambia significativamente con un cambio de fase. Por ejemplo, el calor específico del agua es 1 Btu/lb °F, mientras que el calor específico de hielo es 0.5 Btu/lb °F.

De la definición de calor específico, es evidente que la cantidad de calor administrado a, o cedido por, cualquier masa, para llevarla a un cambio de temperatura, es determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = m c (T_2 - T_1) \quad (2-1)$$

donde; Q = cantidad de calor (Btu)

m = masa (lb)

c = calor específico (Btu/lb °F)

T₁ = Temperatura inicial (°F)

T₂ = Temperatura final (°F)

2.1.8 Calor sensible. El calor sensible es tan común en las acciones cotidianas que existe el riesgo de pensar, que el cambio de temperatura es sólo una medida del calor su ministrado.

Debe tenerse cuidado especial en distinguir de aquel ti po de calor y el otro tipo, conocido como calor latente.

El calor sensible se define como aquel calor que produce un aumento de temperatura, más no un cambio de fase en la substancia. Cualquier substancia en fase sólida, líquida o gaseosa, presenta calor sensible, en algún grado, siempre -- que su temperatura esté por encima del cero absoluto.

2.1.9 Calor latente. Es la cantidad de calor requerida para cambiar la fase bajo la que una substancia existe, - sin cambiar su temperatura, como ejemplo, una cantidad definida de calor debe transferirse al hielo a 32 °F (0 °C) para que cambie en agua a la misma temperatura. Esta cantidad de finida de calor es conocida como calor latente de fusión, -- presentándose el cambio de fase sólida a fase líquida o en - el caso de el calor latente de evaporación cuando se presenta el cambio de fase líquida a fase vapor.

El agua cuando es enfriada, pierde alrededor de 1 Btu - por libra por cada grado que decrece en temperatura hasta al canzar los 32 °F (0 °C), entonces se requieren 144 Btu por - libra ^{1/}, para que el agua se congele sin cambio alguno en - la temperatura durante este período.

Cuando el agua está totalmente congelada, el hielo que resulta entonces requiere sólo de aproximadamente medio Btu por libra para cada grado que decrece la temperatura por debajo de 32 °F (0 °C).

1/ Calor latente de fusión del agua.

El proceso es reversible, por lo tanto para cambiar una libra de hielo a agua, es necesario que se absorban 144 Btu. Naturalmente el calor latente de fusión del hielo es el que lo hace valioso para la refrigeración.

El calor latente de evaporación es siempre más importante en el estudio y aplicación de la refrigeración, porque -- sin este fenómeno sería imposible conseguir la refrigeración mecánica por un sistema de compresión.

Es el calor latente de ciertas sustancias conocidas como refrigerantes, la base para la producción del frío por medios mecánicos.

2.1.10 Primera ley de la termodinámica. El calor es una forma de energía que se puede obtener a costa de energía mecánica o recíprocamente, transformándose en ésta.

De acuerdo al principio de la conservación de la energía, el calor no puede, crearse ni destruirse, sin que se destruya o aparezca respectivamente, otra forma de energía en cantidad equivalente.

La energía en forma mecánica se mide en el sistema inglés de unidades en lb·pie y en el sistema métrico decimal de unidades en kg·m. Se puede encontrar una relación de magnitud entre las unidades caloríficas y las unidades mecánicas, mediante un experimento en el que una cantidad de energía mecánica es transformada íntegramente en una cantidad de calor.

Teniendo así que:

$$778 \text{ lb}\cdot\text{pie} = 1 \text{ Btu}$$

$$426.8 \text{ kg}\cdot\text{m} = 1 \text{ Kcal}$$

2.1.11 Segunda ley de la termodinámica. Ciertos fenómenos ocurren, sin alguna alteración, en una forma determinada, pero nunca por sí mismos en forma contraria. Esto se --

puede formular en los siguientes incisos:

a) El calor nunca puede pasar, por sí mismo, de un cuerpo más frío a otro más caliente.

b) No es posible ninguna máquina que substraiga calor de un recipiente que lo contiene y lo convierta en trabajo, sin que ocurran además otras variaciones.

c) No existe posibilidad de hacer totalmente reversible un fenómeno que desarrolla calor por el rozamiento de un trabajo mecánico.

2.2 Propiedades de una sustancia pura. Una sustancia pura es aquella que tiene una composición química homogénea e invariable.

Puede existir en más de una fase, pero su composición química es la misma en todas las fases. Como ejemplo el agua líquida, una mezcla de agua líquida y vapor, o una mezcla de hielo y agua líquida son todas ellas sustancias puras y para cada fase tienen la misma composición química.

2.2.1 Temperatura de saturación. Es a la que un fluido cambia de fase líquida a fase vapor o contrariamente, de fase vapor a fase líquida.

Un líquido a la temperatura de saturación es nombrado un líquido saturado y un vapor a la temperatura de saturación es llamado vapor saturado.

Es importante reconocer que la temperatura de saturación de el líquido (la temperatura a la que el líquido se vaporiza) y la temperatura de saturación del vapor (la temperatura a la que el vapor se condensa) es la misma para una presión dada.

Para esta presión dada, la temperatura de saturación es la máxima temperatura que el líquido puede tener y la mínima temperatura que el vapor puede tener. Cualquier intento de

incrementar la temperatura del líquido arriba de la temperatura de saturación, el resultado es la vaporización de parte del líquido. En forma similar, cualquier intento de reducir la temperatura del vapor debajo de la temperatura de saturación, el resultado es la condensación de parte del vapor.

2.2.2 Vapor sobrecalentado. Un vapor a cualquier temperatura arriba de la temperatura de saturación, correspondiente a una presión, es conocido como vapor sobrecalentado. Una vez que el líquido se ha vaporizado, la temperatura del vapor resultante puede incrementarse aún más por la adición de energía.

Entonces, cuando la temperatura de un vapor es incrementada arriba de su temperatura de saturación, el vapor se dice que está sobrecalentado y la energía suministrada para sobrecalentar el vapor es comúnmente referida como un sobrecalentamiento.

2.2.3 Líquido subenfriado. Si después de la condensación, el líquido resultante es enfriado hasta que su temperatura es reducida por debajo de la temperatura de saturación, el líquido se dice que está subenfriado.

Consecuentemente, un líquido a cualquier temperatura de bajo de la temperatura de saturación es un líquido subenfriado.

2.2.4 Efecto de la presión sobre la temperatura de saturación. La temperatura de un fluido depende de la presión ejercida sobre el fluido.

De esta manera, incrementando la presión ejercida sobre el fluido el vapor de la temperatura de saturación aumenta y reduciendo la presión ejercida sobre el fluido el valor de la temperatura de saturación disminuye.

2.2.5 Vaporización. La vaporización de un líquido puede ocurrir de dos maneras:

- 1) por evaporación.
- 2) por ebullición o hervor.

La vaporización de un líquido por el proceso de evaporación ocurre sólo en la superficie libre de el líquido y puede suceder a cualquier temperatura debajo de la temperatura de saturación. La evaporación ocurre sin algún disturbio visible del líquido.

Por ebullición o hervor, sin embargo, ocurre la vaporización sólo a la temperatura de saturación. Puesto que, la temperatura de saturación es la temperatura a la que la presión de vapor es igual a la presión ejercida sobre el líquido, este tipo de vaporización ocurre por todo el líquido como también en la superficie libre y está acompañada por una considerable agitación de el líquido y la rápida formación de burbujas que se dilatan y suben a la parte alta de el líquido, donde revientan.

2.2.6 Razón de vaporización. A una temperatura dada, algunos líquidos se evaporan más rápido que otros. Los líquidos que tienen bajos puntos de ebullición, se evaporan a una razón más alta.

Sin embargo, para un líquido en particular, la razón de vaporización depende de varios factores. En general, la razón de vaporización se incrementa si la temperatura del líquido se incrementa y a medida que la presión sobre el líquido decrece.

2.2.7 Propiedades importantes de los gases y vapores.

Aunque los gases y vapores tienen varias propiedades, sólo seis son de particular importancia en el estudio de la refrigeración. Estas son: presión, temperatura, volumen, entalpía, energía interna y entropía.

La presión, temperatura y volumen son llamadas propiedades medibles, porque se pueden realizar mediciones de ellas.

La entalpía, energía interna y entropía son propiedades que no pueden ser medibles, éstas sólo pueden calcularse por eso son conocidas como propiedades calculables.

A continuación se examinan estas tres últimas propiedades de los gases y vapores.

2.2.8 Entalpía. La entalpía es una propiedad calculable de la materia, que es algunas veces definida como "el calor total".

Más específicamente, la entalpía H , de una masa dada a cualquier condición termodinámica, es la suma de toda la energía suministrada a esta masa para llevarla a aquella condición, de una condición inicial arbitraria tomada como el punto cero de entalpía.

Matemáticamente, la entalpía se define como:

$$H = U + \frac{p \cdot v}{J} \quad (2-2)$$

donde: H = entalpía (Btu/lb)

U = energía interna (Btu/lb)

p = presión absoluta (lb/pie²)

v = volumen específico (pie³/lb)

J = equivalente mecánico de energía (778 lb'pie/Btu)

2.2.9 Energía interna. La energía interna resulta de la velocidad y posición o configuración de las moléculas que componen un cuerpo.

Las moléculas de cualquier material pueden poseer ambas energías, la cinética y la potencial. Por lo que, el total de energía interna de un material es la suma de su energía cinética y su energía potencial.

Esta relación se puede mostrar en la siguiente ecuación:

$$U = k + P \quad (2-3)$$

donde: U = energía interna (Btu/lb)

k = e. cinética (Btu/lb)

P = e. potencial (Btu/lb)

2.2.10 Entropía. La entropía, como la entalpía, es -- una propiedad calculable de la materia. La entropía S, de -- una masa dada para cualquier condición dada, es una expre- -- sión de la energía transferida a el material o masa, por gra- -- do de temperatura absoluta, para llevar a esa misma masa a -- aquella condición de algún cero seleccionado arbitrariamente como referencia.

Para un fluido, el punto de referencia para el cálculo de la entropía es el mismo que para el cálculo de la ental- -- pía.

La entropía es frecuentemente descrita como una medida del desaprovechamiento de la energía.

Matemáticamente, la relación es expresada por la si- -- guiente ecuación:

$$Q_s = (\Delta S) (T_m) \quad (2-4)$$

donde: Q_s = calor transferido (Btu/lb)

ΔS = cambio de entropía
(Btu/lb °R)

T_m = Temperatura absoluta prome-
dio (°R)

2.3 Refrigeración. En general, la refrigeración es de -- finida como cualquier proceso de remoción de calor.

Más específicamente, la refrigeración es definida como una rama de la ingeniería que trata con los procesos de re- -- ducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o ma- --

terial por debajo de la temperatura circundante.

Para conseguir ésto, el calor es removido del cuerpo -- por refrigerar y transferirse a otro cuerpo o espacio.

Puesto que el calor removido del cuerpo refrigerado es transferido a otro, es evidente que la refrigeración y calefacción son realmente fines opuestos del mismo proceso, y -- frecuentemente sólo el resultado deseado distingue uno de -- otro.

2.3.1 Necesidad del aislamiento térmico. Como el calor siempre pasa de una región de alta temperatura a una región de baja temperatura, existe un continuo flujo de calor hacia la región refrigerada proveniente de la región circundante a mayor temperatura.

Para limitar el flujo de calor hacia la región refrigerada es necesario aislarla del medio circundante, con un material que tenga baja conductividad térmica.

Este material aislante que se emplea sirve para retardar únicamente el paso de calor; pero, a pesar de su positiva eficacia en este sentido, debe considerarse que gran parte del trabajo de todo equipo de refrigeración se emplea precisamente para absorber el calor que se llega a filtrar a la región refrigerada.

2.3.2 La carga de refrigeración. La proporción a la que el calor es removido del espacio de refrigeración para producir o mantener la temperatura deseada es llamada la carga de refrigeración.

En la mayoría de las aplicaciones de la refrigeración -- el total de la carga a enfriar por el equipo de refrigeración es la suma de las ganancias de calor de diversas fuentes de calor, tales como:

- a) El calor transmitido por conducción a través de las

paredes aisladas.

b) El calor que debe ser removido del aire caliente que entra al espacio por la apertura de puertas.

c) El calor removido del producto refrigerado para reducir la temperatura de éste a la temperatura de almacenamiento.

d) La ganancia de calor procedente de gente trabajando en el espacio de refrigeración, además de motores, luces y - otros equipos productores de calor operando en el espacio de refrigeración.

Así, la sumatoria de estas ganancias de calor da un valor expresado en Btu/hr, que es la proporción a la que el calor debe removerse del espacio de refrigeración.

2.3.3 El agente refrigerante. En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada como absorbedor de calor o agente enfriador es llamado el refrigerante.

La evaporación del líquido refrigerante remueve el calor en el evaporador, y es liberado por la condensación de - el vapor calentado en el condensador. De esta manera, cualquier sustancia que sufre cambio de fase líquido a vapor y viceversa puede funcionar como refrigerante en sistemas del tipo de compresión de vapor.

Sin embargo, sólo aquellas sustancias que sufren estos cambios a temperaturas y presiones comercialmente útiles, -- son de valor práctico.

A continuación se tiene un listado de las características que debe reunir un refrigerante:

a) Calor latente de evaporación: para emplear la menor cantidad de refrigerante en el proceso de evaporación y alcanzar una determinada temperatura en el espacio de refrigeración, la cantidad de calor requerida por el refrigerante - para su ebullición, debe ser en lo posible muy alta.

b) Punto de ebullición: el refrigerante debe tener este punto de ebullición bajo, para que sea inferior a la temperatura de los alimentos que se almacenen en el espacio de refrigeración.

c) Temperatura y presión de condensación: el refrigerante debe de presentar en el sistema valores bajos en estas variables para condensar a las presiones de trabajo normales y a las temperaturas del medio enfriador utilizado en el condensador.

d) Temperatura y presión crítica: los refrigerantes -- tienen un punto en que no condensan, aunque sea muy grande -- la presión que se aplique. De esta manera, a la correspondiente temperatura y presión a ese punto se les llama punto crítico y presión crítica respectivamente. Por lo tanto, es conveniente que los refrigerantes tengan un punto crítico -- elevado.

e) Acción sobre el lubricante: es recomendable que la composición del refrigerante no afecte considerablemente a -- el aceite empleado para lubricar el compresor.

f) Inflamabilidad y explosividad: conviene que los refrigerantes no sean ni inflamables, ni explosivos a las temperaturas y presiones de trabajo.

g) Efecto sobre los metales: los refrigerantes no deben atacar los metales utilizados en las diferentes piezas -- del sistema.

h) Propiedades tóxicas: se debe procurar que en caso -- de una fuga del refrigerante de el sistema, aquél por su composición química no sea nocivo para el cuerpo humano.

i) Fácil verificación de la estanqueidad: es importante que por su composición, el refrigerante, sea localizable fácilmente hasta en pequeños orificios o grietas, por donde se esté fugando del sistema.

De las características anteriores se observa que, para

la selección de un refrigerante en una aplicación no depende únicamente de propiedades en relación a la remoción de calor, sino también de otras en relación con la conveniente operación del sistema. Por lo tanto, no existe el refrigerante perfecto, y hay una gran variedad de opiniones sobre cuál es el más apropiado para aplicaciones específicas.

2.3.4 Clases de refrigerantes. Existen muchos tipos de refrigerantes, algunos de los cuales se usan comúnmente.

En las primeras instalaciones de refrigeración se empleaban por lo general el amoníaco, el bióxido de sulfuro, el propano, el etano y el cloruro metílico, que son utilizados en la actualidad en ciertas aplicaciones. Sin embargo, debido a que estas sustancias son tóxicas, peligrosas, o tienen características no deseadas, han sido reemplazadas por sustancias creadas especialmente para usarse en refrigeración.

En trabajos a temperaturas extra bajas, o en instalaciones con grandes compresores centrífugos, se usan refrigerantes especiales, pero para refrigeración comercial normal y para aplicación de aire acondicionado que utilizan compresores del tipo reciprocante, se usan casi exclusivamente los refrigerantes 12, 22 y 502. Estos refrigerantes son llamados frecuentemente R-12, R-22 y R-502. Estos refrigerantes son llamados frecuentemente R-12, R-22 y R-502, y aunque originalmente fueron creados por la compañía Dupont como Refrigerantes Freón, las numeraciones usadas son ahora comunes en todos los fabricantes.

Refrigerante 12: este refrigerante es muy utilizado en refrigeración doméstica y comercial, así como en aire acondicionado. En temperaturas inferiores a su punto de ebullición, es un líquido transparente y casi sin color. Es casi inodoro, no es tóxico ni irritante y es apropiado para aplicaciones de alta, mediana y baja temperatura. El hecho de -

que el R-12 es miscible con el aceite del compresor bajo todas las condiciones de operación, no sólo simplifica el problema del retorno de aceite al compresor, sino también tiende a incrementar la eficiencia y capacidad del sistema, porque la acción solvente de el refrigerante mantiene el interior de los tubos de el evaporador y el condensador libres de películas de aceite, que de otra manera tienden a reducir la capacidad de transferencia de calor en estas dos unidades.

Refrigerante 22: este refrigerante tiene presiones de saturación mucho más altas que el R-12 para temperaturas - - equivalentes, tiene un calor latente de evaporación mayor y un volumen específico inferior. Como resultado de lo anterior, para un volumen dado de vapor de refrigerante saturado, el R-22 tiene una capacidad de refrigeración mayor.

Este hecho permite el uso de menores desplazamientos en el compresor, resultando en algunos casos compresores más pequeños para obtener resultados comparables a los del R-12. Por sus características, a bajas temperaturas de evaporación y altos índices de compresión, la temperatura del vapor R-22 comprimido es tan alta, que frecuentemente daña al compresor. Por lo tanto es recomendable el uso del R-22 en sistemas de un solo paso para alta y mediana temperaturas únicamente.

Refrigerante 502: es una mezcla azeotrópica del R-22 y el R-115. Un azeotropo es el nombre dado a cierta mezcla de dos compuestos, donde la mezcla resultante tiene características diferentes a las de sus componentes, y que puede evaporarse y condensarse sin cambiar su composición. En la mayoría de sus características físicas, el R-502 es similar al R-12 y al R-22. Aun cuando su calor latente de evaporación no es tan alto como el del R-12 y el del R-22, su vapor es - mucho más pesado, o bien su volumen específico es menor. Por lo tanto, para cierto desplazamiento del compresor, su capacidad de refrigeración es comparable a la del R-22 y en bajas temperaturas es generalmente mayor. El R-502 se reco -

mienda para usos en bajas temperaturas, y también para todas las aplicaciones de un solo paso.

2.3.5 Temperatura de saturación de refrigerantes. A temperaturas ambiente, los tres refrigerantes anteriormente señalados pueden existir únicamente en la forma de gas, a menos que se sometan a altas presiones, puesto que sus puntos de ebullición a la presión atmosférica son muy inferiores a 0 °F (-17.8 °C), por esta razón, los refrigerantes son almacenados y transportados en tanques especiales a presión. -- Cuando un refrigerante en fase líquido o vapor, se encuentra presente en un sistema cerrado, sin el efecto de presiones externas, el refrigerante puede evaporarse o condensarse dependiendo de la temperatura exterior, hasta que la temperatura que corresponde a la presión de saturación y la temperatura exterior se igualen y no exista entonces transferencia de calor.

Al descender la temperatura exterior se permite el flujo de calor del refrigerante hacia el exterior, causando condensación y disminución de presión.

Al aumentar la temperatura exterior se permite el flujo de calor hacia el refrigerante, dando lugar a la evaporación y al aumento de presión.

2.3.6 Evaporación de refrigerantes. Suponiendo que el refrigerante de un sistema de refrigeración tiene su temperatura equilibrada con la temperatura exterior. Si en vez de cambiar la temperatura exterior, se disminuye la presión del sistema, el punto de saturación se reduce, por lo que la temperatura del refrigerante líquido está por encima de su punto de ebullición y comienza éste a hervir bruscamente absorbiendo calor del proceso y evaporándose conforme se produce el cambio de fase. Entonces fluye el calor del exterior hacia el sistema debido a la baja temperatura del refrigerante, y la ebullición continúa hasta que la temperatura exte--

rior se reduce a la temperatura de saturación del refrigerante, o hasta que la presión del sistema aumente nuevamente a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior.

Si existe un medio, como un compresor, para evacuar el vapor del refrigerante para que no aumente la presión mientras que el refrigerante está inyectándose al sistema, puede haber entonces una refrigeración continua.

Básicamente este es el proceso que tiene lugar en el evaporador en un sistema de refrigeración.

2.3.7 Condensación de refrigerantes. Partiendo de la suposición de que el refrigerante se encuentra dentro de un sistema de refrigeración, con su temperatura igualada a la temperatura exterior. Si se introduce gas refrigerante caliente en el sistema, la presión en el sistema de refrigeración se eleva aumentando el punto de saturación.

Conforme el calor del vapor caliente que entra en el sistema es transferido al refrigerante líquido y a las paredes del sistema, la temperatura del vapor refrigerante se reduce hasta su temperatura de condensación y principia la condensación. El calor originado por el calor latente de condensación fluye del sistema hacia el exterior hasta que la presión en el sistema se reduce a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior.

Si existe algún medio, tal como un compresor, para mantener una alimentación de gas refrigerante caliente en alta presión, mientras que al mismo tiempo el refrigerante líquido es sustraído, entonces ocurre una condensación continua.

Este es básicamente el proceso que tiene lugar en el condensador de un sistema de refrigeración.

2.3.8 Tablas de refrigerantes. Para determinar exactamente el rendimiento de operación de un sistema de refrigera

ción, se requiere de una información muy exacta y precisa sobre las diversas propiedades de los refrigerantes en cualquier temperatura y presión.

Los fabricantes de refrigerantes han calculado y recopilado esta información en forma de tablas de propiedades termodinámicas.

Así, las propiedades del líquido y vapor saturado a diferentes condiciones son expuestas en las llamadas tablas de vapor saturado, que comúnmente listan valores para las siguientes propiedades: temperatura, presión, volumen específico, entalpía y entropía. ^{2/}

La temperatura dada es la temperatura de saturación de el fluido y es usualmente listada en la columna izquierda, como el acceso a la tabla.

Normalmente, la correspondiente presión de saturación es listada en la segunda columna y es seguida por el volumen específico de ambas fases líquido y vapor en la tercera y cuarta columna respectivamente. Algunas tablas listan la densidad en adición o en lugar de el volumen específico. Si sólo la densidad es dada y el volumen específico es requerido, éste se obtiene dividiendo 1 entre la densidad.

Del mismo modo, cuando el volumen específico es dado y la densidad es requerida, ésta se obtiene efectuando el recíproco del volumen específico.

Tres valores de entalpía son listados en la mayoría de las tablas:

1) La entalpía de el líquido saturado (h_f), que es la suma de la energía requerida para aumentar la temperatura de el líquido, desde la temperatura a la que se asume como punto cero de entalpía, a la temperatura de saturación listada en la primera columna.

^{2/} Ver tabla 4 del apéndice.

2) La entalpía de vaporización (h_{fg}), que es el calor latente de vaporización a la temperatura de saturación dada.

3) La entalpía de el vapor saturado (h_g), que es la suma de la entalpía de el líquido (h_f) y la entalpía de vaporización (h_{fg}). Cuando la entalpía de vaporización no es listada, se puede determinar mediante la sustracción h_f de h_g .

Dos valores de entropía son comúnmente listados en estas tablas de vapor saturado:

1) La entropía de el líquido saturado (s_f).

2) La entropía de el vapor saturado (s_g).

Algunas tablas también listan un valor de s_{fg} , que es el cambio en entropía durante el cambio de fase. Cuando este valor no es listado, puede determinarse mediante la sustracción s_f de s_g .

Otro tipo de tablas son las que tratan con las propiedades de un vapor sobrecalentado y el arreglo es un tanto diferente al de una tabla de vapor saturado.

Las tablas de sobrecalentamiento muestran la temperatura y presión de saturación, y tabulan los cambios en volumen específico, entalpía y entropía para diferentes aumentos en la temperatura de el vapor sobrecalentado.

Puesto que las tablas de sobrecalentamiento son bastante extensas y existen en volúmenes separados; y como es mínima la información que se requiere de éstas para la determinación del rendimiento de operación del sistema de refrigeración, no se incluyeron en el apéndice. Por lo tanto, la información sobre las propiedades del vapor sobrecalentado se obtienen directamente del llamado diagrama (ph).

2.3.9 Definición de un ciclo. Como el refrigerante circula a través del sistema, sufre una variedad de cambios de estado o condición, llamados procesos.

El refrigerante comienza con una condición o estado ini

cial, pasando a través de una serie de procesos con una secuencia definida y regresando a la condición inicial.

A esta serie de procesos se le llama un ciclo. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor está constituido de cuatro procesos fundamentales que son:

- 1) Expansión
- 2) Vaporización
- 3) Compresión
- 4) Condensación

Para entender apropiadamente el ciclo de refrigeración es necesario considerar cada proceso en el ciclo en forma separada y en relación con el ciclo completo. ^{3/}

Cualquier cambio en algún proceso de el ciclo producirá cambios en todos los otros procesos del ciclo.

2.3.10 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Como punto de partida de el ciclo de refrigeración ilustrado en la Fig. 2.1, se considera la alimentación de líquido refrigerante a alta presión del receptor a el control de flujo o válvula de expansión.

La válvula de expansión controla la alimentación del refrigerante líquido al evaporador, y por medio de un pequeño orificio reduce la presión del refrigerante a la de evaporación o baja presión.

La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión. Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor del espacio de refrigeración se transfiere a través de las tuberías del evaporador

^{3/} Estos procesos son ampliados en el punto 2.3.11

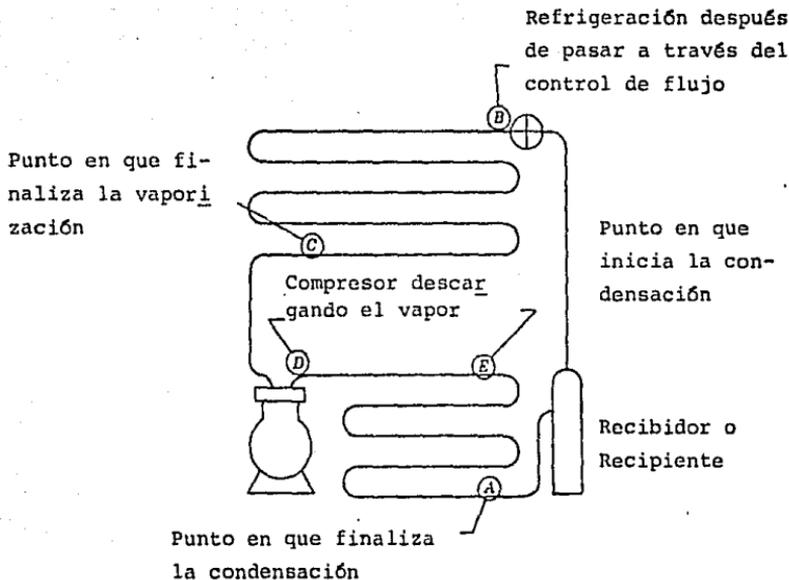


Fig. 2.1 Diagrama de flujo de un ciclo de refrigeración.

hacia el refrigerante, haciendo que la acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentra totalmente vaporizado.

La válvula de expansión regula el flujo a través del evaporador conforme sea necesario para mantener una diferencia de temperatura determinada a cierto sobrecalentamiento deseado entre la temperatura de evaporación y el vapor que sale del evaporador. De acuerdo a la variación de la temperatura del vapor que sale del evaporador, el bulbo de la válvula de expansión registra esta variación y actúa para modular la alimentación a través de la válvula de expansión para adaptarse a las nuevas necesidades.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a -

través de la línea de succión hacia el compresor. El compresor recibe el vapor a baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura.

El vapor caliente y a alta presión es enviado fuera del compresor a través de la válvula de descarga de éste hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador, el vapor a alta presión es enfriado por algún medio externo hasta alcanzar la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión del condensador, entonces el vapor se condensa y fluye al receptor, repitiéndose nuevamente el ciclo.

El ciclo de refrigeración es continuo siempre y cuando funcione el compresor.

2.3.11 Diagramas del ciclo. Para un buen conocimiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se requiere un estudio no sólo de los procesos individuales que componen el ciclo, sino también de las relaciones que existen entre los diferentes procesos y de los efectos que un cambio en cualquier proceso de el ciclo tiene sobre todos los otros procesos de el ciclo.

Lo anterior es ampliamente simplificado por el uso de cartas y diagramas sobre los que el ciclo completo puede mostrarse gráficamente. La representación gráfica de el ciclo permite la consideración simultánea de todos los cambios en la condición de el refrigerante, que ocurren durante el ciclo y el efecto que estos cambios tienen sobre el ciclo, sin la necesidad de mantener en mente todos los diferentes valores numéricos implicados en los problemas cíclicos.

Los diagramas frecuentemente usados en el análisis de el ciclo de refrigeración son el diagrama presión-entalpía ($p-h$), y el diagrama temperatura-entropía ($T-s$). De los dos, el diagrama presión-entalpía es el más utilizado en la industria de la refrigeración y es el utilizado en este trabajo.

La condición del refrigerante en cualquier estado termo

dinámico puede representarse como un punto sobre la carta ph . Este punto sobre la carta ph que representa la condición de refrigerante en cualquier estado termodinámico en particular, puede localizarse si son conocidas dos propiedades del refrigerante en aquel estado. Una vez localizado el punto en la carta, las otras propiedades del refrigerante para aquel estado pueden determinarse directamente de la carta.

La Fig. 2.2 muestra la carta presión-entalpía para el R-12, que está dividida en tres áreas separadas una de otra por las líneas de líquido saturado y vapor saturado. El área sobre la carta, a la izquierda de la línea de líquido saturado es llamada la región subenfriada. En cualquier punto de la región subenfriada, el refrigerante está en fase líquida y su temperatura se mantiene abajo de la temperatura de saturación correspondiente a una presión. El área a la derecha de la línea de vapor saturado es la región sobrecalentada y el refrigerante existe en forma de vapor sobrecalentado. La sección de la carta entre la línea de líquido saturado y la línea de vapor saturado es la región de mezcla, representando el cambio en fase del refrigerante entre la fase líquida y la fase vapor. En cualquier punto entre las dos líneas de saturación, el refrigerante está en forma de mezcla líquido-vapor. La distancia entre las dos líneas a lo largo de cualquier línea de presión constante, y que puede leerse sobre la escala de entalpía en la base de la carta, es el calor latente de vaporización del refrigerante a una presión dada.

Las líneas de líquido saturado y vapor saturado no son exactamente paralelas una de otra porque el calor latente de vaporización del refrigerante varía con la presión a la que el cambio de fase ocurre.

Sobre la carta, el cambio de fase líquido a vapor tiene lugar progresivamente de izquierda a derecha, por el contrario el cambio de fase vapor a líquido ocurre de derecha a izquierda. La mezcla líquido-vapor cercana a la línea de líquido saturado es principalmente líquido, por el contrario -

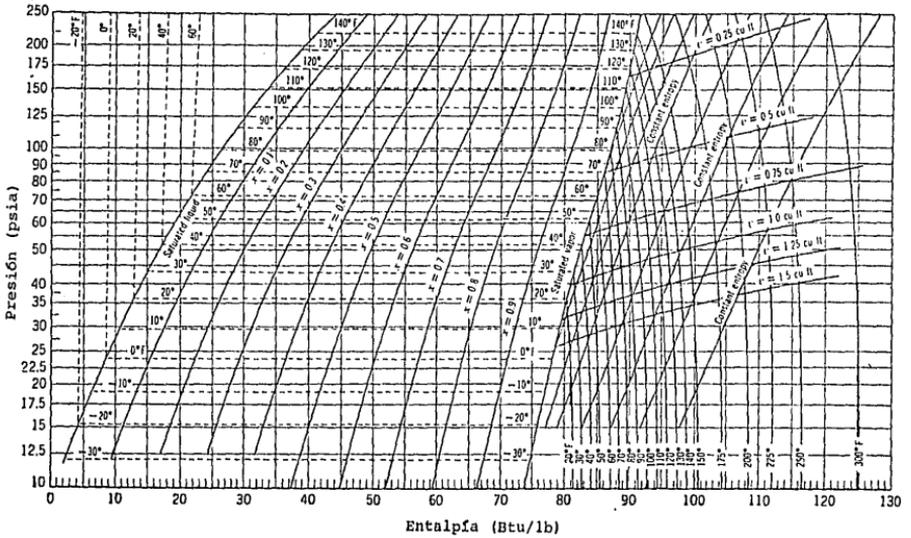


Fig. 2.2 Diagrama presión-entalpía para Refrigerante-12

la mezcla líquido-vapor cercana a la línea de vapor saturado es principalmente vapor.

Las líneas de calidad constante indican el porcentaje de vapor en la mezcla líquido-vapor en incrementos de 10% y se extienden de arriba hacia abajo a través de la sección -- central de la carta, aproximadamente paralelas a las líneas de líquido saturado y vapor saturado.

Las líneas horizontales que se extienden a través de la carta son líneas de presión constante y las líneas verticales son líneas de entalpía constante.

Las líneas de temperatura constante en la región subenfriada son casi verticales y paralelas con las líneas de entalpía constante. En la sección central, como el refrigerante cambia de fase a una temperatura y presión constantes, -- las líneas de temperatura constante son paralelas y coinciden con las líneas de presión constante. A partir de la línea de vapor saturado las líneas de temperatura constante -- cambian de dirección otra vez y en la región de vapor sobrecalentado, declinan hacia la base de la carta.

Las líneas que se extienden diagonalmente a través de la región de vapor sobrecalentado son líneas de entropía -- constante. Las curvas, casi horizontales que cruzan la región de vapor sobrecalentado son las correspondientes a el volumen constante.

Esta carta ph se basa en 1 lb masa de refrigerante, el volumen dado es el volumen específico, la entalpía está en Btu por libra, y la entropía en Btu por libra por grado absoluto de temperatura. Los valores de ambas, entalpía y entropía se basan en un punto cero, seleccionado arbitrariamente a -40°F .

Para el análisis de los procesos del ciclo de refrigeración se sigue el ciclo graficado sobre el diagrama ph del R-12 en la Fig. 2.3. Se asume que el sistema opera bajo una

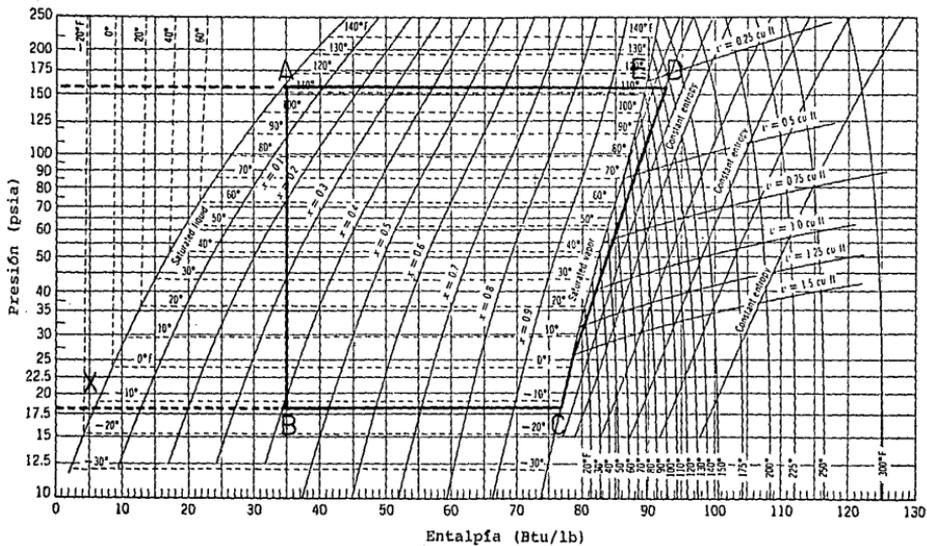


Fig. 2.3 Gráfica A, B, C, D y E, de un ciclo de refrigeración. (Refrigerante-12)

presión de vaporización en el evaporador de 17.93 psia y una presión de condensación en el condensador de 159.3 psia. Los puntos A, B, C, D y E sobre el diagrama ph , corresponden a -- los puntos en el sistema de refrigeración mostrado anteriormente en la Fig. 2.1.

La condición del punto A puede describirse como algún -- punto cercano al final del condensador donde el proceso de -- condensación ha sido completado, y el refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión de condensación. Las propiedades (presión (p), temperatura (T), entalpía (h), volumen específico (v) y entropía (s)) del refrigerante en -- este punto, se pueden leer en una tabla de vapor saturado en este caso de R-12 (tabla 4 del apéndice). Los valores de p , T y h pueden también leerse directamente del diagrama ph .

Como el refrigerante en el punto A es siempre líquido sa -- turado, este punto cae en algún lugar a lo largo de la línea de líquido saturado y puede localizarse sobre el diagrama ph si es conocido al menos uno de los valores de p , T o h .

Partiendo de este punto A, se estudian a continuación -- los cuatro procesos del ciclo de refrigeración.

Proceso de expansión.

En este ciclo de refrigeración se asume que no hay cam-- bio de propiedades de el refrigerante líquido, en su flujo a través de la línea de líquido del sistema, del condensador al control de flujo de refrigerante y por lo tanto la condición del líquido aproximándose al control de flujo de refrigeran-- te es la misma que en el punto A.

La línea A-B representa el proceso de expansión, (ini-- cia en el punto A y termina en el punto B) este proceso ocurre en el control de flujo de refrigerante, donde la presión del líquido es reducida de la presión de condensación a la -- presión de evaporación cuando el líquido pasa a través del -- control. En el momento que el líquido se expande dentro de -

el evaporador a través del orificio del control, la temperatura del líquido es reducida de la temperatura de condensación a la temperatura de evaporación por la instantánea vaporización de una porción del líquido.

El proceso A-B es un tipo de expansión adiabática, en donde la entalpía de el fluido de trabajo no cambia durante el proceso. Este tipo de expansión ocurre siempre que un fluido se impulsa a través de un orificio, de una alta presión a una menor presión. Se asume que sucede sin la ganancia o pérdida de calor a través de la tubería o válvulas.

Como la entalpía del refrigerante no cambia durante el proceso A-B, el punto B es localizado sobre el diagrama ph siguiendo la línea de entalpía constante, desde el punto A hacia el punto donde la línea de entalpía constante interseca la línea de presión constante, correspondiente a la presión de evaporación. Un resultado de la parcial vaporización del líquido refrigerante durante el proceso A-B, es que el refrigerante en el punto B es una mezcla líquido-vapor.

Cabe mencionar que el cambio de entropía durante el proceso A-B ocurre como resultado de la transferencia de energía que tiene lugar dentro del mismo fluido de trabajo, por lo tanto no es afectada la entalpía del mismo.

Puesto que el refrigerante en el punto B es una mezcla líquido-vapor, sólo los valores de p y T pueden leerse directamente de la tabla de vapor saturado. Los valores de s y v en este punto B, no son usualmente de interés pero si son requeridos pueden calcularse.

Proceso de vaporización.

El proceso B-C es la vaporización de el refrigerante en el evaporador. Como la vaporización se efectúa a temperatura y presión constante, el proceso B-C es isotermino e isobárico. Por lo tanto, el punto C se localiza sobre el diagrama ph , siguiendo las líneas de presión constante y temperatura

constante, desde el punto B a el punto donde éstas intersecan con la línea de vapor saturado. En este punto C el refrigerante está completamente vaporizado y es un vapor saturado a la correspondiente presión y temperatura. Las propiedades del refrigerante en este punto se pueden leer en las tablas de vapor saturado o en el diagrama ph.

Durante el proceso B-C, la entalpía del refrigerante se incrementa al absorber calor del espacio de refrigeración, - cuando el refrigerante fluye dentro del evaporador. La cantidad de calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de entalpías de - el refrigerante en los puntos B y C. De esta manera se tiene que:

$$q_e = h_c - h_b \quad (2-5)$$

donde: q_e = efecto refrigerante en (Btu/lb).

h_c = entalpía en el punto C (Btu/lb).

h_b = entalpía en el punto B (Btu/lb).

Pero como h_b es igual a h_a (entalpía punto A) entonces:

$$q_e = h_c - h_a \quad (2-6)$$

Sobre el diagrama ph, (Fig. 2.3) la distancia entre el punto X y el punto C representa el total del calor latente de vaporización de 1 lb de R-12, a la presión de vaporización de 17.93 psia (h_{fg} en la tabla 4 del apéndice). Por consiguiente, como la distancia B-C es el efecto refrigerante útil, la diferencia entre X-C y B-C que es la distancia X-B, es la pérdida de efecto refrigerante.

Proceso de compresión.

En este ciclo, se asume que el refrigerante no cambia -

en condición mientras fluye a través de la línea de succión de el evaporador al compresor. El proceso C-D ocurre en el compresor a medida que la presión de el vapor es incrementada de la presión de vaporización a la presión de condensación. En este ciclo, el proceso de compresión C-D se considera que es isentrópico. Una compresión isentrópica es un caso especial de un proceso adiabático que ocurre sin fricción, esto se puede describir como compresión a entropía constante.

Como no existe cambio en la entropía de el vapor durante el proceso C-D, la entropía de el refrigerante en el punto D es la misma que en el punto C. Por lo tanto, el punto D puede localizarse sobre el diagrama ph siguiendo, desde el punto C la línea de entropía constante hasta el punto donde intersecta con la línea de presión constante correspondiente a la presión de condensación.

Las propiedades del refrigerante en la condición de el punto D son tomadas de el diagrama ph . Como los valores de T , h y v requieren interpolación, sólo pueden aproximarse.

El trabajo hecho sobre el vapor de refrigerante por el compresor durante el proceso C-D, incrementa la energía (entalpía) de el vapor en una cantidad exactamente igual a el trabajo mecánico hecho sobre el vapor. La energía equivalente a el trabajo hecho durante el proceso de compresión es frecuentemente referida como el calor de compresión y es igual a la diferencia de entalpías del refrigerante de los puntos D y C. Teniéndose así la siguiente expresión:

$$q_w = h_d - h_c \quad (2-7)$$

donde: q_w = calor de compresión
(Btu/lb).

h_d = entalpía en el punto D
(Btu/lb).

h_c = entalpía en el punto C
(Btu/lb).

El trabajo mecánico hecho sobre el vapor por el pistón durante la compresión, puede calcularse partiendo de el calor de compresión. Si w es el trabajo hecho, en lb'pie por libra de refrigerante en circulación y J es el equivalente mecánico del calor, entonces:

$$w = (q_w) (J) \quad (2-8)$$

o también $w = J(h_d - h_c) \quad (2-9)$

Como un resultado de la absorción del calor de compresión, la descarga del vapor del compresor es en una condición de sobrecalentamiento, donde su temperatura es mayor que la temperatura de saturación correspondiente a su presión. Antes de que el vapor condense, el sobrecalentamiento debe removerse y la temperatura de el vapor disminuye de la temperatura de descarga a la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

Proceso de condensación.

Usualmente, ambos procesos D-E y E-A suceden en el condensador, a medida que el vapor descargado de el compresor se enfría a la temperatura de condensación y condensa. El proceso D-E ocurre en la parte inicial del condensador y otro tanto en la línea de vapor caliente, representando lo anterior el enfriamiento del vapor de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación, por el rechazo de ca

lor de el vapor hacia el medio de condensación. Durante el proceso D-E, la presión de el vapor se mantiene y el punto E es localizado sobre el diagrama ph , siguiendo la línea de -- presión constante desde el punto D a el punto donde la línea de presión constante intersecta la curva de vapor saturado. Por lo que en el punto E, el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura y presión de condensación.

La cantidad de calor sensible (sobrecalentamiento) removido por libra de vapor en el condensador, al enfriar el vapor de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación, es la diferencia de la entalpía de el refrigerante en el punto D y la entalpía en el punto E ($h_d - h_e$).

El proceso E-A es la condensación de el vapor en el condensador. Puesto que la condensación ocurre a temperatura y presión constante, este proceso E-A sigue las líneas de -- temperatura y presión constante desde el punto E a el punto A. El calor rechazado hacia el medio de condensación durante el proceso E-A, es la diferencia de las entalpías de el refrigerante en los puntos E y A ($h_e - h_a$).

Al retornar el punto A, el refrigerante ha completado un ciclo y sus propiedades son las mismas que aquellas previamente descritas para el punto A.

La cantidad total de calor rechazado por el refrigerante hacia el medio de condensación, es la suma de las cantidades de calor rechazado durante los procesos D-E y E-A. De esta manera, el calor rechazado por el refrigerante en el condensador es la diferencia de entalpías de el vapor sobrecalentado en el punto D y el líquido en el punto A, por lo tanto:

$$q_c = h_d - h_a \quad (2-10)$$

donde: q_c = calor rechazado en el condensador en (Btu/lb).

En este ciclo, la energía de el refrigerante se incrementa en sólo dos puntos:

(1) por el calor absorbido de el espacio de refrigeración, mientras el refrigerante se vaporiza en el evaporador (q_e), y

(2) por la energía equivalente a el trabajo mecánico de compresión en el compresor (q_w).

Por consiguiente:

$$q_c = q_e + q_w \quad (2-11)$$

Cabe mencionar que el ciclo analizado es el ciclo teórico, y con respecto a éste, el llamado ciclo real de un sistema de refrigeración se desvía un tanto. La razón de esto, son ciertas suposiciones ideales hechas en el ciclo teórico pero que no son cumplidas completamente para el ciclo real. Por ejemplo, en el ciclo teórico las caídas de presión de las líneas y a través del evaporador, condensador, etc., resultado del flujo de el refrigerante en aquellas partes, no son consideradas. Además, los efectos del subenfriamiento de el líquido y el sobrecalentamiento en la línea de succión del vapor, tampoco son considerados. Y finalmente en el ciclo teórico se supone la compresión, como una compresión isentrópica.

2.3.12 Capacidad del sistema. La capacidad de cualquier sistema de refrigeración, es la relación a la que se remueve el calor del espacio de refrigeración. Y esto normalmente es expresado en unidades de cantidad de calor por unidad de tiempo. Cabe señalar, que la capacidad refrigerante es en realidad una razón de transferencia de energía y a semejanza es una expresión de potencia.

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica depende de dos factores:

- (1) La masa de refrigerante circulando por unidad de -- tiempo, y
- (2) El efecto refrigerante por unidad de masa circulante.

Lo anterior se expresa claramente en la siguiente expresión:

$$Q_e = (m) (q_e) \quad (2-12)$$

donde: Q_e = capacidad refrigerante
(Btu/min).

m = flujo másico (lb/min).

q_e = efecto refrigerante
(Btu/lb).

2.3.13 División del sistema. El sistema de refrigeración se divide en dos partes de acuerdo a la presión ejercida por el refrigerante en estas dos partes.

La parte de baja presión del sistema, está constituida por los siguientes componentes: el control de flujo del refrigerante, el evaporador y la línea de succión. La presión ejercida por el refrigerante en estos componentes, es conocida también como: presión del evaporador, presión de succión o lado de baja presión.

La parte de alta presión o lado de alta de el sistema, está comprendida por los siguientes componentes: el compresor, la línea de descarga, el condensador, el recipiente a alta presión y la línea de líquido. La presión de el refrigerante sobre estos componentes, es conocida también como: presión de condensación o presión de descarga.

Los puntos de división entre los lados de baja y alta presión de el sistema son el control de flujo del refrigerante, donde la presión de el refrigerante es reducida de la -- presión de condensación a la presión de vaporización; y las

válvulas de descarga en el compresor, a través de las que el vapor a alta presión es descargado después de la compresión.

Para ilustrar esta división del sistema, se tiene la siguiente Fig. 2.4.

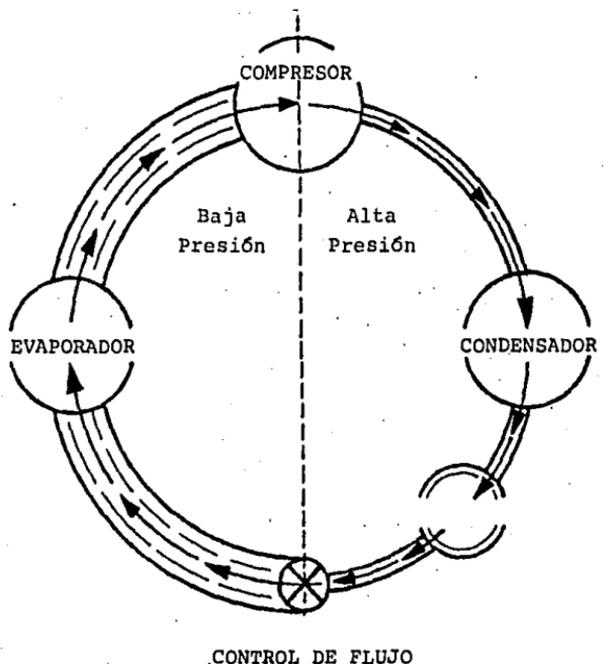


Fig. 2.4 División del sistema.

CAPITULO III

CARACTERISTICAS REQUERIDAS PARA EL REMOLQUE

Para el seguro movimiento de los alimentos congelados - mediante la utilización de remolques, se requiere básicamente de una carrocería adecuadamente aislada y del equipo de refrigeración.

Los requerimientos operacionales señalan las dimensiones, el sistema de refrigeración, aislamiento de la carrocería, tipo de puertas, tipo de piso y otras características de diseño, resultando un amplio número de variadas configuraciones.

3.1 Características convencionales. Para la carrocería del remolque, las dimensiones y el peso por transportar son regulados por leyes gubernamentales que se deben considerar cuando se fabrica el remolque.

La Asociación de Manufactureros de Camiones y Trailers de E.U.A. (TTMA: Truck-Trailer Manufacturers Association) tabula datos recomendables para las dimensiones y pesos por transportar en los remolques.

De esta manera se tienen los siguientes datos para un remolque: 8 pies (2.44 m.) de ancho, 13.5 pies (4.12 m.) de altura total con una altura de caja de 8.5 pies (2.60 m.), y el largo de la carrocería es usualmente de 20 pies a 45 pies. Con respecto a esta última dimensión, se eligió de 40 pies (12.20 m.) puesto que los remolques especializados para refrigeración fabricados en el país, tienen como máximo 40 pies de longitud, para una capacidad de carga de 72,000 lb. (32,660 kg.) por estar equipado con tres ejes; en la Fig. 3.1 son ilustrados los datos anteriores.

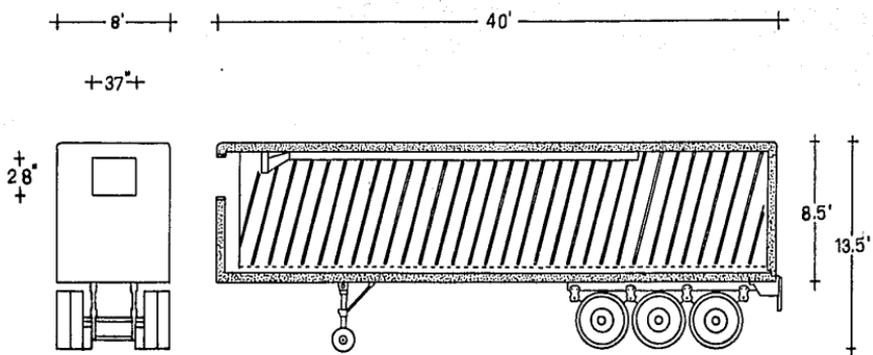


Fig. 3.1 Dimensiones de la carrocería del remolque. En la vista frontal son señaladas las medidas de la ventana del evaporador.

Por la elección anterior de la longitud, el equipo monobloque que se diseñe puede adaptarse también para remolques de menor longitud y capacidad de carga.

En cuanto a la construcción de la estructura de la carrocería debe de ser lo suficientemente rígida y fuerte para soportar el aislamiento, el grupo de refrigeración, y la carga a transportar.

Para lograr el mínimo peso en la carrocería se utiliza acero de alta resistencia y aluminio. Las superficies exteriores o revestimientos deben tener características, como sea posible de impermeabilidad al aire y al vapor de agua.

El material debe contar con características de resistencia a la corrosión y fácil limpieza; el acero inoxidable, el aluminio o acero pintado son los materiales de uso frecuente.

La impermeabilidad de las superficies exteriores a la humedad y el vapor de agua es esencial para mantener la efectividad del aislamiento y prevenir lastre en la carrocería por la humedad retenida en el aislamiento.

3.2 Aislamiento. La misión técnica del aislamiento, es proteger la carrocería del remolque de ganancias de calor, asegurando así un funcionamiento correcto.

Se consigue esto revistiendo interiormente la carrocería con materiales poco conductores de calor. Puesto que -- junto con el flujo de calor, también la humedad producida -- por la difusión del vapor de agua tiende al aumento de la -- temperatura en el interior del remolque, los materiales aislantes deben resistir a la humedad o estar protegidos contra la penetración de la misma.

A continuación se listan algunas de las características que deben tener los aislantes para remolques frigoríficos, tales como:

Baja absorción de la humedad
 Baja densidad
 De olor no nocivo
 No putrefacto
 Resistente a la temperatura
 Comportamiento químico neutro
 Resistente a la compresión y vibración
 Fácil elaboración y aplicación

La espuma plástica, como el poliuretano expandido es el material utilizado como aislante térmico, con más frecuencia aplicado en los remolques frigoríficos por poseer las características mencionadas anteriormente a un nivel satisfactorio, resaltando su baja conductividad térmica y excelentes características de resistencia a la humedad.

Existen dos maneras de aplicar el poliuretano expandido que son: la espuma de poliuretano preformada en paneles y la espuma de poliuretano espreada.

La espuma de poliuretano preformada en paneles se consigue en diversas dimensiones y no requiere de equipo especial para su instalación en la carrocería, el inconveniente radica en que pueden quedar huecos donde queda atrapado aire con humedad, por lo que el valor del aislamiento en ciertos puntos no es el deseado.

La espuma de poliuretano espreado, se aplica en campo directamente sobre la carrocería, en forma de líquido a presión, que al entrar en contacto con el aire se expande formando la espuma. Esta manera de aplicación es la más indicada, puesto que tiene como característica la excelente adherencia al revestimiento exterior e interior, la práctica eliminación de bolsas de aire, y en general refuerza la estructura de la carrocería. Además, se consiguen mejores valores de aislamiento, por lo que se requiere de un menor espesor de aislante.

En general, 4 pulgadas de poliuretano espreado son su-

ficientes para mantener una temperatura de -5°F (-20.6°C) en el interior del remolque.

3.3 Revestimiento interior. Dentro de las características principales del revestimiento interior está la de que, el material sea resistente a la penetración del agua durante la limpieza del espacio interior de carga del remolque, por lo que las uniones entre láminas de revestimiento deben sellarse. Además, el revestimiento interior debe tener la capacidad para soportar el daño mecánico de la carga y del equipo de carga; como horquillas para tender ciertos productos. (ejemplo: carne en canal de res, puerco, carnero, etc.).

Por otra parte, las láminas de revestimiento de las paredes son corrugadas con estrías o costillas verticales o diagonales, (preferentemente esta última disposición) espaciadas de 6 a 8 pulgadas, (Fig. 3.2) para proveer de espacios de aire entre la carga de refrigeración y las paredes, manteniéndose de esta manera una adecuada circulación de aire en el interior del espacio de refrigeración.

Los materiales disponibles para las paredes y techo, usualmente son láminas de fibra de vidrio y lámina de acero galvanizada.

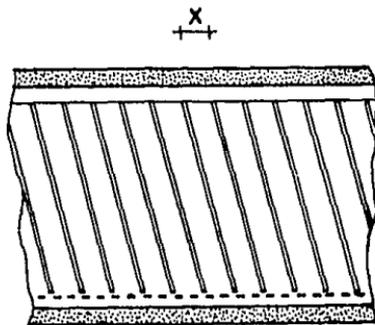


Fig. 3.2 Lámina de revestimiento para las paredes donde es mostrada la distancia X (6 a 8 pulgadas) de espaciamento entre extrías o costillas.

3.4 Piso. Como en el caso del revestimiento exterior e interior, la superficie del piso debe tener características de impermeabilidad al agua.

Se deben tomar medidas para hacer que el aire circule bajo la carga, en su retorno al evaporador. Por lo anterior, sobre el piso de lámina del remolque se utiliza otro piso en forma de rejilla construida de secciones T de aluminio extruido, acomodadas a lo largo del remolque como se ilustra en la Fig. 3.3. Para que se realice el adecuado movimiento del aire a través de estas rejillas, es necesaria una mínima separación entre una sección T y otra, de dos pulgadas.

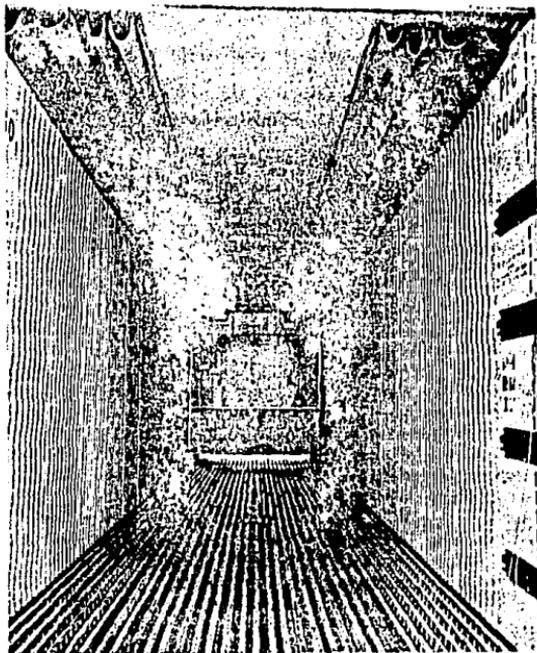


Fig. 3.3 Vista interior de un trailer frigorífico en que se muestra el piso en forma de rejilla.

Para prevenir que se filtre agua hacia el aislamiento por la unión del piso y pared, es recomendable la extensión de la lámina de metal del piso, arriba de las paredes laterales con un mínimo de seis pulgadas por medio de un faldón -- (Fig. 3.4).

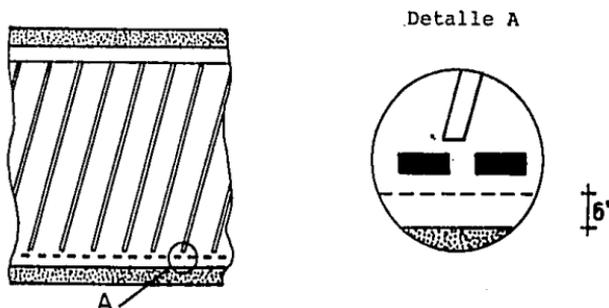


Fig. 3.4 Detalle A del faldón de 6 pulgadas.

El acero galvanizado o tratado y el aluminio son los materiales comúnmente usados para revestir el piso.

El adecuado aislamiento del piso, es especialmente necesario por la continua exposición de éste al calor reflejado por el pavimento y al calor residual proveniente del motor del tractor.

Para evitar el uso de soportes que crucen el espesor del piso y transmitan calor al interior, el aislamiento debe tener suficiente resistencia a la compresión para soportar el peso de la carga y equipos de carga (un aislante para el piso de uso común es la fibra de vidrio).

El drenaje del piso es requerido para remover el agua proveniente del deshielo del evaporador, así como el agua de

operaciones de limpieza del interior del remolque.

Estos drenajes tienen que estar provistos de algún tipo de cierre que prevenga la entrada de aire proveniente del exterior.

3.5 Puertas. Los remolques tienen usualmente puertas traseras para carga y descarga, pero pueden obtenerse con - - puertas laterales si así lo requiere la aplicación.

Todas las puertas deben de cerrar herméticamente para - proveer un sello impenetrable por el aire del exterior. Además, cada puerta es construída del tipo tambor y debe de estar rellena de un material aislante, que al igual que las paredes y el techo, es poliuretano esreado, por otra parte, el aislante de las paredes debe de llegar hasta el marco de las puertas. El empaque de la puerta debe de mantenerse en buenas condiciones, mediante revisiones periódicas para evitar - infiltraciones de aire exterior durante el movimiento del remolque.

Las bisagras de las puertas deben ser adecuadas para resistir los golpes y vibraciones del camino, así como el abuso de servicio pesado. El cerrojo de la puerta debe de tener la característica de que pueda abrirse desde el interior del remolque, o en su defecto un mecanismo de seguridad que evite - el entrampe accidental de la puerta.

3.6 Distribución de la temperatura. La distribución - uniforme de la temperatura por todas las partes de la carga - de productos frescos es necesaria, pero esto no es muy fácil de realizar aún cuando los principios involucrados son simples.

El aire es el medio acostumbrado para el intercambio de calor y adecuado para la distribución requerida. El movimiento del aire es producido por el ventilador en la unidad evaporadora. El libre movimiento del aire alrededor de la carga -

es esencial para acarrear el calor que entra al espacio de -- carga a través de la estructura del remolque a pesar del efec-- tivo aislamiento y por infiltraciones de aire proveniente de, las puertas, hacia el evaporador.

Para permitir el libre movimiento del aire alrededor de la carga en el espacio refrigerado, el interior del remolque debe estar provisto como se mencionó anteriormente de estrías o costillas dispuestas vertical o diagonalmente en el revesti-- miento de las paredes, provocando así, espacios a través de -- los que circula el aire (Fig. 3.5).

Un espacio similar debe proveerse a la parte posterior del remolque por medio de estrías, costillas o ductos sobre -- las puertas, pero también se puede dejar un espacio entre la carga y las puertas para no desviar la corriente de aire en -- su retorno al evaporador.

Vista anteriormente, la necesidad de un movimiento de -- aire bajo la carga, se instala un piso a manera de enrejado -- sobre el piso de lámina plana, permitiendo así el flujo de ai-- re de regreso al evaporador.

Un ducto en el techo, es instalado desde el evaporador del equipo monobloque de refrigeración, extendiéndose como m^ínimo 3/4 de la longitud del remolque, proporcionando así un -- seguro y adecuado suministro de aire a la parte posterior del remolque (Fig. 3.5).

La importancia de la adecuada circulación del aire, ra-- dica en que es la clave para conseguir la óptima capacidad -- del equipo de refrigeración.

Se debe prestar atención durante las maniobras de esti-- be de no recargar completamente los envases o embalajes con-- tra las paredes laterales, pues el espacio para la circula-- ción del aire es restringido aún con las estrías o costillas en las paredes.

Los canales del piso formados por las secciones T, de--

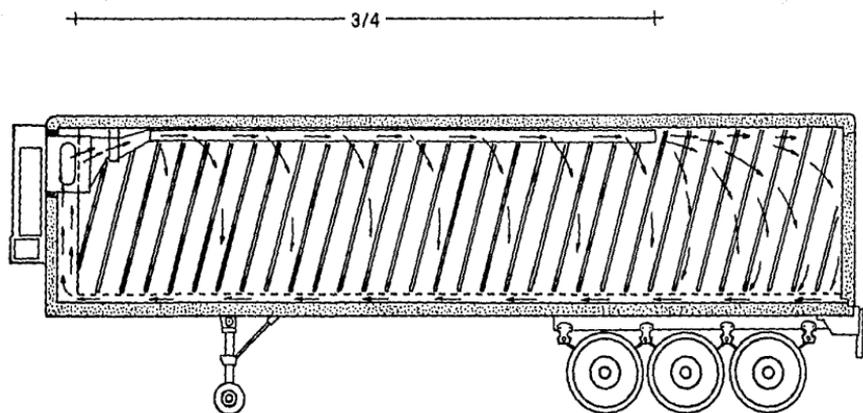


Fig. 3.5 Circulación del aire en el interior del remolque
frigorífico.

ben de estar libres de partículas o fragmentos y mantener el espacio posterior del remolque libre de carga para el retorno del aire hacia el evaporador.

3.7 Controles. La localización ideal del elemento sensible del termostato no ha sido determinada exactamente. Sin embargo, experimentalmente la localización de este elemento - sensible en remolques con circulación forzada de aire por ventiladores, es en el retorno de la corriente de aire en la parte frontal del remolque.

La localización del elemento sensible, es menos crítica cuando hay una adecuada circulación de aire alrededor de la carga a transportar.

Cualquier sistema de control para transportación frigorífica debe ser robusto, apto para resistir la vibración, capaz de retener la calibración y protegido contra elementos corrosivos. La calibración puede ser inspeccionada regularmente por personal calificado.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL EQUIPO

Para el diseño del equipo se sigue una metodología, don de primeramente, se asume la confiabilidad de operación como el criterio de mayor importancia. De esta manera, son considerados los siguientes aspectos para el seguimiento de este criterio:

El compresor del sistema de refrigeración debe accionarse por un grupo de potencia, formado por un motor diesel y un motor eléctrico.

El motor diesel con la finalidad de asegurar la operación del sistema de refrigeración, durante el movimiento del remolque frigorífico. Además, de que este motor ofrece la ventaja sobre un motor de gasolina de igual capacidad, de funcionar con un menor consumo de combustible.

El motor eléctrico con el objeto de mantener en operación el sistema de refrigeración, durante los aparcamientos del remolque, ya sea para cargarlo o descargarlo, así como para los descansos del operador del tractor. De esta forma se conserva el combustible del motor diesel, exclusivamente para el recorrido sobre carretera del remolque frigorífico.

Se debe tener en consideración, la altitud máxima sobre el nivel del mar comprendida en el territorio nacional, para la selección de los motores del grupo de potencia.

Para la selección de los motores del grupo de potencia, se deben tomar en cuenta también, las temperaturas ambiente que se presentan en el territorio nacional.

El sistema de refrigeración debe operar de tal forma, -- que se obtenga una lubricación apropiada para el compresor en todo momento.

El compresor del sistema de refrigeración, debe de funcionar dentro de los límites correctos de presión y temperatura, señalados por el fabricante.

Con la finalidad de asegurar la continuidad de la temperatura en el interior del remolque, se deben tomar medidas para que el equipo cuente con un sistema de deshielo, (que sea accionado automáticamente mediante un control de deshielo) para evitar así la disminución de la transferencia de calor en el evaporador, a causa de la escarcha que se forma en éste.

Además del criterio anterior y los aspectos considerados para el seguimiento del mismo, existen las llamadas restricciones, que son características de un diseño fijadas previamente por una decisión, por la Naturaleza, por requisitos legales o por cualquier otra disposición que tenga que cumplirse.

De esta manera, para el diseño del equipo son fijadas las siguientes restricciones:

Los componentes del equipo deben de ser en su mayoría de fabricación nacional, para cumplir con el objetivo fijado en este trabajo de tesis, en el sentido de substituir una importación.

Todos los componentes del equipo (sistema de refrigeración, sistema de deshielo y grupo de potencia) deben de conjuntarse en una sola estructura, formando un equipo monobloque de refrigeración de fácil instalación en la ventana del remolque.

El peso de todo el equipo monobloque de refrigeración no debe de sobrepasar de 1764 lb. (800 kg.), para que puedan soportarlo los miembros estructurales de la parte frontal del remolque.

Las dimensiones del equipo monobloque de refrigeración no deben exceder de 5.9 pies (1.80 m.) de altura, 5.3 pies (1.61 m.) de largo y 1.97 pies (0.60 m.) de ancho. Además, -

cabe mencionar que el evaporador no debe pasarse de 37 plg. - (94 cm.) de largo y 28 plg. (71 cm.) de altura.

El equipo monobloque de refrigeración debe tener la capacidad, para mantener en el interior del remolque frigorífico productos ya sea de origen animal, de origen vegetal u - - otros, en estado fresco o congelado.

Teniendo en consideración todos los aspectos anteriores para el diseño del equipo, se efectúa el cálculo de la carga de refrigeración, constituida por la transmisión de calor a - través de las superficies exteriores del remolque y la carga térmica debida al producto (dependiendo de sus propiedades y características) transportado.

Una vez determinada la carga de refrigeración, es necesario establecer las condiciones a las que trabaja el sistema, y de esta manera determinar la situación de cada punto del ciclo de refrigeración por seguir.

Con la carga de refrigeración y las condiciones establecidas, se elige el compresor, el condensador, el evaporador y la válvula termostática de expansión.

Las situaciones de cada punto del ciclo de refrigeración, son necesarias para señalar el equilibrio entre el compresor y el evaporador.

Asimismo, para la confiabilidad de operación del sistema de refrigeración, es necesario seleccionar algunos accesorios e instrumentos de control.

De acuerdo a la potencia requerida por el compresor y - otros componentes, se eligen los motores del grupo de potencia siguiendo el criterio de diseño.

Por último, se realiza el acomodo de los componentes, - el cálculo de la estructura y la selección de la tubería.

4.1 Cálculo de la carga de refrigeración.^{1/} La carga de refrigeración sobre el equipo, rara vez es resultado de -- una simple fuente de calor. Más bien, es la sumatoria del calor que usualmente se desarrolla en muy diferentes fuentes. -- De esta forma la carga de refrigeración es la cantidad de calor que se debe extraer a fin de mantener la temperatura deseada en el espacio de refrigeración.

En el remolque frigorífico, la carga de refrigeración se compone de la transmisión de calor a través de las superficies exteriores y de la carga debida al producto transportado. No son consideradas las ganancias de calor procedente de gente trabajando, motores y luces en el espacio de refrigeración, (como sería el caso de una cámara frigorífica) porque mientras el remolque está en movimiento no acontecen este tipo de fuentes de calor en el interior del mismo.

Para el cálculo de la carga de refrigeración, son considerados dos casos paralelamente, el primero para un producto de origen animal y el segundo para un producto de origen vegetal, con la finalidad de que el equipo diseñado tenga la capacidad de mantener estos productos en estado fresco o congelado, cumpliendo así con la restricción fijada anteriormente.

- Transmisión de calor a través de las superficies exteriores.

La ganancia de calor a través de las paredes, piso y techo del remolque varía con el tipo de construcción, el área expuesta a diferentes temperaturas, el tipo y espesor del aislamiento, así como la diferencia de temperatura entre el espacio de refrigeración y el medio ambiente. Matemáticamente se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

^{1/} Consulta personal con el Ing. Pablo A. García, del Depto. de Ingeniería de Aplicación de Gilvert Copeland, S.A. de C.V.

$$Q_T = \frac{K A (T_e - T_i)}{L} \quad (4-1)$$

donde: Q_T = ganancia de calor a través de la superficie (Btu/hr)

K = conductividad térmica en (Btu·plg/hr·pie²·°F)

A = superficie expuesta a la fuente de calor (pie²)

L = espesor (plg)

T_e = temperatura ambiente (°F)

T_i = temperatura del espacio refrigerado (°F)

Para el cálculo de las ganancias de calor a través de las superficies exteriores del remolque, es necesario realizar el cálculo previo (con los datos especificados en el punto 3.1) de las áreas del piso, techo y paredes, como a continuación:

$$\text{Area piso} = A_p = (40)(8) = 320 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area techo} = A_t = (40)(8) = 320 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area paredes laterales} = A_{pl} = 2(40)(8.5) = 680 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area frontal y posterior} = A_{fp} = 2(8)(8.5) = 136 \text{ pie}^2$$

Además del cálculo previo de las áreas, son necesarios ciertos datos que a continuación se proponen.

El remolque es fabricado con aislamiento de fibra de vidrio en el piso y con aislamiento de poliuretano esparcido en techo, paredes laterales, frontal y posterior. Ambos aislamientos tienen un espesor de 4 pulgadas. El valor de la conductividad térmica de estos materiales es:

Fibra de vidrio

$$0.25 \frac{\text{Btu} \cdot \text{plg}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Poliuretano espreado

$$0.17 \frac{\text{Btu} \cdot \text{plg}}{\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Para las aplicaciones de refrigeración, la carga máxima se produce durante las épocas más calurosas. Empero, no resulta económico ni práctico el diseñar un equipo para la temperatura ambiente más calurosa que pudiera presentarse en determinada ocasión, porque la máxima temperatura ambiente puede presentarse durante sólo unas horas en el transcurso de varios años. Por lo tanto, la temperatura ambiente de diseño se elige, normalmente, como una temperatura que sólo es excedida durante cierto porcentaje de horas en los cuatro meses del verano.

Con base en lo anterior, se elige la temperatura ambiente de diseño de la siguiente manera:

Como se considera que el remolque puede realizar recorridos entre centros productores y centros urbanos, comprendidos en el territorio nacional, la temperatura ambiente representativa para el diseño, es la media aritmética de las temperaturas ambiente de diseño de verano, indicadas en la Tabla 1 del apéndice. Por lo que:

$$\text{Temperatura ambiente} = 96 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (35.6 } ^\circ\text{C)}$$

La Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE: American Society of Heating, Refrigeration and Aire-Conditioning Engineers), experimentalmente ha dado porcentajes que modifican esta temperatura sobre las superficies de techo y piso de los remolques. Así pues, para el techo se ha asignado un 10% sobre la temperatura ambiente, como consecuencia de ganancias de calor por la radiación directa del sol y el escape del motor del tractor. Para el piso se ha asignado un 5% sobre la temperatura ambiente, basándose en las ganancias de calor por -

la radiación proveniente de la cinta asfáltica y el calor disipado por el motor del tractor.

De lo expuesto anteriormente se tienen las siguientes -
temperaturas:

$$\text{Temperatura Techo} = 96 + (0.1) (96) = 106 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura Piso} = 96 + (0.05) (96) = 101 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Como se mencionó anteriormente, se estima la carga de -
refrigeración para dos casos. El Caso 1, para un producto -
representativo de origen animal en estado congelado, y el Ca
so 2, para un producto representativo de origen vegetal en -
estado fresco. Por consiguiente la temperatura en el espa--
cio de refrigeración es:

Para el Caso 1, de $-5 \text{ } ^\circ\text{F}$ ($-20.6 \text{ } ^\circ\text{C}$) porque esta temperara
está dentro del rango de temperaturas de almacenamiento,
recomendadas para productos de origen animal en estado conge
lado (ver tabla 3 del apéndice; carnes, pescados y mariscos).

Para el Caso 2, de $32 \text{ } ^\circ\text{F}$ ($0.0 \text{ } ^\circ\text{C}$) porque esta temperatura
está dentro del rango de temperaturas de almacenamiento,
recomendadas para productos de origen vegetal en estado fresco
(ver tabla 3 del apéndice; frutas y verduras).

Con los datos calculados y propuestos, se procede a - -
substituirlos en la ecuación 4-1 para el cálculo de las ga--
nancias de calor a través de las superficies. En ambos ca--
sos Q_{tp} , Q_{tt} , Q_{tpl} , y Q_{tfp} son las ganancias de calor en las
superficies del piso, techo, paredes laterales, y paredes --
frontal y posterior, respectivamente. De este modo:

Caso 1:

$$Q_{tp} = \frac{(0.25)(320)(101 - (-5))}{4} = 2120.0 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tt} = \frac{(0.17)(320)(106 - (-5))}{4} = 1509.6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tpl} = \frac{(0.17)(680)(96 - (-5))}{4} = 2918.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tfp} = \frac{(0.17)(136)(96 - (-5))}{4} = 583.7 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$\sum_1 = 7132.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Caso 2:

$$Q_{tp} = \frac{(0.25)(320)(101 - 32)}{4} = 1380.0 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tt} = \frac{(0.17)(320)(106 - 32)}{4} = 1006.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tpl} = \frac{(0.17)(680)(96 - 32)}{4} = 1849.6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{tfp} = \frac{(0.17)(136)(96 - 32)}{4} = 369.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$\sum_2 = 4605.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

El ASHRAE, fija dos factores de seguridad, sobre la sumatoria de ganancias de calor a través de las superficies exteriores del remolque.

El primer factor de seguridad, consiste en agregar a la sumatoria (\sum_1, \sum_2) un 0.35 de esta misma, basándose en -- las ganancias de calor a través de los miembros de la estruc

tura de la carrocería del remolque. Teniéndose así:

$$\begin{aligned}
 \text{Caso 1:} & & & 7132.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 & & + & \\
 (7132.3) (0.35) & = & & 2496.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 \sum_1' & = & & 9628.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Caso 2:} & & & 4605.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 & & + & \\
 (4605.9) (0.35) & = & & 1612.0 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 \sum_2' & = & & 6217.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}
 \end{aligned}$$

El segundo factor de seguridad, consiste en adicionar a la sumatoria (\sum_1', \sum_2') un 0.25 de esta misma, para cubrir las posibles ganancias de calor debido a infiltraciones de aire al interior, provocadas por la presión ejercida sobre el remolque en movimiento.

$$\begin{aligned}
 \text{Caso 1:} & & & 9628.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 & & + & \\
 (9628.4) (0.25) & = & & 2407.1 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 Q_{T1} & = & & 12035.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Caso 2:} & & & 6217.9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 & & + & \\
 (6217.9) (0.25) & = & & 1554.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} \\
 Q_{T2} & = & & 7772.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}
 \end{aligned}$$

Así pues, estos últimos valores (Q_{T1} , Q_{T2}) son el total de las ganancias de calor a través de las superficies exteriores, para cada caso.

- Carga debida al producto transportado.

La carga debida al producto, es la cantidad de calor -- que hay que extraerle al producto para bajar su temperatura hasta la temperatura del espacio de refrigeración del remolque. Esta carga está constituida por:

a) Colocar el producto por transportarse a una temperatura mayor que la del espacio de refrigeración del remolque.

b) El calor de transpiración de algunos productos alimenticios.

En la transportación frigorífica, normalmente, el producto entra al espacio de refrigeración del remolque proveniente de un almacén frigorífico o un túnel de congelación, por lo que el producto se encuentra a la temperatura recomendada (Tabla 3 del apéndice), teniendo tan solo un mínimo incremento en su temperatura durante las maniobras de carga, - puesto que el marco de la puerta del almacén empalma con la entrada posterior del remolque.

En cuanto al calor de transpiración, éste es generado - por frutas y verduras, que a pesar de cosecharse de la tierra o árbol en donde se cultivaron, continúan siendo organismos vivientes. Su proceso de vida continúa durante cierto tiempo después de cosecharse y, en consecuencia, producen calor (ver Tabla 2 del apéndice). Otros productos alimenticios continúan asimismo teniendo reacciones químicas que producen calor. Las carnes, pescados y mariscos no tienen un proceso de vida posterior, por lo que no generan calor alguno, omitiéndose así el calor de transpiración para el Caso - 1.

La ganancia de calor correspondiente al inciso (a), en los dos casos estimados, varía con el tipo y peso del produc

to por transportar, el tiempo en transportar este producto, así como la diferencia de temperatura entre el producto entrando al remolque y el espacio de refrigeración del mismo. Matemáticamente puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$Q_p = \frac{m C (\Delta T)}{t} \quad (4-2)$$

donde: Q_p = calor que debe removerse del producto (Btu/hr)

m = peso del producto (lb)

C = calor específico del producto (Btu/lb $^{\circ}$ F)

t = tiempo en transportar la carga (hr)

ΔT = dif. de temp. entre el producto y el espacio de refrigeración ($^{\circ}$ F)

Para el cálculo de esta ganancia de calor, se proponen a continuación los siguientes datos:

En ambos casos, el peso promedio del producto por transportar es de 64,000 lb. (29,056 kg.) y el tiempo para transportar esta carga es de 48 hrs., con base en un recorrido muy extenso, en el que el operador del tractor descansa a ciertos intervalos, pero el equipo monobloque de refrigeración sigue funcionando para mantener la temperatura requerida en el espacio de refrigeración.

Como el Caso 1 es para un producto representativo de origen animal en estado congelado, (ejemplo: pescado congelado) el calor específico de este género bajo el punto de congelación es de 0.41 Btu/lb $^{\circ}$ F. Además para este caso, se asigna una diferencia de temperatura entre el producto y el espacio de refrigeración de 2 $^{\circ}$ F.

El Caso 2 que es para un producto representativo de origen vegetal en estado fresco, (ejemplo: espárragos) tiene un calor específico de 0.94 Btu/lb·°F sobre el punto de congelación. La diferencia de temperatura entre este producto y el espacio de refrigeración es de 1 °F.

Con los datos propuestos, se procede a substituirlos en la ecuación 4-2 para el cálculo del calor que debe removerse del producto. (Q'_{P1} y Q'_{P2}).

Caso 1:

$$Q'_{P1} = \frac{64000 (0.41) (2)}{48} = 1093.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Puesto que los productos de origen animal no generan calor de transpiración, en este caso Q'_{P1} es igual al total de las ganancias de calor debidas al producto transportado Q_{P1} .

$$Q_{P1} = 1093.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Caso 2:

$$Q'_{P2} = \frac{64000 (0.94) (1)}{48} = 1253.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

En este caso además del calor que debe removerse del producto, existe el calor de transpiración que como se mencionó anteriormente, es generado por el proceso de vida de los productos de origen vegetal. Con la finalidad de que el equipo diseñado, tenga la capacidad para extraer este calor, se elige un producto que tenga el más alto calor de transpiración a la temperatura recomendada para su almacenamiento, correspondiendo a los espárragos (ver Tabla 2 del apéndice) con un valor de:

$$13200 \frac{\text{Btu}}{24 \text{ hr} \cdot \text{Ton}(s)} = 550 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{Ton}(s)}$$

Para obtener el calor de transpiración en Btu/hr (Q_{re}), el valor anterior es multiplicado por el peso del producto transportado, en Toneladas cortas, por lo que:

$$Q_{re} = 550 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{Ton}(s)} \cdot \frac{(64000 \text{ lb})(1 \text{ Ton}(s))}{2000 \text{ lb}} = 17600 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

En este caso, la suma de $Q'_{P2} + Q_{re}$ dá como resultado el total de las ganancias de calor debidas al producto transportado Q_{P2}

$$1253.3 + 17600 = Q_{P2} = 18853.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

La carga de refrigeración para cada caso, se obtiene su mando el total de las ganancias de calor a través de las superficies exteriores (Q_{T1} , Q_{T2}), más el total de las ganancias de calor debidas al producto transportado (Q_{P1} , Q_{P2}), de la siguiente forma:

Carga de Refrigeración para el Caso 1:

$$12035.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} + 1093.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} = 13128.8 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Carga de Refrigeración para el Caso 2:

$$7772.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} + 18853.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} = 26625.6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

De los dos resultados anteriores, el que corresponde a el Caso 2, se elige como la carga de refrigeración representativa (Q_{CR}), para el diseño del sistema de refrigeración. - Asegurándose así, que este sistema tenga la capacidad para - remover del espacio de refrigeración, el calor estimado en - ambos casos para mantener sus respectivas temperaturas. Por lo tanto, la Carga de Refrigeración para el diseño del sistema es:

$$Q_{CR} = 26625.6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

4.2 Condiciones de operación del sistema. Una vez calculada la carga de refrigeración, es necesario establecer -- las condiciones a las que opera el sistema para así determinarlo.

Estas condiciones son la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación.

- Temperatura de evaporación

La humedad relativa en un espacio refrigerado, es afectada por distintas variables tales como, el tiempo de funcionamiento del sistema, recirculación del aire, la infiltración de humedad, condiciones atmosféricas externas, tipo de control del sistema, así como la condición y superficie expuesta del producto.

Normalmente, puede lograrse un control satisfactorio de la humedad relativa, seleccionando el evaporador para la diferencia de temperatura (D.T.) adecuada; entendiéndose por D.T. a la diferencia entre la temperatura del espacio de refrigeración y la temperatura de evaporación del refrigerante. Aunque los productos alimenticios difieren en sus exigencias (como la temperatura), para obtener una humedad relativa de almacenamiento óptima, que en la mayoría de éstos oscila entre 85-95% (ver Tabla 3 del apéndice), el D.T. recomendado para este rango de humedad relativa es de 8 °F a 12 °F, pero con fines económicos, la diferencia de temperatura debe mantenerse tan baja como sea posible, por lo que se elige un D.T. igual a 8 °F.

Con respecto a la temperatura en el espacio de refrigeración, se asigna la correspondiente al Caso 1 de -5 °F, diseñándose de esta manera el sistema para la mínima temperatura que puede requerirse, dependiendo del producto a transportar.

Así, con estos datos propuestos se calcula la temperatura de evaporación, que es una de las dos condiciones de ope-

ración:

Temperatura de evaporación =

Temperatura del espacio refrigerado - D.T. evaporación

Temperatura de evaporación = (-5) - (8) = -13 °F

- Temperatura de condensación.

Es la temperatura a la que el refrigerante condensa para convertirse en líquido refrigerante. No debe confundirse esta temperatura con la temperatura del medio de enfriamiento, puesto que la temperatura de condensación es siempre superior, para que se realice la adecuada transferencia de calor.

La diferencia de temperatura (D.T.) de condensación varía entre los 18 °F y los 26 °F, utilizándose normalmente, - la diferencia de temperatura menor para temperaturas ambiente altas y la diferencia de temperatura mayor para temperaturas ambiente bajas.

De esta manera, se elige un D.T. de 18 °F, por someterse el sistema a una temperatura ambiente promedio alta de -- 96 °F. Así con estos datos es calculada la temperatura de condensación:

Temperatura de condensación =

Temperatura ambiente + D.T. condensación

Temperatura de condensación = 96 + 18 = 114 °F

4.3 Selección del refrigerante. La eficiencia y la -- economía de operación no son usualmente factores de decisión en la selección del refrigerante. Son más importantes aquellas propiedades que tienden a reducir la dimensión, peso y costo inicial de el equipo de refrigeración, así como aquellas que permiten la operación automática y un mínimo mantenimiento. El costo y la disponibilidad del refrigerante, -- también son importantes consideraciones en la selección del mismo.

Siguiendo el criterio de la confiabilidad de operación para el diseño del equipo, debe considerarse la lubricación del compresor. Como consecuencia de esta lubricación, se -- presenta en el sistema de refrigeración una interrelación refrigerante-aceite, descrita a continuación:

Puesto que el compresor debe lubricarse, el flujo de -- aceite en el sistema de refrigeración es considerado desde - el punto inicial. El vapor se pone en contacto directo con el aceite y se adhiere a las paredes del cilindro cuando los pistones son lubricados. Una cantidad de este aceite se va con el vapor refrigerante cuando pasa a la línea de descarga entre el compresor y el condensador, para después pasar al - recipiente y luego por la línea de líquido al evaporador, re tornando finalmente al cárter del compresor para procurar un nivel correcto de aceite en éste.

Vista esta interrelación refrigerante-aceite, una característica importante que distingue a los refrigerantes es su miscibilidad, que es, la habilidad del refrigerante a disolverse en el aceite. Con referencia a esta miscibilidad, los refrigerantes se pueden dividir en tres grupos: (1) Aquellos que son miscibles con el aceite en todas proporciones bajo - las condiciones encontradas en el sistema de refrigeración, (2) Aquellos que son miscibles bajo condiciones normales encontradas en la sección de condensación, y (3) Aquellos que no son miscibles con el aceite a cualquier condición encon-trada en el sistema.

Es preferible un refrigerante que pertenezca al primer grupo, para que retorne el aceite normalmente al compresor - y no quede adherido éste en la pared interior de los tubos del evaporador o del condensador (grupos 2 y 3), disminuyendo la capacidad de transferencia de calor y el nivel normal de aceite en el cárter del compresor.

Por otra parte, en trabajos a temperaturas extra bajas - o en instalaciones con grandes compresores, son necesarios -

refrigerantes especiales, pero en la refrigeración comercial, industrial y aire acondicionado son utilizados compresores - del tipo recíprocante, que usan casi exclusivamente los re-- refrigerantes 12, 22 y 502.

Entonces, de estos tres se selecciona el R-12 para usar se en el sistema de refrigeración, pues pertenece al primer grupo de miscibilidad que no sólo simplifica el problema del retorno del aceite al compresor, sino que tiende a incrementar la eficiencia y la capacidad del sistema, debido a la ac ción solvente de este refrigerante que mantiene los tubos -- del evaporador y el condensador, libres de películas de acei te, causantes de una disminución en la capacidad de transfe-- rencia de calor de estas dos unidades. Por lo tanto, el - - R-12 tiene la ventaja sobre los otros dos refrigerantes R-22 y R-502 (pertenecientes al segundo grupo de miscibilidad) de no provocar costos adicionales en la instalación, causados - por la utilización del separador de aceite, que además es -- vulnerable a los daños que puede sufrir la válvula flotadora de éste, a causa de la vibración originada por el movimiento del remolque sobre la carretera. Cabe mencionar que el R-12 es apropiado para trabajar a las condiciones de operación an tes señaladas (punto 4.2).

Finalmente, otras características por considerar en la selección del R-12 son, su disponibilidad debido a que se pro duce comercialmente en el país, y su costo, que es menor al - del R-22 y aún menor en el caso del R-502 que es un refrige-- rante importado.

4.4 Análisis del ciclo de refrigeración. Con las condi-- ciones de operación establecidas y el refrigerante selecciona do, se efectúa el análisis del ciclo (Fig. 4.1) que debe se-- guir el sistema de refrigeración por diseñar.

La finalidad de este análisis, es conocer los cambios en condición del refrigerante durante el ciclo y los efectos de estos cambios sobre el ciclo, asimismo, para realizar el - -

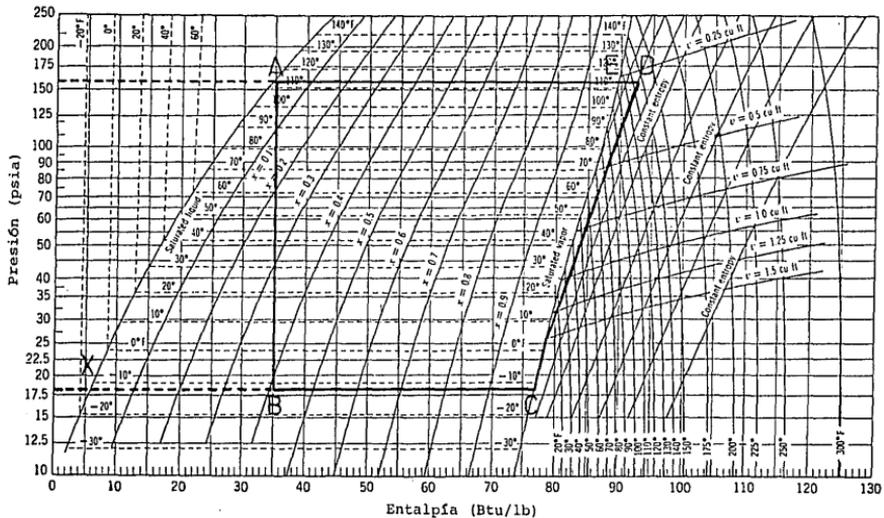


Fig. 4.1 Gráfica del ciclo para el sistema de refrigeración por diseñar.

cálculo del efecto refrigerante de este sistema, necesario en la determinación del punto de equilibrio entre el compresor y el evaporador. El ciclo inicia en el punto A, donde el refrigerante es un líquido saturado. Las propiedades (temperatura T, presión P, volumen específico v, entalpía h, y entropía s) correspondientes a este punto, pueden leerse en la Tabla 4 -- del apéndice, con la temperatura de condensación como dato de entrada:

$$T_A = 114 \text{ }^\circ\text{F}; \quad P_A = 159.36 \text{ psia} \quad h_A = 34.517 \text{ Btu/lb}$$

$$v_A = 0.0130 \text{ pie}^3/\text{lb} \quad s_A = 0.0691 \text{ Btu/lb}\cdot^\circ\text{F}$$

- Proceso de expansión

Este ocurre del punto A al punto B, la entalpía mantiene constante su valor durante el proceso (ver punto 2.3.11) y el refrigerante en el punto B es una mezcla líquido-vapor. Con la temperatura de evaporación como dato de entrada, la presión correspondiente a este punto puede leerse en la Tabla 4 del apéndice, el volumen específico y la entropía se determinan con datos de esta misma tabla y de la Fig. 4.1, substituídos en las ecuaciones 4-3 y 4-4; la entalpía del punto B es igual a la del punto A. Por lo tanto:

$$T_B = -13 \text{ }^\circ\text{F}; \quad P_B = 17.939 \text{ psia}$$

$$h_B = h_A = 34.517 \text{ Btu/lb}$$

Las siguientes expresiones son utilizadas para determinar el volumen específico y la entropía respectivamente, de una mezcla líquido-vapor:

$$v_m = (y)(v_f) + (x)(v_g) \quad (4-3)$$

$$s_m = (y)(s_f) + (x)(s_g) \quad (4-4)$$

donde (x) es la calidad del vapor o porcentaje de vapor en la mezcla; (y) es el porcentaje de humedad o líquido en la mezcla ($y = 1 - x$).

Con los siguientes datos correspondientes al renglón de la temperatura de evaporación $-13\text{ }^{\circ}\text{F}$ (Tabla 4 del apéndice), $v_f = 0.01087\text{ pie}^3/\text{lb}$, $v_g = 2.1011\text{ pie}^3/\text{lb}$, $s_f = 0.01319\text{ Btu}/\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}$, $s_g = 0.1702\text{ Btu}/\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}$ y, $x = 0.41$ para el punto B -- (Fig. 4.1) se calculan las propiedades (volumen específico, - entropía), utilizando las ecuaciones 4-3 y 4-4:

$$v_B = (0.59)(0.01087) + (0.41)(2.1011) = 0.8678\text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$s_B = (0.59)(0.01319) + (0.41)(0.1702) = 0.0775\text{ Btu}/\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}$$

- Proceso de vaporización

Este proceso sucede a temperatura y presión constante, - del punto B al punto C. La característica que distingue al - punto B del punto C, es que la entalpía aumenta en este último punto, por lo que el refrigerante es un vapor saturado y - no una mezcla líquido-vapor como en el punto B.

Las propiedades correspondientes al punto C, pueden leerse directamente de la Tabla 4 del apéndice, con la temperatura de evaporación como dato de acceso:

$$T_C = -13\text{ }^{\circ}\text{F}; P_C = 17.939\text{ psia} \quad h_C = 75.871\text{ Btu}/\text{lb}$$

$$v_C = 2.1011\text{ pie}^3/\text{lb} \quad s_C = 0.1702\text{ Btu}/\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}$$

El efecto refrigerante, que es el trabajo hecho por cada unidad de masa de refrigerante cuando viaja por el evaporador, se refleja en la cantidad de calor que extrae de la carga de refrigeración.

Esta cantidad de calor puede determinarse, substituyendo las entalpías correspondientes en la ecuación 2-6:

$$q_e = 75.871 - 34.517 = 41.354 \text{ Btu/lb}$$

- Proceso de compresión

Este proceso ocurre a entropía constante del punto C al punto D y el refrigerante en este último punto es un vapor - sobrecalentado.

Las respectivas propiedades del punto D, pueden aproximarse en la intersección de la línea de entropía constante -- desde el punto C y la línea de presión constante, correspondiente al punto A (ver Fig. 4.1), teniéndose así:

$$s_D = 0.1702 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}; \quad T_D = 135 \text{ }^\circ\text{F} \quad h_D = 93.0 \text{ Btu/lb}$$

$$P_D = 159.36 \text{ psia} \quad v_D = 0.2720 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

El calor de compresión, que es el calor agregado al refrigerante como resultado de la energía de trabajo utilizada por el compresor, puede determinarse de la diferencia de entalpías de los puntos D y C, usando la ecuación 2-7:

$$q_w = 93.0 - 75.871 = 17.129 \text{ Btu/lb}$$

- Proceso de condensación

El proceso está compuesto de dos trayectorias, la primera del punto D al punto E, donde el refrigerante cambia de vapor sobrecalentado a vapor saturado y la segunda del punto E al punto A donde el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado, concluyendo así un ciclo.

Las propiedades correspondientes al punto E se leen en la Tabla 4 del apéndice, utilizando la presión de condensación como dato de entrada:

$$P_E = 159.36 \text{ psia}; \quad T_E = 114 \text{ }^\circ\text{F} \quad h_E = 88.156 \text{ Btu/lb}$$

$$v_E = 0.2532 \text{ pie}^3/\text{lb} \quad s_E = 0.1626 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$$

Como dato adicional, el calor cedido por el refrigerante en el evaporador (calor de rechazo) puede determinarse mediante la ecuación 2-10, substituyendo las entalpías del punto D y el punto A:

$$q_c = 93.0 - 34.517 = 58.483 \text{ Btu/lb}$$

4.5 Selección del compresor. Los compresores de vapor - usados en refrigeración son principalmente de tres tipos: - - (1) reciprocantes, (2) rotatorios, y (3) centrifugos. De los tres, el compresor reciprocante es uno de los más utilizados para diversas aplicaciones.

La evaluación matemática de todos los factores que afectan el funcionamiento del compresor, no resulta práctica. Por lo tanto, la capacidad del compresor y sus requerimientos de potencia son determinados exactamente, mediante la prueba - - real del compresor y estos datos son listados en tablas que - el fabricante elabora para sus diferentes modelos. La Tabla 5 del apéndice se refiere a la clasificación de compresores, suministrada por el fabricante (Gilvert Copeland) para utilizarse en la selección del compresor, considerando los siguientes datos:

1. La carga de refrigeración

$$Q_{CR} = 26625.6 \text{ Btu/hr} \quad (6709.6 \text{ Kcal/hr})$$

2. La temperatura de evaporación $-13 \text{ }^\circ\text{F}$ ($-25 \text{ }^\circ\text{C}$)

3. La temperatura de condensación $114 \text{ }^\circ\text{F}$ ($45.6 \text{ }^\circ\text{C}$)

Con la temperatura de evaporación como dato de entrada a la Tabla 5 del apéndice, es localizado un compresor que utilice R-12 y tenga una capacidad refrigerante que cubra la carga de refrigeración, correspondiendo así a un modelo 10S1.

La capacidad refrigerante de los compresores debe modificarse mediante un factor de corrección dado por el fabricante,

para temperaturas de condensación diferentes a la utilizada - en la elaboración de la tabla (113 °F), pero como la temperatura de condensación del sistema por diseñar (114 °F) es muy cercana a la de la tabla, no es necesario modificar la capacidad refrigerante.

Cabe señalar que la capacidad refrigerante indicada para el compresor 10S1, es la utilizada posteriormente para seleccionar los demás componentes del sistema, por lo que la capacidad refrigerante del sistema es:

$$Q_e = 27988 \text{ Btu/hr} \quad (7053 \text{ Kcal/hr})$$

El flujo másico de refrigerante necesario para obtener - esta capacidad refrigerante, puede determinarse despejando -- (m) de la ecuación 2-12, y utilizando el efecto refrigerante $q_e = 41.354 \text{ Btu/lb}$, calculado en el análisis del ciclo:

$$m = \frac{27988 \text{ Btu/hr}}{41.354 \text{ Btu/lb}} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} = 11.28 \text{ lb/min}$$

Si el compresor, a causa de su diseño o velocidad es incapaz de mover esta masa, algo de vapor refrigerante permanece en el evaporador. Esto a su vez, provoca un incremento en la presión en el interior del mismo, acompañado de un incremento en temperatura y un decrecimiento en el trabajo realizado por el refrigerante, así, las condiciones de diseño dentro del espacio refrigerado no pueden mantenerse.

Un compresor que es demasiado grande desaloja el refrigerante del evaporador muy rápidamente, causando una disminución anormal de temperatura dentro del evaporador, de tal manera que las condiciones de diseño tampoco pueden mantenerse en esta situación.

Para mantener las condiciones de diseño dentro del sistema de refrigeración, debe existir balance entre los requisitos del evaporador y la capacidad del compresor. Este balance depende del desplazamiento del compresor y también de su -

eficiencia volumétrica.

El desplazamiento de un compresor depende del número de cilindros, su diámetro y carrera, y de la velocidad a la que opera, siendo este último el factor de más importancia para procurar el balance entre el compresor y el evaporador. La siguiente expresión, es para determinar el desplazamiento de un compresor recíprocante:

$$V_c = \frac{(0.7854 D^2) (L) (N) (n)}{1728} \quad (4-5)$$

donde: V_c = desplazamiento del compresor (pie^3/min)
 D = diámetro del cilindro (plg)
 L = carrera del pistón (plg)
 N = velocidad del compresor (rpm)
 n = número de cilindros

La eficiencia volumétrica del compresor, puede expresarse matemáticamente mediante la siguiente expresión:

$$E_v = \frac{V_r}{V_c} \times 100 \quad (4-6)$$

donde: E_v = eficiencia volumétrica (%)
 V_r = volúmen real del vapor refrigerante comprimido (pie^3/min)
 V_c = desplazamiento del compresor - (pie^3/min)

Si las válvulas asientan adecuadamente, el factor más importante que afecta la eficiencia volumétrica del compresor es el volúmen del espacio libre.

Una vez completada la carrera de compresión todavía queda cierto espacio libre que es necesario para que el pistón no golpee contra el plato de válvulas. Existe además otro espacio en los orificios de las válvulas de descarga, puesto que -

éstos se encuentran en la parte superior del plato. Este espacio residual que no es desalojado por el pistón al fin de su carrera se denomina volumen de espacio libre y permanece lleno con vapor refrigerante comprimido y caliente al final de la carrera de compresión.

Cuando el pistón inicia el descenso en la carrera de succión, se expande el vapor residual de elevada presión y se reduce su presión. En el cilindro no puede penetrar vapor de la línea de succión hasta que la presión en él se reduzca a un valor menor que el de la línea de succión.

Así pues, el inicio de la carrera de succión se pierde en cuanto a capacidad, ya que a medida que se aumenta la relación de compresión (Fig. 4.2), un mayor porcentaje de la carrera de succión es ocupada por el vapor residual.

Por otra parte, el volumen de vapor generado en el evaporador se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$V_e = (m) (v) \quad (4-7)$$

donde: V_e = volumen de vapor generado en el evaporador (pie^3/min)

m = flujo másico de refrigerante -- (lb/min).

v = volumen específico del vapor a la temperatura de saturación -- (punto C) (pie^3/lb)

Y que como se mencionó anteriormente debe existir un balance entre el evaporador y el compresor, por lo tanto:

$$V_e = V_r \quad (4-8)$$

Considerando los aspectos anteriores se procede a calcular primeramente, el volumen de vapor generado en el evaporador, con el flujo másico ya calculado y el volumen específico

correspondiente al punto C, utilizando la ecuación 4-7:

$$V_e = (11.28 \text{ lb/min}) (2.1011 \text{ pie}^3/\text{lb}) = 23.7 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Utilizando la igualdad 4-8:

$$V_r = 23.7 \text{ pie}^3/\text{min}$$

En el cálculo del desplazamiento del compresor, es necesario determinar de la Fig. 4,2 la eficiencia volumétrica para una relación de compresión igual a:

$$\frac{159.36}{17.939} = 8.88$$

correspondiendo a este valor la siguiente eficiencia volumétrica:

$$E_v = 66.5 \%$$

Despejando de la ecuación 4-6 V_c y substituyendo los valores de E_v , V_r :

$$V_c = \frac{23.7}{66.5} \times 100 = 35.63 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Con el desplazamiento del compresor y las especificaciones dadas en la Tabla 5 del apéndice para el compresor 10S1, se calcula la velocidad del compresor despejando (N) de la ecuación 4-5:

Especificaciones:

$$D = 2 \frac{7}{16} \text{ plg}$$

$$L = 2 \frac{1}{2} \text{ plg}$$

$$n = 3 \text{ cilindros}$$

$$N = \frac{1728 V_c}{(0.7854 D^2) (L) (n)}$$

$$N = \frac{1728 (35.63)}{(0.7854 (2.4375)^2) (2.5) (3)} = 1759 \approx 1800 \text{ rpm}$$

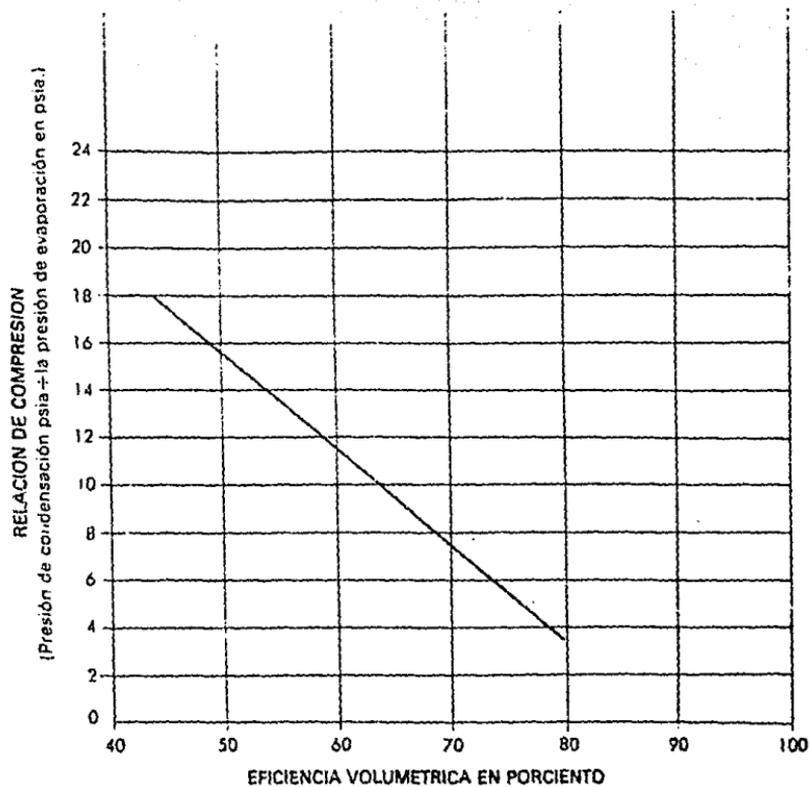


Fig. 4.2 Curva típica de eficiencia de un compresor de baja temperatura de una sola etapa.

Por lo tanto el compresor debe operar a 1800 rpm para -- mantener el balance entre éste y los requerimientos del evaporador.

4.6 Selección del condensador. Básicamente, el condensador es una unidad de intercambio de calor en donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de vaporización, más la energía equivalente del trabajo de compresión es cedido al medio de condensación. Conforme el calor es cedido por el vapor de elevada presión y temperatura, su temperatura desciende al punto de saturación y el vapor condensa convirtiéndose en líquido, de aquí el nombre de condensador.

Los condensadores son en general de tres tipos: (1) Enfriados por aire, (2) Enfriados por agua y (3) Evaporativos.

Los condensadores enfriados por aire, emplean el aire como medio de condensación, mientras que los enfriados por agua utilizan ésta para condensar el refrigerante. Los condensadores evaporativos emplean simultáneamente el aire y el agua como medio de condensación.

De estos tres tipos de condensador, se elige el enfriado por aire pues es el más adecuado para aplicarse en transportación frigorífica, ya que su instalación es sencilla, requiere un mínimo mantenimiento y no tiene problemas de funcionamiento en climas con temperaturas ambiente bajas como es el caso de los condensadores que utilizan agua como medio de condensación.

La capacidad de un condensador para ceder calor se denomina también capacidad total de calor rechazado, y ésta se -- puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$Q_C = (m) (q_c) \quad (4-9)$$

donde: Q_C = capacidad total de calor rechazado
(Btu/min)

m = flujo másico de refrigerante
(lb/min)

q_c = calor de rechazo (Btu/lb)

En la selección del condensador es necesaria esta capacidad total de calor rechazado y el D.T. de condensación. El fabricante de condensadores (Frigotherm McQuay) tabula estas dos características en tablas de selección para sus diferentes modelos (ver Tabla 6a del apéndice).

El D.T. de condensación, elegido previamente es de 18 °F (10 °C), mientras que la capacidad total de calor rechazado se calcula substituyendo los valores de m y q_c determinados anteriormente, en la ecuación 4-9:

$$Q_c = (11.28) (58.483) = 659.688 \text{ Btu/min}$$

$$Q_c = 659.688 \frac{\text{Btu}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} = 39581.29 \text{ Btu/hr} \quad (9974 \text{ Kcal/hr})$$

Utilizando el D.T. de condensación como dato de acceso a la Tabla 6a del apéndice se elige un modelo que cubra la capacidad antes calculada, correspondiendo así, a un modelo CRA-006 con una capacidad nominal igual a 51587.3 Btu/hr (13000 Kcal/hr). Esta capacidad nominal debe multiplicarse por el factor de corrección para el refrigerante utilizado, siendo igual a 0.95 para el R-12 (dado en la Tabla 6a del apéndice) y por el factor de corrección por elevación igual a 0.873 considerando una altura máxima sobre el nivel del mar de 2135 m. (Tabla 6b del apéndice) para cumplir con el criterio de confiabilidad de operación. Quedando de esta manera, la siguiente capacidad total de calor rechazado para el modelo CRA-006:

$$(51587.3) (0.95) (0.873) = \underline{42783.9 \text{ Btu/hr}} \quad \underline{(10781.5 \text{ Kcal/hr})}$$

Por lo tanto, se selecciona definitivamente el condensador modelo CRA-006 por cubrir con la capacidad total de calor rechazado requerida por el sistema de refrigeración.

Las dimensiones correspondientes a este condensador son las siguientes: 34 plg. (86.4 cm.) de largo, 30 plg. (76.2 cm.)

de ancho y 5 plg. (12.7 cm.) de espesor. La conexión de gas tiene un diámetro de 7/8 plg. (22.2 mm.) y la conexión de líquido tiene un diámetro de 5/8 plg. (15.8 mm.). Para la circulación forzada del aire a través del condensador, el fabricante recomienda un ventilador de 20 plg. (50.8 cm.) de diámetro y que para accionarlo requiere una potencia de 3/4 H.P. - a 1100 rpm.

4.7 Selección del evaporador. El evaporador es el componente del lado de baja presión del sistema de refrigeración en donde el refrigerante hierve o se vaporiza, absorbiendo el calor del espacio de refrigeración a medida que se convierte en vapor. Lográndose con ello el objetivo del sistema de refrigeración.

Los tres tipos principales de evaporador de acuerdo a su construcción son: (1) evaporador de tubo desnudo, (2) evaporador de placa, y (3) evaporador de tubo aleteado.

Los evaporadores de tubo desnudo y de placa son clasificados como evaporadores de superficie primaria, por estar ésta en contacto con el refrigerante vaporizando en el interior del conducto. Con el evaporador aleteado, los tubos que transportan el refrigerante son la única superficie primaria. Las aletas no están llenas con refrigerante y, por eso, son superficies secundarias de transferencia de calor, con la función de recoger calor del aire circundante y conducirlo a los tubos que transportan el refrigerante.

El evaporador de tubo desnudo es usualmente contruido de tubería de acero o tubería de cobre. La tubería de acero es utilizada para evaporadores largos y para evaporadores en sistemas de refrigeración que usan amoníaco, mientras que la tubería de cobre es utilizada en la manufactura de evaporadores para sistemas de refrigeración de pequeña capacidad. Las formas comunes de evaporadores de tubo desnudo son en zigzag, ovales y espirales, frecuentemente empleado este último para

enfriamiento de líquidos.

El evaporador de placa está constituido de una tubería - que transporta el refrigerante entre dos láminas de metal que son soldadas en los extremos. Para proveer de un buen contacto térmico entre las láminas y la tubería del refrigerante, - el espacio que queda vacío entre las láminas es llenado con - una solución eutéctica. Este tipo de evaporador es ampliamente usado en pequeños refrigeradores, congeladores, y también se arman en grupos o bancos para instalarse en cuartos de almacenamiento a baja temperatura.

En el evaporador de tubo desnudo, una película de aire - se adhiere a la superficie exterior actuando como un aislador y disminuyendo el proceso de transferencia de calor, que depende principalmente del área superficial y del diferencial - de temperatura. Un método usado para compensar las pérdidas de conducción debidas a la película de aire es incrementando el área superficial. Esto puede obtenerse por medio de la -- adición de aletas al tubo desnudo, dando lugar así al evaporador aleteado. La adición de aletas no elimina la película de aire pero suministra más área a la que la película de aire se adhiere; proporciona más área superficial a la transferencia de calor, sin incrementar el tamaño del evaporador. Si se -- provoca una circulación del aire a través del evaporador aleteado mediante un ventilador, disminuyen aún más las pérdidas de transferencia de calor causadas por la película de aire.

A esta última disposición se le conoce como evaporador - de convección forzada, y por las características antes mencionadas es el más apropiado para mantener una correcta distribución de la temperatura en el interior del remolque frigorífico.

Por lo tanto, se elige este tipo de evaporador de convección forzada para formar parte del sistema de refrigeración - del equipo monobloque.

Para la selección del evaporador mediante el uso de las

tablas del fabricante son necesarios los siguientes datos:

- 1) La capacidad refrigerante del sistema
- 2) El D.T. de evaporación, y
- 3) La temperatura de evaporación.

Pero los evaporadores fabricados comercialmente en el país, para la capacidad refrigerante requerida por el sistema tienen una longitud que no cumple con la restricción fijada previamente, referente a las dimensiones del evaporador.

Por consiguiente, existe la alternativa de que el evaporador sea fabricado sobre pedido cumpliendo con la restricción de las dimensiones, por la compañía manufacturera de evaporadores Mexam Internacional S.A. de C.V. Las especificaciones que se le deben indicar al fabricante son ^{2/}; la capacidad refrigerante del sistema que es de 27988 Btu/hr (7053 - - Kcal/hr), el D.T. de evaporación de 8 °F, la temperatura de evaporación de -13 °F (necesaria para determinar el límite del espaciamiento entre aletas), y las dimensiones exteriores del serpentín evaporador que no deben exceder de 37 plg. (94 cm.) de largo y 28 plg. (71 cm.) de altura. Para la capacidad antes señalada, la conexión de líquido debe tener un diámetro de 1/2 plg. (12.7 mm.) y la conexión de succión debe tener un diámetro de 1 5/8 plg. (41.2 mm.).

Por último, es necesario indicar al fabricante que el evaporador sea construido, considerando el empleo de un ventilador igual al utilizado en el condensador, de 20 plg (50.8 - cm.) de diámetro requiriendo una potencia de 3/4 H.P. a 1100 rpm, para la circulación forzada de 3425.0 pie³/min. (97 m³/min.) de aire a través del serpentín evaporador.

4.8 Selección del dispositivo de control de flujo del refrigerante. En el sistema de refrigeración, un componente

^{2/} Consulta personal con el Ing. Abel Vergara del Depto. de Ingeniería de Producción de Mexam Internacional S.A. de C.V.

indispensable es el dispositivo de control de flujo, o aparato de medición del refrigerante. Los principales objetivos de este dispositivo son:

- a) Permitir el flujo de refrigerante al evaporador a la proporción necesaria para remover el calor de la carga de refrigeración.
- b) Mantener el diferencial de presión apropiado entre los lados de alta y baja en el sistema de refrigeración.

Existen cinco tipos principales de dispositivos de control de flujo del refrigerante, utilizados en diferentes aplicaciones de la refrigeración:

- 1) Válvula de expansión automática.
- 2) Válvula de expansión termostática
- 3) Tubo capilar
- 4) Flotador en el lado de baja
- 5) Flotador en el lado de alta

La válvula de expansión automática mantiene una presión constante en el serpentín evaporador, mientras el compresor está en funcionamiento. En esta válvula de expansión de presión constante, con diafragma, la presión en el evaporador efectúa el movimiento del diafragma, al que está sujeto el conjunto de la aguja. La condición de estabilidad en el flujo de refrigerante y evaporación es necesaria para el buen funcionamiento de la válvula de expansión de presión constante. Su aplicación se limita a condiciones de cargas aproximadamente constantes en el evaporador.

La válvula de expansión termostática puede ser del tipo de muelle o del tipo de diafragma. Ambas están equipadas con un tubo capilar y un bulbo sensor, que transmiten a la válvula la relación de presión de la temperatura del vapor en la salida del evaporador donde el sensor está localizado. El principal objetivo de la válvula de expansión termostática, -

es mantener un abundante suministro de refrigerante en el evaporador sin permitir que el líquido refrigerante pase a la línea de succión y al compresor. La operación de una válvula de expansión termostática depende del vapor sobrecalentado al salir del evaporador, ya que una parte del evaporador es utilizada para sobrecalentar el vapor de 5 °F en refrigeración a 10 °F en aire acondicionado, sobre la temperatura correspondiente a la presión de evaporación. Es ampliamente utilizada en instalaciones donde las cargas de refrigeración no permanecen constantes.

El tubo capilar es la forma más sencilla del dispositivo de control y generalmente es el menos costoso. No existen partes móviles que sufran desgaste o requieran reemplazo, pues es un tubo de pequeño diámetro, de longitud necesaria para la carga de refrigeración que debe manejar. Este tipo de dispositivo de control se utiliza generalmente en equipo pequeño con cargas casi constantes tales como refrigeradores y congeladores de comida doméstica, acondicionadores de aire pequeños y acondicionadores de aire tipo paquete. Las desventajas de este control son que está expuesto a taparse, requiere una carga exacta de refrigerante y no es sensible a los cambios de carga como otros dispositivos de control.

Otro tipo de dispositivo de control de refrigerante es el mecanismo de flotador. El flotador se fabrica de metal que no reaccione con el refrigerante utilizado en el sistema. Este flotador tiene forma de una bola que asciende o desciende dentro de la cámara del flotador, con el nivel del refrigerante. Se conecta con un brazo y acople a la válvula de aguja, que abre o cierra contra un asiento, permitiendo o impidiendo el flujo de refrigerante a la cámara. Dependiendo de la localización de este dispositivo puede llamarse flotador en el lado de alta o flotador en el lado de baja.

Con base en la información anterior, se elige la válvula de expansión termostática, como el dispositivo de control de flujo del refrigerante del sistema de refrigeración del equi-

po monobloque, por tener la ventaja sobre la válvula de expansión automática y el tubo capilar, de poder manejar condiciones de carga más ampliamente fluctuantes. Puesto que el equipo monobloque se somete a los efectos de las vibraciones del camino, el dispositivo de control de flujo mediante el mecanismo de flotador no es conveniente para esta aplicación.

La válvula de expansión termostática, tiene un orificio que controla el flujo de refrigerante en el evaporador, regulándose este flujo, según sea necesario, mediante un vástago y asiento de tipo aguja que varía la abertura del orificio. - La aguja está controlada por un diafragma sujeto a tres fuerzas, que son: la resultante de la presión del evaporador que es ejercida debajo del diafragma y tiende a cerrar la válvula, la fuerza de un resorte de sobrecalentamiento que es también ejercida debajo del diafragma en la dirección del cierre y opuesta a estas dos fuerzas se encuentra la resultante de la presión ejercida por la carga del bulbo sensor que está sujetado al tubo de succión a la salida del evaporador.

Dependiendo de la localización de la toma de presión del evaporador, la válvula de expansión termostática se clasifica de dos maneras:

Con igualador interno (Fig. 4.3) en la que la presión -- del evaporador se admite en el fondo del diafragma a través - de una compuerta interna en la válvula.

Con igualador externo (Fig. 4.4) que obtiene la presión del evaporador bajo el diafragma al final del serpentín, cerca del bulbo sensor.

El primer tipo de válvula se utiliza para evaporadores - con caídas de presión mínimas (abajo de 0.5 psi), y el otro - tipo de válvula se utiliza para evaporadores con caídas de -- presión considerables (arriba de 0,5 psi) que afectan el correcto funcionamiento de una válvula sin igualador externo, - provocando así, una mala alimentación de refrigerante al evaporador.

Fig. 4.3 V.E.T. con igualador interno.

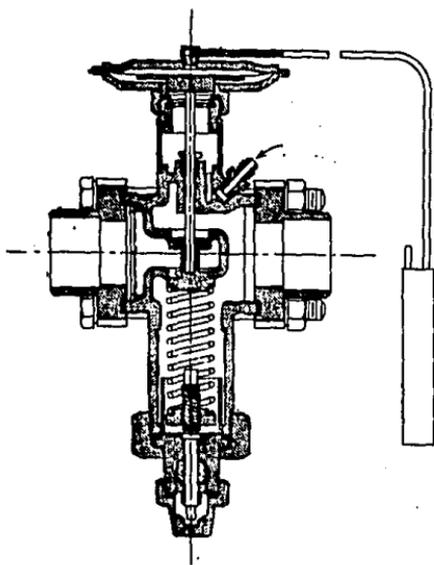
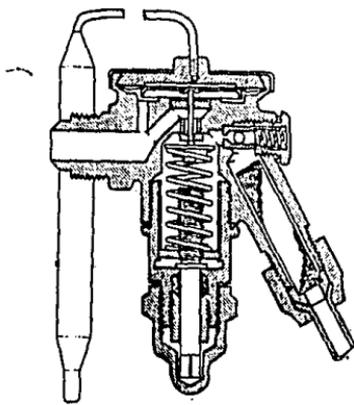


Fig. 4.4 V.E.T. con igualador externo.

Por consiguiente, para compensar las posibles caídas de presión que se presenten en el evaporador anteriormente detallado (punto 4.7), se selecciona una válvula de expansión termostática con igualador externo, de las tablas de selección del fabricante RIMSA-Saginomiya con los siguientes datos:

1. La capacidad refrigerante del sistema en Toneladas de refrigeración ^{3/}.

2.33 Tons (7053 Kcal/hr)

2. El refrigerante utilizado en el sistema

R-12

3. La aplicación específica de la válvula

Refrigeración a baja temperatura

Se localiza en la tabla 7 del apéndice, la columna referente a R-12 y se busca sobre ésta un modelo de válvula que cubra la capacidad refrigerante del sistema, correspondiendo así, a una válvula BHX-45030 BRS con una capacidad de 3 Tons, manteniendo de esta forma un margen de seguridad. A continuación se listan las especificaciones de esta válvula de expansión

^{3/} La Tonelada de refrigeración puede definirse como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada -- (2000 lb) de hielo sólido en 24 hr; 1 Ton = 3024 Kcal/hr.

sión termostática con igualador externo: conexiones tipo Flare de 1/2 plg. (12.7 mm.) a la entrada y 5/8 plg. (15.8 mm.) a la salida, la carga del bulbo sensor denominada (por el fabricante) especial para todo propósito, combina las mejores propiedades de las cargas de líquido y gas. Esta carga especial facilita un control exacto aún si el cuerpo de la válvula se torna más frío que el bulbo sensor, evitando así la condensación de la carga en la cabeza de la válvula, y por consecuencia la pérdida del control.

4.9 Ciclo de deshielo. Como el hielo y la escarcha se acumulan continuamente en los serpentines evaporadores que funcionan por debajo de la temperatura de congelación del agua, el flujo de aire a través del serpentín queda eventualmente bloqueado, a menos que se elimine el hielo. Por lo tanto, para permitir un funcionamiento continuo del sistema de refrigeración a temperaturas bajas, es necesario un deshielo periódico.

Los métodos de deshielo que utilizan fuente suplementaria de calor son por: salmuera, agua tibia, resistencias eléctricas y gas caliente.

De estos cuatro métodos, el más adecuado para aplicarse en transportación frigorífica es el de gas caliente, pues la fuente suplementaria de calor para el deshielo es tomada por medio de una derivación de la descarga del compresor del sistema de refrigeración y no requiere de diseños especiales de serpentines evaporadores con instalaciones para el agua tibia, salmuera, o resistencias eléctricas.

El principio de operación del deshielo por gas caliente es entonces, la utilización de la descarga de gas caliente -- del compresor, como medio para descongelar el serpentín evaporador. El diagrama de flujo del ciclo de deshielo se muestra en la Fig. 4.5. Una línea de derivación se instala entre la línea de gas caliente y la línea de refrigerante que entra al serpentín evaporador después del control de flujo. La válvula-

Ciclo de refrigeración
SG desenergizada

Ciclo de deshielo
SG energizada

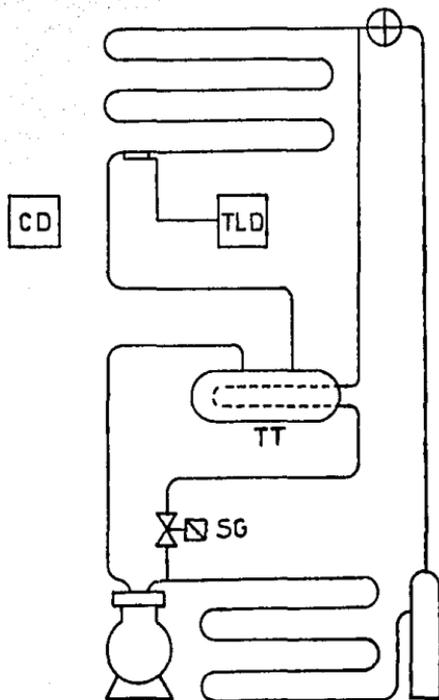


Fig. 4.5 Diagrama de flujo del ciclo de deshielo.

la instalada en esta línea es operada por un solenoide y es del tipo normalmente cerrada. Al energizar la válvula solenoide de gas caliente, éste pasa hacia la trampa Thermex. Después de salir de la trampa, el gas a alta presión entra al serpentín del evaporador, derritiendo el hielo acumulado en las aletas de éste. Cuando el gas refrigerante cede su calor, cierta cantidad se condensa a líquido. El refrigerante succionado pasa a través de la trampa Thermex en su regreso al compresor; el contenido de calor del gas caliente proveniente del compresor es utilizado para la reevaporación del líquido refrigerante que es depositado en la trampa Thermex.

Este sistema de reevaporación del líquido refrigerante por medio de gas caliente en la trampa Thermex permite un deshielo rápido y eficiente y no permite que llegue líquido refrigerante al compresor.

El arranque y paro del ciclo de deshielo, utiliza una combinación de tiempo y temperatura. El mecanismo de un reloj (control de deshielo) se calibra para energizar la válvula solenoide y permitir el flujo de refrigerante cada ciertos intervalos predeterminados. Sin embargo, si la temperatura del serpentín evaporador está por encima de los 32 °F, el ciclo de deshielo no arranca. El reloj continúa a través de todo su ciclo y al siguiente punto predeterminado, la temperatura es verificada de nuevo y el ciclo de deshielo arranca solamente si las condiciones de temperatura en el serpentín evaporador son lo suficientemente bajas como para que se forme hielo. Cuando el serpentín evaporador está completamente descongelado, la temperatura comienza a aumentar. Este cambio de temperatura es detectado por el bulbo del termostato límite de deshielo que desenergiza la válvula solenoide de gas caliente, terminando así el ciclo de deshielo.

En la Fig. 4.6 se muestra el diagrama de alambrado del control de deshielo. Basándose en este diagrama, se describen a continuación las etapas de operación normal (ciclo de -

Control de Deshielo

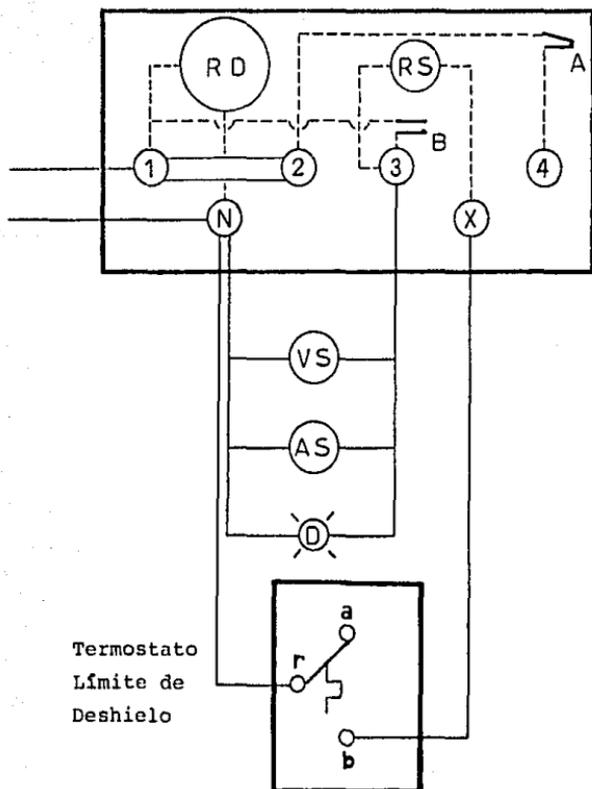


Fig. 4.6 Diagrama de alambrado del control de deshielo del sistema de refrigeración.

refrigeración), ciclo de deshielo y terminación del ciclo de deshielo.

Ciclo de refrigeración: Mientras el ciclo de refrigeración esté en operación, el contacto "B" del control de deshielo está abierto y la válvula solenoide de deshielo cerrada, el contacto "A" que para esta aplicación no es de utilidad, está cerrado. En el termostato límite de deshielo, el interruptor está en la posición "a". Los ciclos del compresor se realizan mediante el termostato del espacio de refrigeración.

Ciclo de deshielo: Una vez que inicia el período de descongelación, el perno del reloj abre el contacto "A" y cierra el contacto "B" energizando la válvula solenoide de deshielo.

Terminación del ciclo de deshielo: Cuando el serpentín - evaporador está completamente descongelado, la elevación en la temperatura de succión causa que en el termostato límite de deshielo el interruptor pase a la posición "b". Esto energiza el reloj, el solenoide del reloj cierra la válvula solenoide de deshielo abriendo el contacto "B" y cerrando el contacto "A", que como se mencionó anteriormente este último no es de utilidad para la aplicación en transportes frigoríficos. Al abrirse el contacto "B" se reinicia el ciclo de refrigeración. Cuando la temperatura de succión disminuye, provoca -- que en el termostato límite de deshielo el interruptor retorne a su posición "a".

Por último cabe señalar, que se conecta en paralelo con la válvula solenoide un actuador del tipo solenoide y un piloto.

El actuador del tipo solenoide tiene como función, cerrar la compuerta de tiro colocada en el gabinete del evaporador para evitar la salida del aire caliente proveniente del serpentín evaporador, ya que el ventilador continúa en movimiento durante el ciclo de deshielo por estar conectado al sistema de transmisión del grupo de potencia.

El piloto tiene como finalidad, indicar que el ciclo de deshielo está efectuándose.

4.10 Selección del grupo de potencia. El grupo de potencia es el conjunto de componentes necesarios para el accionamiento del compresor. De esta manera, se requieren dos sistemas principales en que se agrupan los componentes, que son: - el sistema motriz y el sistema de transmisión.

El sistema motriz se compone de dos motores, el principal y el auxiliar. El motor principal, es un motor diesel -- que acciona el compresor cuando el remolque frigorífico se encuentra en movimiento; y el motor auxiliar, es un motor eléctrico que acciona el compresor cuando el remolque frigorífico está estacionado, para la carga y descarga o en los descansos del operador del tractor, manteniendo de esta forma el combustible del motor principal únicamente para los recorridos.

El sistema de transmisión, lo componen un electroembrague, un cople flexible y una transmisión por bandas.

Por otra parte, como se mencionó al inicio de este capítulo, se asume la confiabilidad de operación como el criterio de mayor importancia para el diseño del equipo. Por lo tanto, para la selección de los componentes del grupo de potencia, - particularmente del sistema motriz, se debe considerar la máxima altitud sobre el nivel del mar y la máxima temperatura ambiente, presentes en el territorio nacional.

Otro aspecto importante en la selección de los componentes son las restricciones, fijadas previamente al inicio de este capítulo.

Así con base en lo anterior, los dos siguientes puntos - tratan con la selección de los componentes del sistema motriz y del sistema de transmisión.

4.10.1 Sistema motriz. Para accionar el compresor se deben de cubrir dos requerimientos importantes que son: la po--

tencia y la velocidad.

La potencia requerida por el compresor Gilvert Copeland modelo 10S1 (ver tabla 5 del apéndice), para acoplamiento directo al motor es de 7.5 H.P. y para transmisión de poleas y bandas es de 10 H.P.

La velocidad a la que se debe accionar el compresor es de 1800 rpm, que como se mencionó anteriormente (punto 4.5) es el factor de más importancia para procurar el balance entre el compresor y el evaporador.

Los componentes del sistema motriz además de accionar el compresor, deben de mover los ventiladores del condensador y del evaporador, requiriéndose para ello una potencia adicional de 1.5 H.P.

- Selección del motor diesel

El motor diesel (principal) debido a las restricciones de espacio se acopla directamente al compresor. Con este tipo de transmisión, para accionar el compresor se deben suministrar 7.5 H.P. A este último valor hay que agregarle 1.5 H.P. para accionar los ventiladores, requiriéndose entonces una potencia mínima de salida del motor de 9 H.P. a una velocidad de 1800 rpm igual a la del compresor. Con los dos datos anteriores, la temperatura ambiente de diseño de 96 °F (35.6 °C) y la máxima altitud sobre el nivel del mar en el territorio nacional de 8777 pies (2675 m.), se puede seleccionar el motor.

La compañía Volvo Penta, fabrica en el país dos modelos de motores diesel, el D6C y el D17C de uno y tres cilindros respectivamente.

El fabricante especifica una potencia neta de 5.5 H.P. para el modelo D6C y de 18.7 H.P. para el modelo D17C, ambos a una altitud sobre el nivel del mar de 7218 pies (2200 m.), una temperatura ambiente de 85 °F (29.4 °C), y una velocidad de 1800 rpm.

De estos dos motores, se selecciona el modelo D17C pues cubre la potencia requerida por el compresor y los ventiladores, y permite un margen de seguridad ante una posible reducción de potencia, en caso de que se presenten la temperatura ambiente de diseño y la máxima altitud sobre el nivel del mar.

A continuación se listan las especificaciones del motor diesel industrial modelo D17C:

Rotación contraria a las manecillas del reloj visto desde la toma de fuerza principal.

3 cilindros con un desplazamiento de 102.5 plg³
(1.68 lts.)

Aspiración natural.

Peso neto seco aproximado con equipo básico 660 lb.
(300 Kg).

El equipo básico de este motor es:

Sistema de lubricación de cárter húmedo con bomba de engranes, filtro de flujo completo con elemento reemplazable.

Sistema de enfriamiento presurizado y controlado termotáticamente y bomba centrífuga de circulación movida por bandas.

Sistema de admisión de aire con filtros de aire tipo baño de aceite.

Sistema de combustible con bomba de inyección Bosch tipo émbolo, inyectores, filtro primario con trampa de agua y filtro secundario de flujo completo con elemento reemplazable.

Sistema eléctrico de 12 V.C.D. con marcha, alternador, regulador y tablero de instrumentos incluyendo tacómetro, termómetro indicador de carga de batería, indicador de baja presión de aceite e interruptor de llave.

Y del equipo opcional que ofrece el fabricante, este motor se debe ordenar con radiador y ventilador. Cabe señalar que la longitud de este motor incluyendo el radiador es de 31.7 plg. (0.80 m.) por lo que ocupa la mitad de la longitud fijada previamente en las restricciones.

- Selección del motor eléctrico.

El motor eléctrico (auxiliar) acciona el compresor mediante una transmisión de poleas y bandas. Con este tipo de transmisión el motor debe suministrar 10 H.P. al compresor, pero además son necesarios 1.5 H.P. para accionar los ventiladores, por lo tanto la potencia mínima de salida del motor debe tener un valor de 11.5 H.P.

Al seleccionar el motor que proporcione esta potencia, es recomendable procurar un margen de seguridad, ya que a menudo se presentan pequeñas sobrecargas difíciles de calcular, que pueden provocar que el devanado del motor se quemara por sobrecalentamiento. Por otro lado, no es recomendable seleccionar un motor excesivamente grande, pues tiene un alto precio de compra y la corriente que es proporcional al tamaño del motor, es innecesariamente alta.

Teniendo en consideración las recomendaciones anteriores, se procede a seleccionar el motor eléctrico de los diversos fabricantes que existen en el mercado nacional, optándose por la compañía ASEA, S.A. de C.V. pues sus motores son fabricados con una aleación de aluminio que proporciona las siguientes ventajas al aplicarse en transportación frigorífica:

- Menor peso que los motores de fundición de hierro.
- Igual resistencia al impacto que el hierro nodular.
- Resistencia a la corrosión.

Por consiguiente, de las tablas de características del producto (que no se incluyen en este trabajo por ser bastante extensas) de la compañía ASEA, se selecciona el motor tipo MBT-254T con una potencia nominal de 15 H.P. a 6562 pies - -

(2000 m.) de altura y 104 °F (40°C) de temperatura ambiente. Para las condiciones ambientales de diseño (temperatura y altitud), se corrige la potencia de salida con un factor igual a 0.98, dado por el fabricante, quedando entonces un valor de 14.7 H.P., permitiendo así el margen de seguridad antes mencionado.

A continuación se indican las características del motor tipo MBT-254T:

220 Volts, 3 fases, 60 Hz.

Corriente de arranque: 232 Amp. y Corriente a plena carga: 40 Amp.

4 polos, velocidad a plena carga de trabajo 1740 rpm.

Par de arranque: 89 lb-pie (12.4 Kg-m) y Par a plena carga: 44.8 lb-pie (6.2 Kg-m).

Peso neto-aproximado del motor: 194 lb. (88 Kg.)

Longitud incluyendo la flecha: 24.07 plg. (0.61 m.)

Cabe señalar que este tipo de motor cumple con las normas NEMA (National Electrical Manufacturers Association) MG1-1978 de protección, con la característica de estar totalmente cerrado a prueba de salpicaduras y NEMA MG1-1.26B de enfriamiento con ventilador exterior.

Además este motor está provisto de rodamientos de bolas y rodillos, con una vida nominal de 10,000 horas de operación para una polea con un diámetro mínimo de 7.5 plg. (19.2 cm) y un ancho máximo de 4.7 plg. (12 cm).

4.10.2 Sistema de transmisión. El compresor del sistema de refrigeración puede accionarse por el motor principal o por el motor auxiliar, dependiendo de la condición en que se encuentre el remolque. De esta manera, es necesario que el sistema de transmisión se forme de tres componentes entre el compresor y los motores, y son:

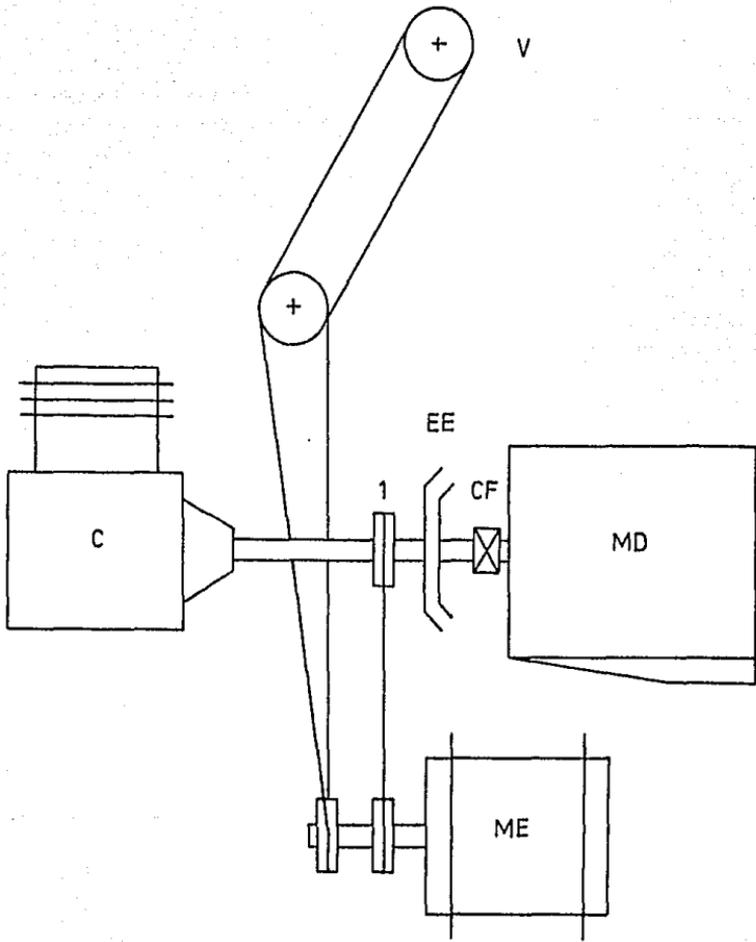


Fig. 4.7 Dibujo esquemático del sistema de transmisión

- 1) El embrague
- 2) El cople flexible entre el motor diesel (principal) y el compresor.
- 3) La transmisión de bandas entre el motor eléctrico (auxiliar), el compresor y los ventiladores.

La interacción que tienen estos tres componentes se describe a continuación, con base en el esquema de la Fig. 4.7.

El motor diesel (MD) está conectado mediante un cople flexible (CF) a una flecha que a su vez se conecta con un embrague (EE). Este embrague se une a la flecha del compresor (C) en donde está montada una polea (1). Esta polea puede actuar como conducida cuando el motor eléctrico (ME) acciona mediante bandas el compresor y la flecha de los ventiladores (V) o motriz cuando el motor diesel acciona el compresor y hace rotar mediante bandas la flecha del motor eléctrico desenergizado, para accionar los ventiladores.

Cuando el remolque frigorífico efectúa un recorrido con carga de refrigeración, el motor diesel debe accionar el compresor y el motor eléctrico permanece desenergizado. Al dar inicio al ciclo de refrigeración se acciona el embrague, accionando el motor diesel con el compresor y la polea (1) montada en la flecha de éste, actúa como polea motriz accionando mediante bandas la flecha del motor eléctrico desenergizado que a su vez mueve por medio de bandas la flecha de los ventiladores.

Cuando el remolque frigorífico permanece estacionado con carga de refrigeración y existe la toma correspondiente de energía eléctrica, el motor eléctrico puede accionar el compresor mientras el motor diesel permanece apagado. Al dar inicio al ciclo de refrigeración el embrague está desaccionado y por lo tanto, desacoplado el motor diesel del compresor, permitiendo así el libre accionamiento del compresor mediante el motor eléctrico, que también acciona la flecha de los ven-

tiladores.

Los ciclos del compresor se realizan en ambos casos - - (principal y auxiliar), mediante el termostato del espacio de refrigeración.

Así, de lo anteriormente expuesto sobre la operación del sistema de transmisión, se procede a seleccionar cada componente:

- Selección del embrague.

El embrague es un tipo de acoplamiento de unión y desunión mecánica.

En el funcionamiento de un embrague se distinguen cuatro períodos:

El primer período consiste en embragar: las superficies de trabajo del acoplamiento se aproximan y se comprimen; la flecha conducida se acelera hasta la velocidad de la flecha conductora.

El segundo período consiste en que el acoplamiento está ya embragado: las flechas conducida y conductora giran a la misma velocidad.

El tercer período consiste en desembragar: las superficies de trabajo del acoplamiento se desaprietan y separan; la flecha conducida se para totalmente.

El cuarto período consiste en que el acoplamiento está desembragado: las superficies de trabajo están separadas por un intersticio; la flecha conducida está inmóvil, la conductora gira o también está inmóvil.

Los embragues se clasifican de acuerdo al tipo de operación para accionarlos, de la siguiente forma:

- a) de palanca
- b) hidráulico
- c) neumático
- d) electromagnético

De estos cuatro tipos de embrague se optó por el operado electromagnéticamente, pues reúne más ventajas que los otros tres tipos de embragues, al no requerir de instalaciones y -- fuentes de energía adicionales a la que se suministra para -- los controles de los ciclos de refrigeración y deshielo. Además, puede integrarse fácilmente al sistema de control de estos dos ciclos y actuar de acuerdo a los requerimientos de -- los mismos.

Los embragues electromagnéticos (electroembragues) son -- aquellos en los que la compresión de las superficies rozantes o de trabajo se crea por la fuerza de atracción de un electroimán (solenoides) incorporado en la construcción del acoplamiento.

En el mercado nacional este electroembrague sólo se puede obtener de importación, a través de la distribuidora Maqui Magza, S.A. que es la representante exclusiva de la Warner -- Electric Co. fabricante de estos electroembragues.

Para la selección del electroembrague en las tablas del fabricante, se requieren dos datos:

1. La velocidad de la flecha al embrague
1800 rpm
2. La potencia del motor (motor diesel)
18.7 H.P.

Correspondiendo a estos datos, un electroembrague Warner modelo PCC-1225 para una potencia nominal de 20 H.P. a 1800 rpm, requiriendo de un suministro de 6 Volts C.D. para accionarlo.

El peso aproximado de este electroembrague es de 22 lb -- (10 Kg.).

- Selección del cople flexible.

Los acoplamientos se utilizan para conectar secciones de

flechas o para conectar la flecha de una máquina conductora - con la de la máquina conducida. Esto permite una conexión -- permanente, en contraste con los embragues, que pueden producir acoplamiento o desacoplamiento, a voluntad.

La alineación entre la flecha del motor diesel y el cigüeñal del compresor es crítica en ambos planos paralelo y angular. Un ligero desalineamiento angular puede causar la rotura del cigüeñal del compresor de manera repetitiva. Por lo anterior, y debido a los impulsos angulares provocados por -- las explosiones del motor diesel, se requiere que el acoplamiento cuente con alguna elasticidad.

Por consiguiente, el acoplamiento adecuado para esta - - aplicación es el cople flexible. En el país uno de los fabricantes de este tipo de cople es FLENDER de México, S.A. de -- C.V. y para la selección de sus productos se requiere de los mismos valores de potencia y velocidad, que los utilizados en la selección del embrague, correspondiendo entonces un cople flexible modelo RWS-1251.

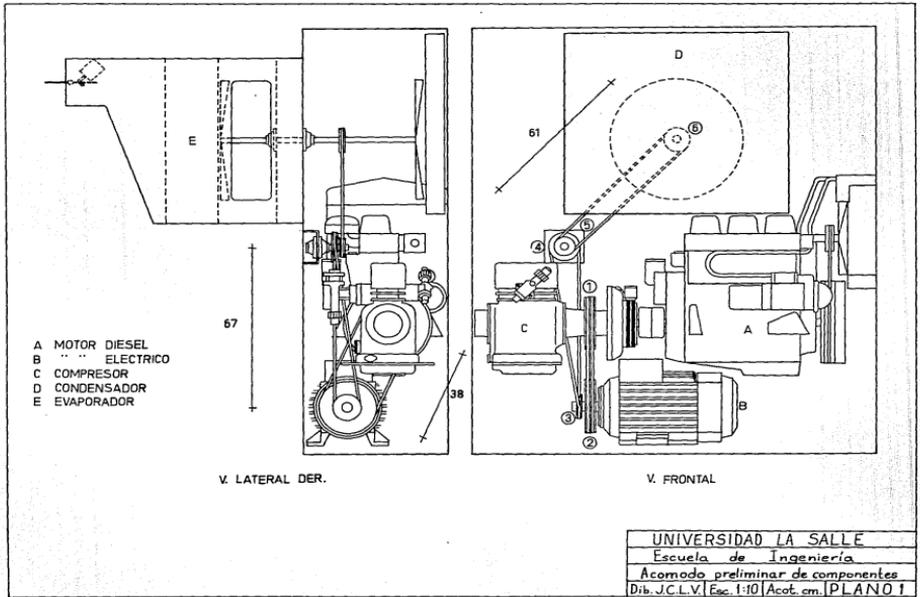
- Selección de la transmisión de bandas.

Con tres de los componentes principales del sistema de - refrigeración (compresor, condensador y evaporador) y los del grupo de potencia hasta aquí seleccionados, se hace un acomodo preliminar de los mismos, con la finalidad de elegir la mejor disposición de las poleas y aproximar el valor de la distancia entre centros de éstas, para la selección de las bandas.

Así, con base en este acomodo preliminar (ver plano 1) - se procede a seleccionar la transmisión de bandas en el siguiente orden:

a) La transmisión de banda abierta (sin cruzar) entre la polea (1) del compresor y la polea (2) del motor eléctrico.

b) La transmisión de banda semicruzada entre la polea -- (3) del motor eléctrico y la polea (4).



c) La transmisión de banda abierta entre la polea (5) y la polea (6) de la flecha de los ventiladores. En este último inciso se diseña esta flecha.

La compañía Gates Rubber de México, S.A. de C.V. fabricante de bandas, da un procedimiento para la selección de las mismas, requiriéndose de cuatro datos:

1. El tipo de aplicación o máquina.
2. La potencia y velocidad del motor.
3. La velocidad de la máquina.
4. La distancia entre centros de poleas

Este procedimiento se sigue en los siguientes incisos, dando los datos para cada uno:

a) Transmisión poleas 1-2. Se debe determinar primeramente la potencia de diseño a partir de la siguiente expresión:

$$\text{Potencia de Diseño} = \text{Potencia del Motor} \times \text{Factor de servicio}$$

El factor de servicio se elige de la tabla 8 del apéndice, dependiendo del tipo de servicio a prestar y el tipo de máquina. Correspondiendo en este caso, un factor de servicio igual a 1.3 para un compresor de pistones efectuando un servicio normal de 8 a 10 horas diarias. Por lo que la potencia de diseño es igual a:

$$\text{Pot. Da.} = (15 \text{ H.P.}) (1.3) = 19.5 \text{ H.P.}$$

En la tabla 9 del apéndice entrando con la potencia de diseño y la velocidad del motor eléctrico de 1750 rpm, se recomienda una banda de sección B.

La velocidad nominal del compresor es de 1800 rpm, pero la velocidad real del compresor para mantener el balance entre éste y los requerimientos del evaporador es de 1759 rpm.

Por lo tanto, se puede tener una relación de velocidades entre el motor y el compresor igual a 1, sin afectar significativamente el balance.

En las tablas^{4/} para la selección de las bandas de sección B, entrando con la relación de velocidad igual a 1 y la distancia entre centros de las poleas 1 y 2 con un valor de 14.9 plg. (38 cm.) tomada del plano 1, se selecciona un modelo de banda B-55 con una potencia nominal de 10 H.P. requiriéndose de esta forma dos bandas para cubrir la potencia de diseño. El diámetro de paso de las poleas 1 y 2 correspondiente a la relación de velocidad de esta transmisión, es de 8.6 plg. (21.84 cm.) para ambas.

b) Transmisión poleas 3-4. El factor de servicio se elige siguiendo un procedimiento similar al utilizado en el inciso anterior. Correspondiendo en este caso, un factor de servicio igual a 1.1 para ventiladores efectuando un servicio normal de 8 a 10 horas diarias. Cabe señalar que la potencia que se multiplica por el factor de servicio, no es la del motor eléctrico, sino la requerida para accionar la flecha de los ventiladores, por lo tanto la potencia de diseño es:

$$\text{Pot. DB.} = (1.5 \text{ H.P.}) (1.1) = 1.65 \text{ H.P.}$$

La velocidad del motor eléctrico es de 1750 rpm y la velocidad requerida en la flecha de los ventiladores es de 1100 rpm, necesitándose entonces una relación de velocidad igual a 1.59. Puesto que se cuenta con dos transmisiones de bandas (ver plano 1) para accionar la flecha de los ventiladores, se hacen dos reducciones de velocidad, que son de 1750 a 1400 rpm y de 1400 a 1100 rpm. Correspondiendo la primera reduc-

^{4/} No se incluyeron en este trabajo las tablas para la selección de bandas de sección A y B por la extensión de las mismas.

ción a la transmisión de poleas 3-4 con una relación de velocidad igual a 1.25 y la segunda reducción a la transmisión de poleas 5-6 con una relación de velocidad igual a 1.27.

Entrando con la potencia de diseño (1.65 H.P.) y la velocidad más alta de la transmisión de poleas 3-4 (1750 rpm), en la tabla 9 del apéndice se recomienda una banda de sección A.

Con la relación de velocidad igual a 1.25 en las tablas para la selección de bandas de sección A, se leen los diámetros de paso de las poleas de esta transmisión. Quedando así la polea 3 con un diámetro de paso de 4 plg. (10.16 cm.) y la polea 4 con un diámetro de paso de 5 plg. (12.70 cm.).

Para determinar la longitud geométrica de la banda semicruzada, se tiene la siguiente expresión:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (d_3 + d_4) + \frac{d_3^2 + d_4^2}{2a} \quad (4-10)$$

donde: L = long. geom. de la banda sin contar el tensado ni el pandeo (plg)

a = distancia entre centros de poleas
(plg)

d₃ = diámetro de paso de la polea 3 (plg)

d₄ = diámetro de paso de la polea 4 (plg)

Substituyendo los diámetros de paso de las poleas y la distancia entre centros igual a 26.4 plg. (67 cm.) del plano 1 de acomodo, se tiene la siguiente longitud geométrica:

$$L = 67.71 \text{ plg. (172 cm.)}$$

Por lo que se selecciona un modelo de banda A-68, y como este modelo tiene una potencia nominal de 2.72 H.P. se utiliza sólo una banda, pues cubre la potencia de diseño.

c) Transmisión de poleas 5-6. La potencia de diseño es la misma que la utilizada en el inciso (b). La velocidad mayor en esta transmisión es de 1400 rpm.

Con estos dos datos en la tabla 9 del apéndice se recomienda una banda de sección A.

En las tablas para la selección de bandas de sección A, con la relación de velocidad de esta transmisión se asignan los diámetros de paso para la polea 5 de 3 plg. (7.62 cm.) y para la polea 6 de 3.80 plg. (9.65 cm.).

En estas mismas tablas y con la distancia entre centros de 24 plg. (61 cm.) para esta transmisión (ver plano 1) se selecciona un modelo de banda A-60, con una potencia nominal de 1.65 H.P., por lo que se utiliza una sola banda para cubrir la potencia de diseño.

El diseño de flechas consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto de la flecha para asegurar rigidez y resistencia satisfactorias cuando la flecha transmite potencia. La ecuación para el cálculo del diámetro de una flecha de sección transversal circular es la siguiente:

$$d^3 = \frac{16(K_t)(M_t)}{\pi \sigma_s} \quad (4-11)$$

donde: d = diámetro de la flecha (plg.).

M_t = momento de torsión (lb-plg)

K_t = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

σ_s = esfuerzo permisible (lb/plg²).

El momento de torsión se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$M_t = \frac{\text{Pot.} \times 63000}{N} \quad (4-12)$$

donde: M_t = momento de torsión (lb-plg)

Pot = potencia transmitida (H.P.)

N = velocidad de la flecha (rpm).

Con la velocidad de la flecha de los ventiladores de -- 1100 rpm y la potencia requerida por éstos de 1.5 H.P., substituidos en la ecuación 4-12 se calcula el momento máximo de torsión:

$$M_t = \frac{(1.5)(63000)}{(1100)} = 85.9 \text{ lb-plg}$$

Con el valor del momento máximo de torsión, el esfuerzo permisible $\sigma_s = 6000 \text{ lb/plg}^2$ especificado por el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) para flechas de -- acero comercial con cuñero y un $K_t = 1$ para flechas en rotación con carga aplicada gradualmente, se procede a calcular -- el diámetro de la flecha de los ventiladores, utilizando la -- ecuación 4-12:

$$d = \frac{16(1)(85.9)}{\pi(6000)} = 0.42 \text{ plg.}$$

seleccionándose el diámetro normalizado de 15/16 plg (2.38 -- cm.), que es el más cercano al diámetro calculado.

Cabe señalar que se debe cubrir con pintura anticorrosiva esta flecha, pues una parte de ésta está en contacto con -- el ambiente húmedo del espacio de refrigeración y puede su- -- frir corrosión en caso de no tener esta cubierta de pintura.

4.11 Accesorios. Un accesorio de refrigeración es un -- artículo o aparato que se añade para la conveniencia o eficacia del sistema. Los componentes esenciales del sistema de -- refrigeración básico son, el compresor, el condensador, el -- evaporador y el aparato de medición. Un accesorio dá al sistema básico ciertas conveniencias o le permite que alcance un grado de comportamiento que es impráctico o imposible con los

componentes disponibles comercialmente para el sistema básico. Estos accesorios vienen en varias formas y tamaños y sirven para diferentes funciones.

A continuación se listan los accesorios necesarios para el sistema de refrigeración aplicado a transportes frigoríficos y se da una breve explicación de su funcionamiento.

- Deshidratador

La humedad es uno de los enemigos básicos de un sistema de refrigeración y el nivel de humedad debe mantenerse al mínimo con el fin de evitar alteraciones en el funcionamiento del sistema o el deterioro del compresor. Aún con las más extremadas precauciones, la humedad penetra en el sistema cuando éste se abre para mantenimiento. A menos que el sistema sea evacuado a fondo con una bomba de vacío y vuelto a cargar después de haber estado expuesto a la humedad, el único medio efectivo para eliminar pequeñas cantidades de humedad es el empleo de un deshidratador. El deshidratador se monta en la línea de líquido, de forma que todo el refrigerante en circulación pasa a través del elemento secador cada vez que circula por el sistema. El modelo HT-210-10 de la compañía Hermetik, S.A. es el que corresponde a la capacidad del sistema de refrigeración.

- Cristal mirilla e indicador de humedad (indicador de líquido).

Una combinación de cristal mirilla e indicador de humedad es esencial para facilitar el mantenimiento en el campo del sistema. Un cristal mirilla es un medio conveniente para determinar la carga de refrigerante, mostrando burbujas cuando la carga es insuficiente y un haz de flujo único cuando la carga de refrigerante es suficiente. La compañía Hermetik, S.A. fabrica este indicador de líquido, y el correspondiente al sistema de refrigeración es el modelo ILH-58, con conexiones de 5/8 plg. (16 mm.) Flare.

- Válvula solenoide de la línea de líquido.

La válvula solenoide evita la alimentación continua al evaporador a través de la válvula de expansión termostática, cuando el compresor no está operando. Impidiendo así, la migración de refrigerante líquido del receptor y condensador al evaporador y cárter del compresor. La válvula solenoide es normalmente cerrada, se cierra cuando se desenergiza la bobina de ésta y cuando es energizada, la válvula se abre. Del catálogo de selección para válvulas solenoides del fabricante RIMSA-Saginomiya se elige un modelo REV-120 DXF con conexiones de 5/8 plg. (16 mm.) Flare, una presión máxima de trabajo de 412.4 lb/plg^2 (29 Kg/cm^2) y un peso aproximado de 1,83 lb. (0,83 Kg.).

- Receptor.

Es un depósito del refrigerante líquido que condensó en el condensador, almacenándolo a fin de que pueda, desde allí, suministrarse al evaporador a medida que éste lo requiera. Este receptor va equipado con una válvula de paso, sin toma para manómetro, entre el receptor y el condensador, que sirve para evitar la pérdida de gas refrigerante cuando se tiene que desmontar el condensador o el mismo receptor para su reparación. Hay otra válvula de paso en el receptor, localizada en la salida hacia la línea de líquido que va al evaporador. Esta válvula tiene acoplado un tubo sumergido hasta el fondo del receptor para la absorción del refrigerante líquido, con el fin de evitar que penetre gas refrigerante en la línea de líquido. Para aplicaciones en transportación frigorífica la mejor disposición del receptor es la vertical, pues permite mantener un nivel de refrigerante líquido sin penetrar gas refrigerante a la línea del líquido a pesar del movimiento del remolque. El receptor para el sistema de refrigeración es el correspondiente al compresor seleccionado y es también fabricado por Gilvert Copeland, S.A. de C.V.

- Trampa Thermex.

Se instala entre el evaporador y el compresor, constituyendo un depósito en el que se pueden acumular y evaporar cantidades relativamente grandes de líquido refrigerante antes de efectuar su retorno al compresor, protegiéndolo de esta manera. La trampa thermex garantiza durante el ciclo de deshielo una total evaporación de los residuos líquidos que se acumulan en la misma, ya que en su interior está instalada una tubería de retorno proveniente del compresor, que debido a la compresión misma del gas que circula por ella posee una alta temperatura, y es aprovechada para evaporar el refrigerante líquido que pueda acumularse. La Compañía Frigotherm - McQuay, S.A. de C.V. fabrica esta trampa thermex y para la capacidad del sistema de refrigeración le corresponde un modelo 5. Las conexiones de gas caliente tienen un diámetro de 1/2 plg. (13 mm.) y las conexiones de la línea de succión tienen un diámetro de 5/8 plg. (16 mm.). El peso aproximado de la trampa thermex es de 20,9 lb (9,5 Kg.).

4.12 Controles. Un sistema de control chequea y regula una variable dentro de unos límites preestablecidos. Los controles se clasifican en general de acuerdo a su función en el sistema de refrigeración de la siguiente manera:

Básicos de operación. Son los dispositivos que ponen en operación al sistema de refrigeración. Ejemplo de éstos, es la válvula de expansión termostática seleccionada anteriormente.

Reguladores. Son los controles que añaden automatización, conveniencia y generalmente mejoran la eficiencia total. El termostato y la válvula solenoide de líquido pertenecen a esta clasificación.

De mejoramiento de la aplicación. Son aparatos que se utilizan para mejorar o alterar la aplicación. Los controles de deshielo son el ejemplo representativo de esta clasificac-

ción.

De seguridad. Protegen al sistema de refrigeración en operación normal y anormal. El control de presión dual y los interruptores de sobrecarga eléctrica pertenecen a esta clasificación.

La interacción que tienen estos controles en el sistema de control se describe a continuación con base en el diagrama de control del sistema de refrigeración de la Fig. 4.8.

El sistema de refrigeración puede funcionar de dos modos: 1) El modo principal, utilizando el motor diesel para accionar el compresor cuando el remolque está en movimiento y 2) - El modo auxiliar, que utiliza el motor eléctrico para accionar el compresor cuando el remolque está estacionado.

Para que el sistema de refrigeración opere en el modo principal, es necesario primeramente arrancar el motor diesel con el interruptor de llave IEL, que además energiza el actuador ASR con la función de mantener el motor a una velocidad de 900 rpm (ralentí).

Posteriormente se cierran manualmente los interruptores IMP e IDE. Al cerrar el interruptor IMP se energiza el circuito de control del sistema de refrigeración en modo principal, de manera que si la temperatura en el espacio de refrigeración es mayor a la fijada en el termostato CT, este último cierra su interruptor y energiza el actuador ASF para funcionamiento del motor diesel a 1800 rpm, el electroembrague EE que acopla el motor diesel con el compresor y se enciende la lámpara piloto CP para indicar que el ciclo de refrigeración en modo principal está funcionando. Al alcanzarse la temperatura fijada en el termostato, éste abre su interruptor y desenergiza el actuador ASF, el electroembrague EE y la lámpara piloto, manteniéndose entonces el motor diesel en ralentí, -- hasta que aumente otra vez la temperatura en el espacio de refrigeración y el termostato vuelva a cerrar su interruptor.

El interruptor IDE es utilizado únicamente para energí--

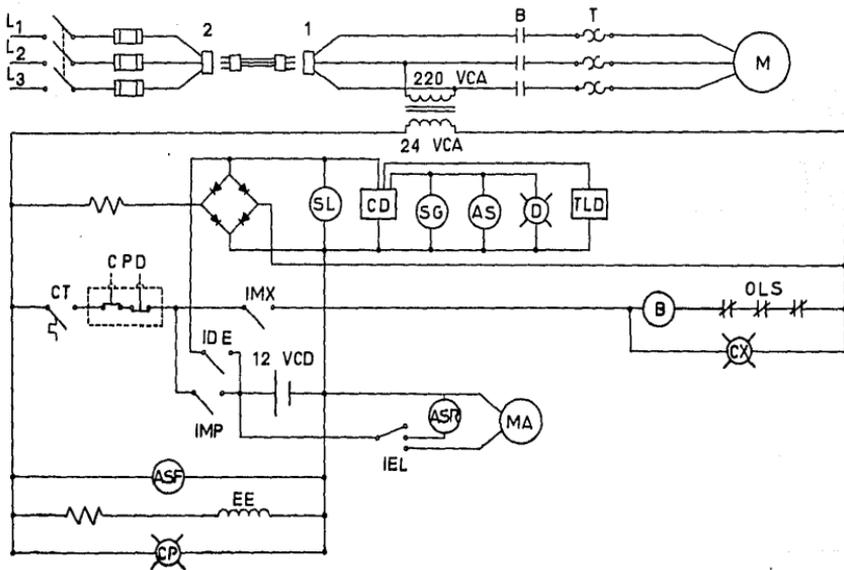


Fig. 4.8 Diagrama eléctrico de control del sistema de refrigeración.

Convenciones del Diagrama de Control del
Sistema de Refrigeración (Fig. 4.8)

- IEL - Interruptor de llave para encendido del Motor Diesel (M.D.).
- IMP - Interruptor del ciclo de refrigeración modo principal.
- IDE - Interruptor del ciclo de deshielo en modo principal.
- IMX - Interruptor del ciclo de refrigeración modo auxiliar.
- B - Contactor magnético.
- T - Elementos térmicos de sobrecarga.
- OLS - Contactos de sobrecarga N.C.
- SL - Válvula solenoide de líquido.
- SG - Válvula solenoide de gas.
- CT - Control de temperatura del espacio de ref. (termostato).
- CPD - Control de presión dual.
- CD - Control de deshielo.
- TLD - Termostato límite de deshielo.
- AS - Actuador tipo solenoide para compuerta de tiro.
- ASR - Actuador tipo solenoide para ralentí 900 rpm M.D.
- ASF - Actuador tipo solenoide para funcionamiento a 1800 rpm M.D.
- EE - Electroembrague.
- D - Lámpara piloto de deshielo.
- CX - Lámpara piloto modo auxiliar.
- CP - Lámpara piloto modo principal
- M - Motor eléctrico auxiliar.
- MA - Motor de arranque M.D.

zar el circuito de control de deshielo que funciona automáticamente por su reloj.

Cabe mencionar, que el interruptor IMX del modo auxiliar debe permanecer abierto, si se utiliza el modo principal.

Para que el sistema de refrigeración opere en el modo -- auxiliar, deben de estar abiertos los interruptores IMP e IDE. El suministro de energía eléctrica al equipo monobloque se -- efectúa por medio de una conexión clavija-cable-clavija entre los receptáculos 1 del equipo y 2 de la toma.

Al cerrar el interruptor IMX se energiza el circuito de control del sistema de refrigeración en modo auxiliar, de tal forma que si la temperatura en el espacio de refrigeración es mayor a la fijada en el termostato CT, este último cierra su interruptor y energiza la bobina del contactor B que cierra - los contactos para arranque del motor que acciona el compresor. Cuando se alcanza la temperatura fijada en el termostato, éste abre su interruptor y desenergiza la bobina del contactor B que abre los contactos de paro del motor. Cabe señalar que el circuito de control de deshielo se energiza con el mismo interruptor IMX.

En ambos modos de operación el control de presión dual - cumple la función de proteger el sistema de refrigeración - - cuando se presentan presiones muy altas o muy bajas en el compresor.

Esto se efectúa ya sea parando el motor eléctrico en el modo auxiliar o desembragando el compresor del motor diesel - en el modo principal.

4.13 Selección de la tubería. Las tuberías de refrigeración implican relaciones extremadamente complejas en el flujo del refrigerante y el aceite. La mecánica de fluidos es - la disciplina de la ingeniería, que estudia el flujo de los - fluidos, ya sea gas o líquido, y las relaciones entre su velocidad, presión, fricción, densidad, viscosidad con el trabajo

requerido para ocasionar el flujo. Estas relaciones se presentan en ecuaciones matemáticas, sin embargo, el 99% de las teorías en los libros especializados sobre mecánica de fluidos - se ocupan del flujo homogéneo y raramente existe una mención a una combinación de flujos de líquido, gas y aceite, como -- ocurre en cualquier sistema de refrigeración. Debido a su naturaleza cambiante, tal flujo es demasiado complejo para analizarse por medio de una ecuación matemática y prácticamente el total del conocimiento de los sistemas de tuberías para refrigeración está basado en la experiencia práctica y en datos de prueba dados en tablas.

El diseño de sistemas para tuberías de refrigeración es una serie continua de acomodos de todas las necesidades. Es ideal tener un máximo de capacidad, un mínimo de costo, un retorno de aceite adecuado, el mínimo de consumo de electricidad, la mínima carga de refrigerante, bajo nivel de ruido, un control de líquido adecuado y una flexibilidad perfecta para operar el sistema de 0 a 100% de capacidad sin problemas de lubricación. Evidentemente no se pueden satisfacer todas estas necesidades puesto que algunas de ellas se contraponen directamente.

El tamaño de las válvulas de servicio que se entregan -- con el compresor o el tamaño de la conexión del condensador, evaporador, o cualquier otro accesorio no determina el tamaño de la tubería que debe utilizarse. Los fabricantes seleccionan el tamaño de la válvula o conexión con base a su aplicación en sistemas estándar. Es muy probable que la línea de refrigerante requerida sea mayor o menor que la de las conexiones en varios componentes del sistema, por lo que deben -- utilizarse reductores.

En los transportes frigoríficos, la tubería del equipo monobloque, está expuesta a daños por vibraciones y golpes, - pero el mayor porcentaje de las fallas se deben a los efectos acumulativos de pequeñas vibraciones. Por lo tanto, la tubería de refrigeración se elige del tipo flexible (caucho sinté

tico), a diferencia de la tubería de cobre utilizada en otras aplicaciones tales como cámaras frigoríficas, equipos de aire acondicionado residencial, etc.

Para la selección de los diámetros de las líneas de descarga, de líquido y de succión, se utilizan las tablas 10, 11 y 12 (del apéndice) respectivamente.

Estas tablas indican los diámetros exteriores recomendados por el fabricante de compresores Gilvert Copeland, para las líneas de refrigeración. Los datos de estas tablas están basados en las dimensiones del tubo de cobre tipo L, por lo que al seleccionar las mangueras de caucho sintético se procura un diámetro interior semejante al de la tubería tipo L recomendada.

En la tabla 10 del apéndice para la capacidad del sistema se recomienda, para la línea de descarga un diámetro exterior de 7/8 plg. (22 mm.), en la tabla 11 se recomienda para la línea de líquido del condensador al receptor un diámetro exterior de 5/8 plg. (15.8 mm.) y para la línea de líquido -- del receptor al evaporador de 1/2 plg (12.7 mm.); en la tabla 12 para la línea de succión se recomienda un diámetro exterior de 1-5/8 plg. (41.2 mm.).

La compañía Aeroquip Mexicana, S.A. de C.V. fabrica entre otros productos, mangueras de caucho sintético especiales para refrigeración y además ofrecen la ventaja de que se pueden utilizar conexiones del tipo desarmable y reutilizables, que reducen al mínimo el tiempo que no trabaja el equipo a -- causa de una manguera dañada, pues se repone únicamente el -- tramo de manguera, utilizando las mismas conexiones desarmables.

El modelo de manguera especial para refrigeración es el 1540, construida con un tubo interior de caucho sintético, re fuerza de una trenza de alambre, cubierta de trenza textil co lor rojo para identificación. El uso principal de este modelo de manguera es la conducción de Freon 12 en la gama de tem

peraturas de -15°F (-26°C) a 250°F (121°C), a una presión de trabajo de 350 lb/plg^2 (25 Kg/cm^2) y un servicio a vacío - de 28 plg de Hg. (711 mm de Hg.).

Del catálogo del fabricante los tamaños de la manguera - 1540, son para cada línea de refrigeración los siguientes:

1540-16. Para la línea de descarga, pues su diámetro interior es próximo al de la tubería de cobre tipo L de 7/8 plg.

1540-12. Para la línea de líquido del condensador al receptor, con diámetro interior aproximadamente igual al de la tubería de cobre tipo L de 5/8 plg.

1540-8. Para la línea de líquido del receptor al evaporador, con un diámetro interior igual al de la tubería de cobre tipo L de 1/2 plg.

1540-24. Para la línea de succión, con un diámetro interior aproximadamente igual al de la tubería de cobre tipo L - de 1-5/8 plg.

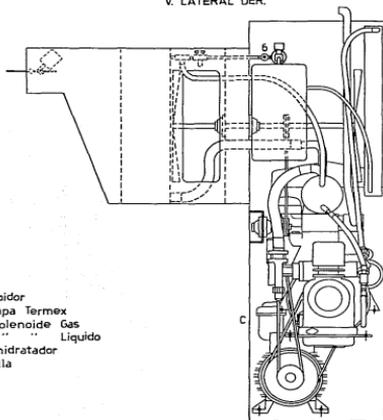
En el plano 2, se muestra el compresor interconectado -- (mediante las mangueras seleccionadas) con los demás componentes básicos del sistema de refrigeración y sus respectivos accesorios.

4.14 Diseño de la estructura. La estructura del equipo de refrigeración, contiene elementos sometidos a varias fuerzas y estas fuerzas no están dirigidas a lo largo del elemento sobre el que actúan.

Para el diseño de la estructura, se analizan los elementos imaginarios de A a B y de A a C (ver plano 2) que son los que soportan la mayor carga. El elemento A-B se analiza como una viga simple apoyada en cada extremo y el elemento A-C como una viga en voladizo con carga concentrada en el extremo libre. El análisis de cada elemento consiste en determinar - la fuerza cortante máxima y el momento flexionante máximo.

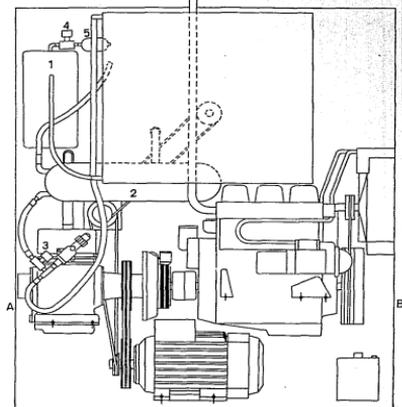
Comparando los momentos flexionantes de estos dos elementos, se elige el de mayor valor para el diseño de las vigas. La experiencia indica que las vigas normalmente fallan en la

V. LATERAL DER.



1. Recibidor
2. Trampa Termex
3. V. Solenoides Gas
4. " " " Liquido
5. Deshidratador
6. Mirilla

V. FRONTAL

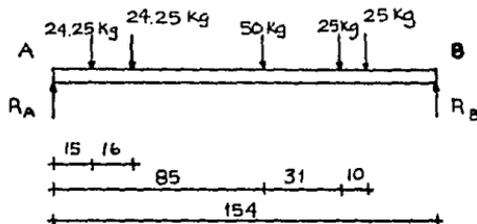


UNIVERSIDAD LA SALLE.
Escuela de Ingeniería.
Tubería y accesorios del sistema.
Dib. J.C.L.V. Esc. 1:10 Acot. en PLANO 2

sección donde el momento de flexión es máximo antes que por - corte en los apoyos, por lo tanto la fuerza cortante máxima - se utiliza para comprobar las vigas.

A continuación se procede a analizar el elemento A-B.

Diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) viga A-B



Cálculo de las reacciones

$$M_A = 0:$$

$$24.25(15) + 24.25(31) + 50(85) + 25(116) + 25(126) - R_B(154) = 0$$

$$R_B = 74.1 \text{ Kg.}$$

$$F_y = 0:$$

$$R_A - 2(24.25) - 50 - 2(25) + 74.1 = 0 \quad R_A = 74.4 \text{ Kg.}$$

Cálculo de fuerza cortante (V)

$$V_{15} = 74.4 \text{ Kg}$$

$$V_{31} = 74.4 - 24.25 = 50.15 \text{ Kg}$$

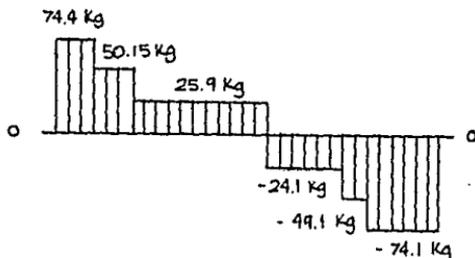
$$V_{85} = 74.4 - 24.25 - 24.25 = 25.9 \text{ Kg}$$

$$V_{116} = 74.4 - 24.25 - 24.25 - 50 = -24.1 \text{ Kg}$$

$$V_{126} = 74.4 - 24.25 - 24.25 - 50 - 25 = -49.1 \text{ Kg}$$

$$V_{154} = 74.4 - 24.25 - 24.25 - 50 - 25 - 25 = -74.1 \text{ Kg}$$

Diagrama Fuerza Cortante



Cálculo del momento flexionante (M)

$$M_0 = 74.4(0) = 0$$

$$M_{15} = 74.4(15) = 1116 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{31} = 74.4(31) - 24.25(16) = 1918.4 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

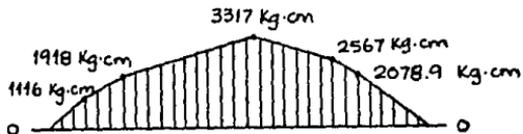
$$M_{85} = 74.4(85) - 24.25(70) - 24.25(54) = 3317 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{116} = 74.4(116) - 24.25(101) - 24.25(85) - 50(31) = 2567 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

$$M_{126} = 74.4(126) - 24.25(111) - 24.25(95) - 50(41) - 25(10) = 2078.9 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

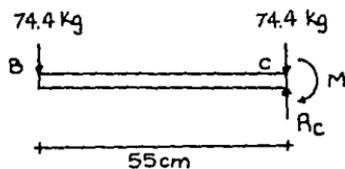
$$M_{154} = 74.4(154) - 24.25(139) - 24.25(123) - 50(69) - 25(38) - 25(28) = 0$$

Diagrama momento flexionante



$$M_{\text{máx}} = 3317 \text{ Kg}\cdot\text{cm}.$$

D.C.L. viga A-C



Cálculo de las reacciones

$$M_C = 0:$$

$$- 74,4(55) + M = 0$$

$$M = 4092 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

$$F_Y = 0:$$

$$- 74,4 - 74,4 + R_C = 0$$

$$R_C = 148,8 \text{ Kg.}$$

Cálculo de V

$$V_{55} = - 74,4 \text{ Kg}$$

Diagrama Fza. Cortante

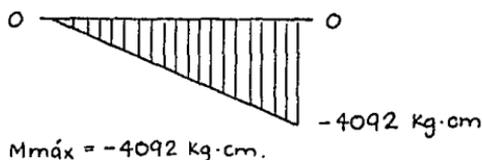


Cálculo de M

$$M_0 = 0$$

$$M_{55} = -74.4(55) = -4092 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$$

Diagrama Momento Flexionante



De los dos elementos, el momento flexionante máximo para el diseño de los mismos es el de 4092 Kg·cm.

El momento de flexión (M), el módulo de sección (S) y el esfuerzo de trabajo (Fb), se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$S = \frac{M}{F_b} \quad (4-13)$$

Con el esfuerzo de trabajo igual a 2100 Kg/cm² para el acero Montén estructural alta resistencia (bajo peso) y el momento flexionante máximo, se calcula el módulo de sección utilizando la ecuación 4-13:

$$S = \frac{4092}{2100} = 1.95 \text{ cm}^3$$

En el manual para constructores de Fundidora Monterrey, se selecciona un canal Montén 4-MT-14C con un peralte de 4 plg., que cubre ampliamente el módulo de sección calculado con respecto al eje neutro X-X.

Finalmente se comprueba el canal seleccionado por fuerza cortante, considerando un esfuerzo permisible de corte - - -

$F_v = 1406 \text{ Kg/cm}^2$ para el acero Monten y un área A de sección igual a 4.1 cm^2 :

$$F = \frac{V}{A} = \frac{74.4}{4.10} = 18 \text{ Kg/cm}^2$$

Y como $F_v > F$, el canal 4-MT-14C es aceptable.

Cabe mencionar que para los otros elementos que forman la estructura se utiliza el mismo tipo de canal, quedando la estructura como se ilustra en el plano 3, en el que se detallan las dimensiones de las bancadas del motor diesel, el motor eléctrico y el compresor. En el mismo plano se puede observar la pared de fibra de vidrio (P) que sirve como aislante térmico entre el gabinete del evaporador y la parte exterior del equipo.

Unicamente la estructura tiene un peso aproximado de - - 176 lb (80 Kg) y todo el equipo mecánico de refrigeración tiene un peso aproximado de 1562 lb (710 Kg).

Para fijar el equipo al remolque se utilizan 6 tornillos (T) (ver plano 3), aplicándose entonces a cada tornillo una carga de trabajo de 259.6 lb (118 Kg). El diámetro de estos tornillos cargados por una fuerza transversal, se determina con la siguiente relación:

$$d_t = \sqrt{\frac{4R}{\pi (F_c)}} \quad (4-14)$$

donde: R = carga transversal de trabajo (lb)

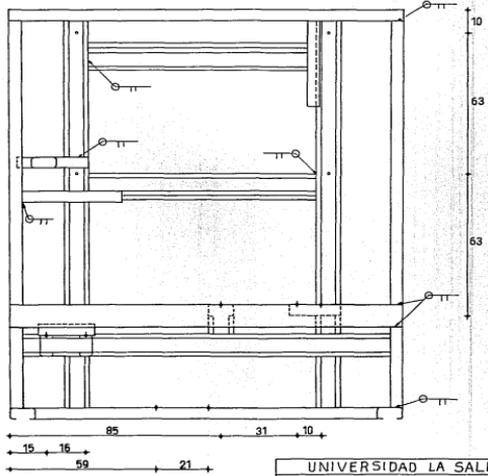
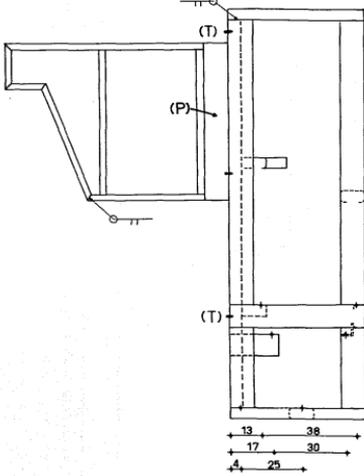
F_c = esfuerzo permisible de corte
(lb/plg²)

d_t = diámetro del tornillo (plg)

Con la carga de trabajo igual a 259.6 lb y un esfuerzo permisible de corte igual a 10000 lb/plg² para el acero A-141

V. LATERAL DER.

V. FRONTAL



UNIVERSIDAD LA SALLE.
Escuela de Ingeniería.
Estructura del Equipo.
Dib. J.C.L.V. Esc. 1:10 Acot. cm. PLANO 3

de los tornillos máquina, se calcula el diámetro del tornillo utilizando la ecuación 4-14:

$$d_t = \sqrt{\frac{4(259.6)}{\pi(10000)}} = 0.182 \text{ plg}$$

Seleccionando un diámetro de tornillo máquina de 3/8 plg (0.95 cm) con cabeza y tuerca hexagonal. El largo de este -- tornillo es de 3 plg (7.6 cm) y un agarre de 2-1/4 plg (5.71 cm).

4.15 Presupuesto de los componentes. A continuación se presenta un presupuesto parcial de los componentes mayores -- del equipo de refrigeración y el grupo de potencia.

Los precios de compra que se indican en la siguiente tabla son de abril de 1986.

Clave	Concepto	Cant.	Costo unitario	Importe
GP	Grupo de potencia		pesos	pesos
01	Motor Diesel Marca: Volvo Penta Modelo: D-170	1	2'054,000.00	2'054,000.00
02	Radiador y vent. Marca: Volvo Penta Modelo: respectivo	1	76,000.00	76,000.00
03	Flecha corta Marca: Volvo Penta Modelo: 3-1/4	1	25,700.00	25,700.00
04	Batería 12 Volts Marca: LTH Modelo: 11 celdas	1	29,000.00	29,000.00

Clave	Concepto	Cant.	Costo unitario	Importe
GP	Grupo de potencia		pesos	pesos
05	Motor Eléctrico 30 Marca: ASEA Modelo: 254T 4 polos	1	488,800.00	488,800.00
06	Electroembrague Marca: Warner Elec. Modelo: PCC-1225	1	896,033.00	896,033.00
07	Cople flexible Marca: Flender Modelo: RWS-1251	1	50,190.00	50,190.00
ER	Equipo de Refrige ración.			
01	Compresor R-12 Marca: Gilvert C. Modelo: 10S1	1	750,000.00	750,000.00
02	Condensador Marca: F. McQuay Modelo: CRA-006	1	374,256.00	374,256.00
03	Evaporador Marca: Mexam I. Modelo: especial	1	452,154.00	452,154.00
04	Válvula de Exp. T Marca: RIMSA S. Modelo: BHX4503BRS	1	14,010.00	14,010.00
05	Termostato Marca: RIMSA S. Modelo: DLS-C1020	1	15,210.00	15,210.00
06	Vál. Solenoide Marca: RIMSA S. Modelo: REV-120DXF	2	34,320.00	68,640.00

Clave	Concepto	Cant.	Costo unitario	Importe
GP	Grupo de potencia		pesos	pesos
07	Recibidor Marca: Gilvert C. Modelo: respectivo	1	103,523.00	103,523.00
08	Trampa Thermex Marca: F. McQuay Modelo: No. 5	1	38,552.00	38,552.00
09	Deshidratador Marca: Hermetik Modelo: HT-210-10	1	6,643.00	6,643.00
10	Mirilla Marca: Hermetik Modelo: ILH-58	1	5,510.00	5,510.00

El importe total del listado anterior es igual a:

5'448,221.00 pesos

al tipo de cambio del dólar U.S. de 470.00 pesos.

4.16 Especificaciones del equipo monobloque mecánico de refrigeración.

Rango de temperaturas:

-5 °F (-20.6 °C)

32 °F (0.0 °C)

Capacidad neta de refrigeración a 96 °F (35.6 °C) de temperatura ambiente:

27988 Btu/hr (7053 Kcal/hr)

Operación:

- + Modo principal (motor diesel)
- + Modo auxiliar (motor eléctrico)
- + Ciclo de refrigeración controlado en ambos modos por termostato.
- + Ciclo de deshielo ambos modos.
- + Características de seguridad:
Control de presión dual
Interruptores de sobrecarga eléctrica.

Peso aproximado:

1562 lb (710 Kg)

Dimensiones:

altura 6 pies (1.83 m)
largo 5.2 pies (1.59 m)
ancho 1.8 pies (0,55 m)

Tanque de combustible opcional.

Cable modo auxiliar opcional.

CAPITULO V

APLICACION DEL EQUIPO MONOBLOQUE
MECANICO DE REFRIGERACION

Este equipo de refrigeración puede instalarse en cualquier remolque que reúna las características de, dimensiones, el tipo de aislamiento utilizado, la capacidad de carga, - - etc. ^{1/}

El trabajo de tesis no se ha enfocado a una aplicación en particular, sobre algún producto alimenticio en especial a transportar, porque se limitarían las posibilidades de - - aplicación del equipo diseñado y que por sus características de operación, el campo de aplicación en el transporte de alimentos congelados o frescos es muy amplio.

Como se analizó en el Capítulo IV, el equipo está diseñado para funcionar en un rango de temperatura que es de - - -4 °F (-20 °C) a 68 °F (20 °C), y puesto que un gran porcentaje de los alimentos en estado de congelación o frescos se almacenan dentro de este rango de temperatura, ^{2/} sólo basta con que el usuario seleccione en el termostato del equipo, - la temperatura requerida en el espacio de refrigeración para transportar el producto alimenticio específico.

Cabe mencionar, que el equipo monobloque de refrigeración puede utilizarse en cualquier condición como es el caso de la temperatura ambiente y la altitud sobre el nivel del - mar, que estén comprendidas en el territorio nacional, porque en el criterio de diseño se consideraron estas condiciones en su punto extremo.

^{1/} Características detalladas en el Capítulo III.

^{2/} Ver Tabla 3 del apéndice.

5.1 Modo de operación del equipo. La operación a seguir para el transporte de productos alimenticios congelados o frescos es la siguiente:

El espacio interior del remolque se enfría a la temperatura requerida por el producto alimenticio, previamente a la carga de éste. El enfriamiento del espacio interior del remolque se efectúa mediante el equipo de refrigeración del mismo, de preferencia accionado por el motor eléctrico auxiliar que se alimenta por medio de una conexión clavija-cable-clavija a una toma de energía eléctrica trifásica, cercana al lugar donde está estacionado el remolque, en el perímetro exterior del almacén frigorífico y para iniciar el ciclo de refrigeración se cierra el interruptor ICX. ^{3/}

La finalidad de utilizar el motor eléctrico auxiliar es para que el motor diesel principal tenga el tanque lleno de combustible, únicamente para utilizarse en el trayecto al punto de distribución.

Al alcanzarse la temperatura deseada en el interior del remolque, el usuario abre el interruptor ICX para desenergizar el motor eléctrico auxiliar y desensambla la conexión clavija-cable-clavija.

Posteriormente, se lleva el remolque a la puerta de carga del almacén frigorífico, donde se efectúa el estibe del producto alimenticio, ya sea en estado congelado o fresco dependiendo de las características del mismo.

Se recomienda que el marco de la puerta de carga del almacén frigorífico sea construido con las mismas dimensiones de la parte posterior y nivel de piso, que del remolque, para que al abrir las puertas de éste hacia los lados, la entrada del mismo empalme con el marco de la puerta del almacén frigorífico y al realizar la maniobra de carga, la ganancia de calor por el medio ambiente sea mínima, consecuentemente los productos alimenticios no tienen un incremento notable en su temperatura.

3/ Ver punto 4.12 Controles.

Una vez cargado el remolque con el producto alimenticio por transportar, se cierran las puertas del mismo y el usuario procede a arrancar el motor diesel principal, utilizando el interruptor de llave IEL. Estando ya en funcionamiento - (ralentí) el motor diesel, se cierra el interruptor ICP para dar inicio al ciclo de refrigeración. Al cumplir con el procedimiento anterior, se puede iniciar el recorrido hacia el centro urbano o de distribución.

5.2 Expectativa de aplicación. ^{4/} Teniendo en consideración las siguientes situaciones:

La insuficiente alimentación y deficiente nutrición de sectores extensos de la población en México, forman parte de los problemas más graves que perduran en la sociedad, siendo muestra de una transformación con un desigual crecimiento, - requiriéndose por lo tanto, mejorar las condiciones alimentarias y nutricionales de la población.

Las insuficiencias y deficiencias de la infraestructura y servicios para un conveniente abasto de productos alimenticios, perjudica a los productores, comerciantes y consumidores, y en forma general a la economía nacional, por el incremento de los costos y mermas que significan pérdidas de productos alimenticios, afectando su calidad nutricional y disponibilidad.

Y que en décadas recientes, el país ha tenido un crecimiento demográfico considerable y por tanto un importante incremento en la demanda de los productos alimenticios.

El Gobierno Federal a través del Jefe del Ejecutivo, -- emitió el 27 de septiembre de 1984, dos decretos para la -- aprobación de el programa para la estructuración, operación

^{4/} Consulta personal con el Lic. Luis Prado, Subdirector de integración y desarrollo del abasto, perteneciente a la Dirección General de Fomento y Modernización del Abasto de la Secretaría de Comercio y Fomento Industrial.

y desarrollo del sistema nacional para el abasto; y para el establecimiento de las bases para el otorgamiento de los estímulos fiscales en apoyo al sistema nacional para el abasto.

Definiendo el Sistema Nacional para el Abasto, como la política sectorial de modernización comercial y abasto a la población orientada a ordenar racionalmente las instalaciones, servicios y normas, para integrar eficientemente la estructura del abasto en sus diversas fases, desde la producción hasta el consumo.

Además es un elemento necesario para la reordenación económica y para lograr cambios cualitativos en la estructura productiva y distributiva, y que su desarrollo sólo puede lograrse con la participación y el esfuerzo conjunto de los diversos órdenes de gobierno: federal, estatal, y municipal, así como la concentración de acciones con los sectores social y privado, dentro del marco que otorga la Constitución.

Por lo anterior, se puede observar que este trabajo de tesis, puede tener una participación en el Sistema Nacional para el Abasto, por parte del sector social, al dar una alternativa mediante el diseño de un equipo especializado para refrigeración de fabricación nacional, frente a un equipo especializado para refrigeración totalmente importado.

Dentro de los programas de fomento específico, que considera el Sistema Nacional para el Abasto, está el correspondiente a la adquisición de equipo especializado para el transporte de productos alimenticios en estado fresco. Y que estima que el transporte, al eslabonar los centros de producción con los de consumo, representa el mecanismo indispensable para permitir el flujo de productos, desde su origen a su destino final.

Los objetivos principales de este programa de fomento son los siguientes:

Promover la adquisición y uso del equipo especializado que se requiere para el traslado de productos alimenticios -

en estado fresco o congelado.

Modernizar de acuerdo a los lineamientos del Sistema Nacional para el Abasto, y del Programa Nacional del Sistema Integral de Transporte los distintos modos de transporte a través de la utilización de tecnología y equipos idóneos para el manejo de los productos.

Lograr una mayor eficiencia en las operaciones de transportación de alimentos y consecuentemente, disminuir las mermas que actualmente sufren los productos por deterioro, mal manejo y condiciones inadecuadas de transporte.

Basándose en los objetivos anteriores del Programa de Fomento, se puede notar el apoyo del Gobierno Federal al Sistema Nacional para el Abasto, y se afirma por lo tanto que el equipo de refrigeración diseñado tiene una factibilidad de realización, pues estos objetivos especifican la promoción de la modernización, adquisición y uso de equipo especializado para el transporte de productos alimenticios adecuadamente, por lo que se tiene el empeño en substituir el sistema deficiente actual, por un sistema ordenado racionalmente y que para llevar a cabo estos objetivos se facilitará aún más si los equipos de refrigeración son de fabricación nacional a un menor costo. Por lo que este equipo diseñado tiene una demanda potencial suficiente.

CONCLUSIONES

Durante el diseño del equipo me enfrenté a los siguientes problemas:

El equipo no se integró totalmente con componentes de fabricación nacional, pues el electroembrague es importado, pero está disponible para entrega inmediata en el mercado nacional.

Los evaporadores existentes en el mercado nacional no se ajustaban a las dimensiones y capacidades requeridas por el equipo, por lo tanto hubo la necesidad de que el evaporador tuviera un diseño especial.

La estructura del equipo se excede 3 cm. del largo especificado por las restricciones, a pesar del acomodo cuidadoso de los componentes.

Viendo en retrospectiva el objetivo fijado (substitución de importación) puedo concluir:

- La investigación para este trabajo fue interesante en todo aspecto. Con la información obtenida me puse al tanto de los últimos adelantos de los componentes del equipo en la actualidad.

- Por otra parte, aprendí a recabar información, a conocer los medios con que se cuenta y a tener acceso a éstos; -- los lugares donde se me podría dar asesoría y la forma de evaluarla y ordenarla, sabiendo diferenciar entre lo primordial y lo superfluo.

- Con la búsqueda de los componentes del equipo, aprendí a normalizar, a seleccionar los componentes más adecuados y económicos, y a escoger la mejor alternativa entre diversas opciones que se presentan en el mercado.

- La aplicación práctica de los problemas teóricos, en -

cuanto a los principios básicos de operación como en el dise
ño del equipo mismo, sirvió de muestra de los problemas de -
ingeniería a los que me he de enfrentar más tarde, y el enla
ce de teoría y práctica me dirigió a una mejor comprensión -
de la naturaleza de la misión de la ingeniería.

- La organización del trabajo, la redacción clara y con
creta del mismo y el criterio utilizado, requirieron de com
prensión y capacidad de expresión, que me permitieron en ten
der cada materia como una parte integral de una especialidad
y ampliar mi vocabulario.

- Finalmente, la terminación del diseño del equipo, co-
mo resultado del esfuerzo empleado, es un incentivo para en-
carar con seguridad la vida profesional.

A P E N D I C E

TABLA 1

Temperaturas exteriores de diseño en verano (1)

LUGAR	B. S.		Altitud
	°C	°F	Mts.
AGUASCALIENTES			
Aguascalientes	34	93	1879
BAJA CALIFORNIA			
Ensenada	34	93	13
Mexicali	43	109	1
La Paz	36	97	18
Tijuana	35	95	29
CAMPECHE			
Campeche	36	97	25
Cd. del Carmen	37	99	3
COAHUILA			
Monclova	38	100	586
Nueva Rosita	41	106	430
Piedras Negras	40	104	220
Saltillo	35	95	1609
COLIMA			
Colima	36	97	494
Manzanillo	35	95	3
CHIAPAS			
Tapachula	34	93	168
Tuxtla Gutiérrez	35	95	536
CHIHUAHUA			
Camargo	43	109	1653
Casas Grandes	43	109	1478
Chihuahua	35	95	1423
Ciudad Juárez	37	99	1137
Parral	32	90	1652
DISTRITO FEDERAL			
México Tacubaya	32	90	2309
DURANGO			
Durango	33	91	1898
Ciudad Lerdo	36	97	1140

TABLA 1

Temperaturas exteriores de diseño en verano (continuación)

LUGAR	B. S.		Altitud
	°C	°F	Mts.
GUANAJUATO			
Celaya	38	100	1754
Guanajuato	32	90	2030
Irapuato	35	95	1724
León	34	93	1809
Silao	36	97	1777
GUERRERO			
Acapulco	33	91	3
Chiapancingo	33	91	1250
Iguala	39	102	735
Taxco	34	93	1755
HIDALGO			
Pachuca	29	84	2445
Tulancingo	32	90	2181
JALISCO			
Guadalajara	33	91	1589
Lagos de Moreno	39	102	1880
Puerto Vallarta	36	97	2
MEXICO			
Texcoco	32	90	2216
Toluca	26	79	2675
MICHOACAN			
Morelia	30	86	1923
La Piedad	34	93	1775
Uruapan	34	93	1611
Zamora	35	95	1633
MORELOS			
Cuatla	42	108	1291
Cuernavaca	31	88	1538
NAYARIT			
Acaponeta	37	99	25
Tepic	36	97	918

TABLA 1

Temperaturas exteriores de diseño en verano (continuación)

LUGAR	B.	S.	Altitud Mts.
	°C	°F	
NUEVO LEON			
Linares	38	100	684
Montemorelos	39	102	432
Monterrey	38	100	534
OAXACA			
Oaxaca	35	95	1563
Salina Cruz	34	93	56
PUEBLA			
Huauchinango	37	99	1600
Puebla	29	84	2150
Tehuacán	34	93	1676
Teziutlán	36	97	1990
QUERETARO			
Querétaro	33	91	1842
QUINTANA ROO			
Cozumel	33	91	3
SAN LUIS POTOSI			
Matehuala	36	97	1597
San Luis Potosí	34	93	1877
SINALOA			
Culiacán	37	99	53
Mazatlán	31	88	78
Topolobampo	37	99	3
SONORA			
Ciudad Obregón	43	109	40
Empalme	43	109	2
Guaymas	42	108	4
Hermosillo	41	106	211
Navjoa	41	106	38
Nogales	37	99	1177
TABASCO			
Villahermosa	37	99	10

TABLA 1

Temperaturas exteriores de diseño en verano (continuación)

LUGAR	B. S.		Altitud
	°C	°F	Mts.
TAMAULIPAS			
Matamoros	36	97	12
Nuevo Laredo	41	106	140
Tampico	36	97	18
Ciudad Victoria	38	100	321
TLAXCALA			
Tlaxcala	28	82	2252
VERACRUZ			
Alvarado	35	95	9
Córdoba	36	97	871
Jalapa	32	90	1399
Orizaba	34	93	1248
Tuxpan	37	99	14
Veracruz	33	91	16
YUCATAN			
Mérida	37	99	22
Progreso	36	97	14
ZACATECAS			
Fresnillo	36	97	2250
Zacatecas	28	82	2612

(1) La temperatura de diseño de bulbo seco representa la temperatura igualada o excedida durante el 1% de las horas en verano.

TABLA 2
Características de productos alimenticios

Producto	Punto de congelación °F	Calor esp. Btu/lb°F		Calor de evolución a la temp. indicada	
		Arriba del punto	Abajo del punto	°F	Btu/(día) (Ton)
VERDURAS					
Aceitunas	28.5	0.80	0.42		
Alcachofas	29.1	0.87	0.45		
Apio	29.7	0.95	0.48	32	1600
Berengena	30.4	0.94	0.48		
Betabel	31.1	0.90	0.46	32	2700
Brócoli	29.2	0.92	0.47	32	7500
Calabaza	30.1	0.92	0.47		
Camotes	28.5	0.75	0.40	32	1200 - 2400
Cebollas	30.1	0.90	0.46	32	700 - 1100
Col	31.2	0.94	0.47	32	1200
Col. de Bruselas	31.0	0.88	0.46	32	3300 - 8300
Coliflor	30.1	0.93	0.47		
Chícharos	30.0	0.79	0.42	32	8200 - 8400
Ejotes	29.7	0.91	0.47	40	9700 - 11400
Elotes	28.9	0.79	0.42	32	7200 - 11300
Espárragos	29.8	0.94	0.48	32	5900 - 13200
Espinacas	30.3	0.94	0.48	32	4200 - 4900
Habas	30.1	0.73	0.40	40	4300 - 6100
Hongos	30.2	0.93	0.47	32	6200
Jitomate	30.4	0.95	0.48	40	1260
Lechuga	31.2	0.96	0.48	32	2300
Nabo	30.5	0.93	0.47	32	1900
Papas	28.9	0.82	0.43	40	1300 - 1800
Pepinos	30.5	0.97	0.49		
Pimiento	30.1	0.94	0.47	40	4700
Rábano	26.4	0.78	0.42		
Tomate	30.4	0.95	0.48	60	6230
Verduras mixtas	30.0	0.90	0.45		
Zanahorias	29.6	0.90	0.46	32	2100

TABLA 2
Características de productos alimenticios (cont.)

Producto	Punto de Congelación ° F	Calor esp. Btu/lb ° F		Calor de evolución a la temp. indicada	
		Arriba del punto	Abajo del punto	° F	Btu/(día) (Ton)
FRUTAS					
Aguacates	27.2	0.91	0.42		
Arándanos	28.6	0.86	0.45	32	1300 - 2200
Cerezas	26.0	0.87	0.45	32	1300 - 1800
Ciruelas	28.0	0.88	0.45	32	400 - 700
Chabacanos	28.1	0.88	0.46		
Duraznos	29.4	0.90	0.46	32	1110
Frambuesas	30.1	0.85	0.45	32	3900 - 5500
Fresas	29.9	0.92	0.47	32	2700 - 3800
Higos frescos	27.1	0.82	0.43		
Limas	29.0	0.89	0.46	40	810
Limonas	28.1	0.92	0.46	40	810
Mandarinas	28.0	0.93	0.51	32	3265
Mangos	32.0	0.90	0.46		
Manzanas	28.4	0.86	0.45	32	830
Melón dulce	20.0	0.94	0.48	40	1000
Naranjas	28.0	0.90	0.46	32	795
Peras	28.5	0.86	0.45	32	770
Piñas	29.4	0.88	0.45		
Plátanos	28.0	0.80	0.42	68	8400 - 9200
Sandías	29.2	0.97	0.48		
Toronjas	28.4	0.91	0.46	40	1070
Uvas	26.3	0.86	0.44	35	830
CARNES Y PESCO.					
Aves	27.0	0.79	0.37		
C. de cordero	29.0	0.67	0.30		
C. de puerco	28.0	0.68	0.38		
C. de res	29.0	0.77	0.40		
Chorizos	26.0	0.89	0.56		
Hígados	29.0	0.72	0.40		

TABLE 2
Características de productos alimenticios (cont.)

Producto	Punto de Congelación ° F	Calor esp. Btu/lb °F		Calor de evolución a la temp. indicada	
		Arriba del punto	Abajo del punto	° F Btu/(día) (Ton)	
Jamones y lomos	27.0	0.68	0.38		
Ostiones	27.0	0.83	0.44		
Pescado (cong.)	28.0	0.76	0.41		
Salchichas	25.0	0.86	0.56		
Tocino	26.0	0.50	0.30		
VARIOS					
Cerveza	28.0	1.00			
Chocolate	90.0	0.30	0.55		
Helados	0	0.78	0.28		
Huevos	27.0	0.76	0.40		
Leche	31.0	0.93	0.49		
Levadura		0.77	0.41		
Manteca		0.52			
Mantequilla	15.0	0.64	0.34		
Miel de abeja		0.35	0.26	40	1420
Nueces		0.25	0.21	35	1000
Pan		0.70	0.34		
Queso americano	17.0	0.64	0.36	40	4680

Tomado del "ASHRAE Guide & Data Book", 1962.

TABLA 3

Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios.

Producto	Temp.de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
VERDURAS			
Aceitunas	45 - 50	85 - 90	4 - 6 semanas
Alcachofas	31 - 32	90 - 95	1 - 2 semanas
Apio	31 - 32	90 - 95	2 - 4 meses
Berenjenas	45 - 50	85 - 90	10 días
Betabeles	32	90 - 95	1 - 3 meses
Brócoli	32	90 - 95	7 - 10 días
Calabazas	50 - 55	70 - 75	2 - 6 meses
Camotes	55 - 60	90 - 95	4 - 6 meses
Cebollas	32	70 - 75	6 - 8 meses
Col	32	90 - 95	3 - 4 meses
Col de Bruselas	32	90 - 95	3 - 4 semanas
Coliflor	32	90 - 95	2 - 3 semanas
Chícharos	32	85 - 90	1 - 2 semanas
Ejotes	32 - 40	85 - 90	10 - 15 días
Elotes	31 - 32	85 - 90	2 - 4 meses
Espárragos	32	90 - 95	2 - 3 semanas
Espinacas	32	90 - 95	10 - 14 días
Habas	45	85 - 90	8 - 10 días
Hongos	32 - 35	85 - 90	3 - 5 días
Nabos	32	90 - 95	2 - 4 meses
Papas	38 - 55	85 - 90	-
Pepinos	45 - 50	90 - 95	10 - 14 días
Pimientos	45 - 50	85 - 90	8 - 10 días
Rábano Picante	32	90 - 95	10 - 12 semanas
Tomates maduros	45 - 50	85 - 90	2 - 7 días
Tomates sin madurar	57 - 70	85 - 90	2 - 4 semanas
Verduras env. y cong.	-10-0	-	6 - 12 meses
Zanahorias	30	90 - 95	4 - 5 meses

TABLA 3

Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios (continuación).

Producto	Temp.de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
FRUTAS			
Aguacates	45 - 55	85 - 90	4 semanas
Arándanos	36 - 40	85 - 90	1 - 4 meses
Cerezas	31 - 32	85 - 90	10 - 14 días
Ciruelas	31 - 32	80 - 85	3 - 4 semanas
Chabacano	31 - 32	85 - 90	1 - 2 semanas
Cocos	32 - 35	80 - 85	1 - 2 meses
Duraznos	31 - 32	85 - 90	2 - 4 meses
Frambuesas frescas	31 - 32	85 - 90	7 días
Frambuesas cong.	-10-0	-	1 año
Fresas frescas	31 - 32	85 - 90	7 - 10 días
Fresas congeladas	-10-0	-	1 año
Frutas env. y cong.	-10-0	-	6 - 12 meses
Higos frescos	28 - 32	85 - 90	5 - 7 días
Limas	48 - 50	85 - 90	6 - 8 semanas
Limonos	32 - 58	85 - 90	1 - 4 meses
Mandarinas	31 - 38	90 - 95	3 - 4 semanas
Mangos	50	85 - 90	2 - 3 semanas
Manzanas	30 - 32	85 - 90	2 - 6 meses
Melón dulce	45 - 50	85 - 90	2 - 4 semanas
Naranjas	32 - 34	85 - 90	8 - 12 semanas
Papayas	45	85 - 90	2 - 3 semanas
Piña madura	40 - 45	85 - 90	2 - 4 semanas
Peras	29 - 31	85 - 90	-
Plátanos	-	85 - 95	-
Sandías	36 - 40	85 - 90	2 - 3 semanas
Toronjas	50	85 - 90	4 - 8 semanas
Uvas	31 - 32	85 - 90	3 - 8 semanas

TABLA 3

Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios (continuación).

Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
CARNES			
Aves frescas	32	85 - 90	1 semana
Aves congeladas	-20-0	90 - 95	9 - 10 meses
Carne de cerdo	32 - 34	85 - 90	3 - 7 días
Carne de cerdo cong	-10-0	90 - 95	4 - 6 meses
Carne de res fresca	32 - 34	88 - 92	1 - 6 semanas
Carne de res cong.	-10-0	90 - 95	9 - 12 meses
Carne de ternera	32 - 34	90 - 95	5 - 10 días
Conejos frescos	32 - 34	90 - 95	1 - 5 días
Conejos congelados	-10-0	90 - 95	0 - 6 meses
Cordero fresco	32 - 34	85 - 90	5 - 12 días
Cordero congelado	-10-0	90 - 95	8 - 10 meses
Hígado congelado	-10-0	90 - 95	3 - 4 meses
Jamón y lomo fresco	32 - 34	85 - 90	7 - 12 días
Jamón y lomo cong.			
Lomos grasosos	34 - 36	85 - 90	3 meses
Salchichas ahumadas	40 - 45	85 - 90	6 meses
Tocino congelado	-10-0	90 - 95	4 - 6 meses
Tocino curado	34 - 40	85	2 - 6 semanas
PESCADOS Y MARISCOS			
Pescado ahumado	40 - 50	50 - 60	6 - 8 meses
Pescado congelado	-10-0	90 - 95	8 - 10 meses
Pescado fresco	33	90 - 95	5 - 15 días
Marisco congelado	-20-0	90 - 95	3 - 8 meses
Marisco fresco	33	90 - 95	3 - 7 días
VARIOS			
Café	35 - 37	80 - 85	2 - 4 meses
Cerveza en barril	35 - 40	80 - 85	3 - 10 semanas

TABLA 3

Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios (continuación).

Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
Chocolate	45 - 60	75 - 80	-
Helados	-15	-	varios meses
Huevos (congelados)	0	-	más de 1 año
Huevos (frescos)	29 - 31	80 - 85	6 - 9 meses
Leche pasteurizada	33	-	7 días
Levadura	31 - 32	-	-
Manteca de cerdo	45	90 - 95	4 - 8 meses
Mantequilla	32 - 40	80 - 85	2 meses
Mantequilla	-10-0	80 - 85	1 año
Miel de abeja	45 - 50	-	1 año
Nueces	32 - 50	65 - 75	8 - 12 meses
Oleomargarina	35	60 - 70	1 año
Pan	0	-	varias semanas
Pieles y lana	34 - 40	45 - 55	varios años

Tomado del "ASHRAE Guide & Data Book", 1962

TABLA 4

Propiedades termodinámicas del Freón 12 (saturado)

TEMP F	PRESION lb por pulg ²		VOLUMEN pulg ³ por lb		DENSIDAD lb por pie ³		ENTALPIA** Btu por (lb)			ENTROPIA** Btu por (lb)(°R)	
	Absoluta P	Manométrica P	Líquido v _f	Vapor v _g	Líquido l/v _f	Vapor l/v _g	Líquido h _f	Latente h _{fg}	Vapor h _g	Líquido s _f	Vapor s _g
-25	13.556	2.320*	0.010730	2.7295	93.197	0.36636	3.1724	71.391	74.563	0.007407	0.17164
-24	13.886	1.649*	0.010741	2.6591	93.098	0.37466	3.3848	71.288	74.673	0.007894	0.17131
-23	14.222	0.966*	0.010753	2.6102	92.989	0.38311	3.5973	71.185	74.782	0.008379	0.17100
-22	14.564	0.270*	0.010764	2.5529	92.899	0.39171	3.8100	71.081	74.891	0.008864	0.17070
-21	14.912	0.216	0.010776	2.4972	92.799	0.40043	4.0226	70.978	75.001	0.009348	0.17041
-20	15.267	0.571	0.010788	2.4429	92.699	0.40934	4.2357	70.874	75.110	0.009831	0.17012
-19	15.628	0.932	0.010799	2.3899	92.599	0.41839	4.4487	70.770	75.219	0.010314	0.16984
-18	15.996	1.300	0.010811	2.3387	92.499	0.42758	4.6618	70.666	75.329	0.010798	0.16956
-17	16.371	1.675	0.010823	2.2886	92.399	0.43694	4.8751	70.561	75.436	0.011276	0.16929
-16	16.753	2.057	0.010834	2.2399	92.298	0.44643	5.0885	70.456	75.543	0.011755	0.16903
-15	17.141	2.445	0.010846	2.1924	92.197	0.45612	5.3020	70.352	75.654	0.012234	0.16876
-14	17.536	2.840	0.010858	2.1461	92.096	0.46605	5.5157	70.246	75.762	0.012712	0.16850
-13	17.939	3.243	0.010870	2.1011	91.995	0.47595	5.7295	70.141	75.871	0.013190	0.16824
-12	18.348	3.652	0.010882	2.0572	91.893	0.48611	5.9434	70.036	75.979	0.013668	0.16799
-11	18.765	4.069	0.010894	2.0144	91.791	0.49643	6.1574	69.930	76.087	0.014142	0.16774
-10	19.189	4.492	0.010906	1.9727	91.689	0.50693	6.3716	69.824	76.196	0.014617	0.16749
-9	19.621	4.925	0.010919	1.9320	91.587	0.51759	6.5859	69.718	76.304	0.015091	0.16724
-8	20.059	5.363	0.010931	1.8924	91.485	0.52843	6.8003	69.611	76.411	0.015564	0.16699
-7	20.506	5.810	0.010943	1.8538	91.382	0.53944	7.0149	69.505	76.520	0.016037	0.16674
-6	20.960	6.264	0.010955	1.8161	91.280	0.55063	7.2296	69.397	76.627	0.016508	0.16649
-5	21.422	6.726	0.010968	1.7794	91.177	0.56199	7.4444	69.291	76.735	0.016979	0.16624
-4	21.891	7.195	0.010980	1.7436	91.074	0.57354	7.6594	69.183	76.842	0.017449	0.16599
-3	22.369	7.673	0.010993	1.7086	90.970	0.58526	7.8745	69.076	76.950	0.017919	0.16574
-2	22.854	8.158	0.011005	1.6745	90.867	0.59718	8.0898	68.967	77.057	0.018388	0.16549
-1	23.348	8.652	0.011018	1.6413	90.763	0.60927	8.3052	68.859	77.164	0.018853	0.16524
0	23.849	9.153	0.011030	1.6089	90.659	0.62156	8.5207	68.750	77.271	0.019323	0.16499
1	24.359	9.663	0.011043	1.5772	90.554	0.63404	8.7361	68.642	77.378	0.019793	0.16474
2	24.878	10.182	0.011056	1.5463	90.450	0.64670	8.9522	68.533	77.485	0.020255	0.16449
3	25.404	10.708	0.011069	1.5161	90.345	0.65957	9.1682	68.424	77.592	0.020719	0.16424
4	25.939	11.243	0.011082	1.4867	90.240	0.67263	9.3843	68.314	77.698	0.021184	0.16399
5	26.483	11.787	0.011094	1.4580	90.135	0.68588	9.6005	68.204	77.805	0.021647	0.16374
6	27.036	12.340	0.011107	1.4299	90.030	0.69934	9.8169	68.094	77.911	0.022110	0.16349
7	27.597	12.901	0.011121	1.4025	89.924	0.71300	10.0333	67.984	78.017	0.022572	0.16324
8	28.167	13.471	0.011134	1.3758	89.818	0.72687	10.2500	67.873	78.123	0.023033	0.16299
9	28.747	14.051	0.011147	1.3496	89.712	0.74094	10.4671	67.762	78.229	0.023494	0.16274
10	29.335	14.639	0.011160	1.3241	89.606	0.75522	10.684	67.651	78.333	0.023954	0.16249
11	29.932	15.236	0.011173	1.2992	89.499	0.76972	10.901	67.539	78.440	0.024413	0.16224
12	30.539	15.843	0.011187	1.2748	89.392	0.78443	11.118	67.428	78.546	0.024873	0.16199
13	31.156	16.459	0.011200	1.2510	89.285	0.79935	11.336	67.315	78.651	0.025332	0.16174
14	31.780	17.081	0.011214	1.2278	89.178	0.81449	11.554	67.203	78.757	0.025786	0.16149
15	32.415	17.719	0.011227	1.2050	89.070	0.82986	11.771	67.090	78.861	0.026243	0.16124
16	33.060	18.364	0.011241	1.1826	88.962	0.84544	11.989	66.977	78.966	0.026699	0.16099
17	33.714	19.016	0.011254	1.1611	88.854	0.86125	12.207	66.864	79.071	0.027154	0.16074
18	34.378	19.682	0.011268	1.1405	88.745	0.87729	12.425	66.750	79.176	0.027608	0.16049
19	35.052	20.356	0.011282	1.1201	88.637	0.89356	12.644	66.636	79.280	0.028062	0.16024
20	35.736	21.040	0.011296	1.0998	88.529	0.91006	12.863	66.522	79.385	0.028515	0.16000
21	36.430	21.734	0.011310	1.0798	88.419	0.92679	13.081	66.407	79.488	0.028968	0.15975
22	37.135	22.439	0.011324	1.0596	88.310	0.94377	13.299	66.292	79.593	0.029420	0.15950
23	37.849	23.153	0.011338	1.0396	88.201	0.96098	13.518	66.177	79.697	0.029871	0.15925
24	38.574	23.878	0.011352	1.0200	88.091	0.97843	13.739	66.061	79.800	0.030322	0.15900
25	39.310	24.614	0.011366	1.0009	87.981	0.99613	13.958	65.946	79.904	0.030772	0.15875
26	40.056	25.360	0.011380	0.98212	87.870	1.0141	14.178	65.829	80.007	0.031221	0.15850
27	40.813	26.117	0.011393	0.96374	87.760	1.0323	14.398	65.713	80.111	0.031670	0.15825
28	41.580	26.884	0.011409	0.94573	87.649	1.0507	14.618	65.596	80.214	0.032118	0.15800
29	42.359	27.663	0.011424	0.92809	87.537	1.0694	14.838	65.478	80.318	0.032566	0.15775
30	43.148	28.452	0.011438	0.91080	87.426	1.0884	15.058	65.361	80.419	0.033013	0.15750
31	43.948	29.252	0.011453	0.90286	87.314	1.1076	15.279	65.243	80.522	0.033460	0.15725
32	44.759	30.064	0.011468	0.89527	87.202	1.1271	15.500	65.124	80.624	0.033905	0.15700
33	45.583	30.887	0.011482	0.88800	87.090	1.1468	15.720	65.006	80.726	0.034351	0.15675
34	46.417	31.721	0.011497	0.88107	86.977	1.1666	15.942	64.886	80.828	0.034796	0.15650
35	47.263	32.567	0.011512	0.87437	86.865	1.1871	16.163	64.767	80.930	0.035240	0.15625
36	48.120	33.424	0.011527	0.86789	86.751	1.2077	16.384	64.647	81.031	0.035683	0.15600
37	48.989	34.293	0.011542	0.86163	86.638	1.2285	16.606	64.527	81.133	0.036126	0.15575
38	49.870	35.174	0.011557	0.85557	86.524	1.2496	16.828	64.406	81.234	0.036569	0.15550
39	50.763	36.067	0.011573	0.84976	86.410	1.2710	17.050	64.285	81.335	0.037011	0.15525

*Pulgadas de mercurio bajo una atmósfera estándar.

TABLA 4

Propiedades termodinámicas del Bromo 12 (saturado) (cont.)

TEMP F	PRESION lb por pulg ²		VOLUMEN pie ³ por lb		DENSIDAD lb por pie ³		ENTALPIA** Btu por lb			ENTROPIA** Btu por (lb)(°R)	
	Absoluta p	Manométrica p _g	Líquido v _f	Vapor v _g	Líquido 1/v _f	Vapor 1/v _g	Líquido h _f	Latente h _{fg}	Vapor h _g	Líquido s _f	Vapor s _g
40	31.667	36.971	0.011588	0.77357	86.296	1.2927	17.273	61.163	81.436	0.037453	0.16586
41	52.381	37.888	0.011603	76061	86.181	1.3147	17.495	61.042	81.537	0.037893	0.16580
42	33.312	38.817	0.011619	74798	86.066	1.3369	17.718	60.919	81.631	0.038334	0.16574
43	54.454	39.758	0.011635	73557	85.951	1.3593	17.941	60.796	81.737	0.038774	0.16568
44	55.407	40.711	0.011650	72341	85.836	1.3823	18.164	60.673	81.837	0.039213	0.16562
15	56.373	41.677	0.011666	0.71149	85.721	1.4055	18.387	60.550	81.937	0.039652	0.16557
46	57.352	42.656	0.011682	69982	85.604	1.4289	18.611	60.426	82.037	0.040091	0.16551
47	58.343	43.647	0.011698	68837	85.487	1.4527	18.835	60.301	82.136	0.040529	0.16546
48	59.347	44.651	0.011714	67715	85.371	1.4768	19.059	60.177	82.236	0.040966	0.16540
49	60.361	45.668	0.011730	66616	85.254	1.5012	19.283	60.051	82.334	0.041403	0.16535
50	41.391	46.698	0.011746	0.65537	85.136	1.5258	19.507	60.926	82.433	0.041839	0.16530
51	62.437	47.741	0.011762	64480	85.018	1.5509	19.732	60.800	82.532	0.042276	0.16524
52	63.491	48.796	0.011778	63444	84.900	1.5762	19.957	60.673	82.630	0.042711	0.16519
53	64.543	49.867	0.011795	62429	84.782	1.6019	20.182	60.546	82.728	0.043146	0.16514
54	65.616	50.950	0.011811	61431	84.663	1.6278	20.408	60.418	82.826	0.043581	0.16509
55	66.713	52.017	0.011828	0.60453	84.544	1.6542	20.634	60.290	82.924	0.044015	0.16504
56	67.833	53.157	0.011845	59485	84.425	1.6808	20.859	60.162	83.021	0.044449	0.16499
57	68.977	54.281	0.011862	58554	84.305	1.7078	21.086	60.033	83.119	0.044883	0.16494
58	70.135	55.419	0.011879	57632	84.185	1.7352	21.312	60.904	83.215	0.045316	0.16489
59	71.267	56.571	0.011896	56727	84.065	1.7628	21.539	60.773	83.312	0.045748	0.16484
60	72.433	57.737	0.011913	0.55839	83.944	1.7909	21.766	60.643	83.409	0.046180	0.16479
61	73.613	58.917	0.011930	54967	83.823	1.8193	21.993	60.512	83.505	0.046612	0.16474
62	74.807	60.111	0.011947	54112	83.701	1.8480	22.221	60.380	83.601	0.047044	0.16469
63	76.016	61.320	0.011965	53273	83.580	1.8771	22.448	60.248	83.696	0.047475	0.16465
64	77.239	62.543	0.011982	52450	83.457	1.9066	22.676	60.116	83.792	0.047905	0.16460
65	78.477	63.781	0.012000	0.51642	83.335	1.9364	22.905	60.982	83.887	0.048336	0.16456
66	79.729	65.033	0.012017	50818	83.212	1.9666	23.133	60.849	83.982	0.048765	0.16451
67	80.996	66.300	0.012035	50020	83.089	1.9972	23.362	60.715	84.077	0.049193	0.16447
68	82.279	67.583	0.012053	49235	82.965	2.0282	23.591	60.580	84.171	0.049621	0.16442
69	83.576	68.880	0.012071	48455	82.841	2.0595	23.821	60.445	84.266	0.050053	0.16438
70	84.888	70.192	0.012089	0.47818	82.717	2.0913	24.050	60.309	84.359	0.050482	0.16434
71	86.216	71.520	0.012108	47018	82.592	2.1241	24.281	60.172	84.453	0.050910	0.16429
72	87.559	72.863	0.012126	46233	82.467	2.1579	24.511	60.035	84.546	0.051338	0.16425
73	88.918	74.222	0.012145	45466	82.341	2.1928	24.741	59.898	84.639	0.051766	0.16421
74	90.292	75.596	0.012163	44700	82.215	2.2222	24.973	59.759	84.732	0.052193	0.16417
75	91.682	76.986	0.012182	0.44227	82.089	2.2560	25.204	59.621	84.825	0.052620	0.16412
76	93.087	78.391	0.012201	43466	81.962	2.2901	25.435	59.481	84.916	0.053047	0.16408
77	94.509	79.813	0.012220	42716	81.835	2.3247	25.667	59.341	85.008	0.053473	0.16404
78	95.946	81.250	0.012239	42078	81.707	2.3597	25.899	59.201	85.100	0.053899	0.16400
79	97.400	82.704	0.012258	41451	81.579	2.3951	26.132	59.059	85.191	0.054326	0.16396
80	98.870	84.174	0.012277	0.41135	81.450	2.4310	26.365	58.917	85.282	0.054751	0.16392
81	100.36	85.66	0.012297	40530	81.322	2.4672	26.598	58.778	85.373	0.055177	0.16388
82	101.86	87.16	0.012316	39935	81.192	2.5041	26.832	58.631	85.463	0.055602	0.16384
83	103.38	88.68	0.012336	39351	81.063	2.5413	27.065	58.488	85.553	0.056027	0.16380
84	104.92	90.22	0.012356	38776	80.932	2.5789	27.300	58.343	85.643	0.056452	0.16376
85	106.47	91.77	0.012376	0.38212	80.802	2.6170	27.531	58.198	85.732	0.056877	0.16372
86	108.04	93.34	0.012396	37657	80.671	2.6556	27.763	58.053	85.821	0.057301	0.16368
87	109.63	94.93	0.012416	37111	80.539	2.6946	28.000	57.905	85.910	0.057723	0.16364
88	111.23	96.53	0.012437	36575	80.407	2.7341	28.241	57.757	85.998	0.058149	0.16360
89	112.85	98.15	0.012457	36047	80.275	2.7741	28.477	57.609	86.086	0.058573	0.16357
90	114.49	99.79	0.012478	0.35529	80.142	2.8146	28.713	57.461	86.174	0.058997	0.16353
91	116.15	101.45	0.012499	35019	80.008	2.8556	28.950	57.311	86.261	0.059420	0.16349
92	117.82	103.12	0.012520	34518	79.874	2.8970	29.187	57.161	86.348	0.059844	0.16345
93	119.51	104.81	0.012541	34025	79.740	2.9390	29.425	57.010	86.434	0.060267	0.16341
94	121.22	106.52	0.012562	33540	79.605	2.9815	29.663	56.858	86.521	0.060690	0.16338
95	122.95	108.25	0.012583	0.33063	79.470	3.0245	29.901	56.705	86.606	0.061113	0.16334
96	124.71	110.00	0.012605	32594	79.334	3.0680	30.140	56.551	86.691	0.061536	0.16330
97	126.46	111.76	0.012627	32133	79.198	3.1120	30.380	56.397	86.777	0.061959	0.16326
98	128.24	113.54	0.012649	31679	79.061	3.1566	30.619	56.242	86.861	0.062381	0.16322
99	130.04	115.34	0.012671	31233	78.923	3.2017	30.859	56.086	86.945	0.062804	0.16318
100	131.86	117.16	0.012693	0.30784	78.785	3.2474	31.100	55.929	87.029	0.063227	0.16315
101	133.70	119.00	0.012715	30362	78.647	3.2936	31.341	55.772	87.113	0.063649	0.16312
102	135.56	120.86	0.012738	29937	78.508	3.3404	31.582	55.613	87.196	0.064072	0.16308
103	137.44	122.74	0.012760	29518	78.368	3.3877	31.824	55.454	87.278	0.064494	0.16304
104	139.33	124.63	0.012783	0.29166	78.228	3.4357	32.067	55.293	87.360	0.064916	0.16301

TABLE 4

Propiedades termodinámicas del Freón 12 (saturado) (cont.)

TEMP t	PRESION lb por pulg ²		VOLUMEN pi ³ por lb		DENSIDAD lb por pulg ³		ENTALPIA** Btu por lb			ENTROPIA** Btu por (lb)(°R)	
	Absoluta p	Métrica p	Líquido v _f	Vapor v _g	Líquido 1/v _f	Vapor 1/v _g	Líquido h _f	Latente h _{fg}	Vapor h _g	Líquido s _f	Vapor s _g
105	141.25	126.55	0.012805	0.28701	77.948	3.4842	32.210	55.132	97.442	0.065329	0.16229
106	143.18	128.44	0.012829	0.28502	77.946	3.5232	32.553	54.970	97.523	0.065761	0.16233
107	145.13	130.43	0.012853	0.28310	77.944	3.5629	32.797	54.807	97.604	0.066181	0.16236
108	147.11	132.41	0.012876	0.28124	77.962	3.6232	33.011	54.643	97.684	0.066606	0.16240
109	149.10	134.40	0.012900	0.27943	77.519	3.6841	33.266	54.478	97.764	0.067028	0.16242
110	151.11	136.41	0.012924	0.26769	77.376	3.7257	33.531	54.313	97.844	0.067451	0.16245
111	153.14	138.44	0.012948	0.26100	77.231	3.7678	33.777	54.146	97.923	0.067873	0.16247
112	155.19	140.49	0.012972	0.26337	77.087	3.8406	34.023	53.978	98.001	0.068296	0.16249
113	157.25	142.55	0.012997	0.25680	76.941	3.9081	34.270	53.809	98.079	0.068719	0.16251
114	159.36	144.66	0.013022	0.25328	76.795	3.9822	34.517	53.639	98.156	0.069141	0.16252
115	161.47	146.77	0.013047	0.24982	76.649	4.0029	34.765	53.468	98.233	0.069564	0.16254
116	163.61	148.91	0.013072	0.24611	76.501	4.0584	35.011	53.296	98.310	0.069987	0.16256
117	165.76	151.06	0.013097	0.24208	76.353	4.1145	35.257	53.123	98.386	0.070410	0.16258
118	167.94	153.24	0.013123	0.23974	76.205	4.1713	35.512	52.949	98.461	0.070833	0.16260
119	170.13	155.43	0.013148	0.23647	76.056	4.2288	35.762	52.774	98.536	0.071257	0.16262
120	172.35	157.65	0.013174	0.23226	75.906	4.2870	36.013	52.597	98.610	0.071680	0.16264
121	174.59	159.89	0.013200	0.23010	75.755	4.3459	36.265	52.420	98.684	0.072104	0.16266
122	176.85	162.15	0.013227	0.22698	75.601	4.4056	36.516	52.241	98.757	0.072528	0.16268
123	179.13	164.43	0.013254	0.22391	75.452	4.4660	36.768	52.062	98.830	0.072952	0.16270
124	181.43	166.73	0.013280	0.22089	75.299	4.5272	37.021	51.881	98.902	0.073376	0.16272
125	183.76	169.06	0.013308	0.21791	75.145	4.5891	37.275	51.699	98.973	0.073800	0.16274
126	186.10	171.40	0.013335	0.21497	74.991	4.6518	37.529	51.515	99.041	0.074225	0.16276
127	188.47	173.77	0.013363	0.21207	74.836	4.7153	37.785	51.330	99.115	0.074650	0.16278
128	190.86	176.16	0.013390	0.20922	74.680	4.7799	38.040	51.144	99.184	0.075075	0.16280
129	193.27	178.57	0.013419	0.20641	74.521	4.8448	38.296	50.957	99.253	0.075501	0.16282
130	195.71	181.01	0.013447	0.20364	74.367	4.9107	38.553	50.768	99.321	0.075927	0.16284
131	198.16	183.46	0.013476	0.20094	74.209	4.9775	38.811	50.578	99.389	0.076353	0.16286
132	200.64	185.94	0.013504	0.19821	74.050	5.0453	39.069	50.387	99.457	0.076779	0.16288
133	203.15	188.45	0.013534	0.19556	73.890	5.1136	39.326	50.194	99.522	0.077206	0.16290
134	205.67	190.97	0.013563	0.19294	73.729	5.1829	39.584	50.000	99.588	0.077633	0.16292
135	208.32	193.52	0.013593	0.19036	73.568	5.2532	39.844	49.805	99.653	0.078061	0.16294
136	210.79	196.09	0.013623	0.18782	73.406	5.3244	40.110	49.608	99.718	0.078489	0.16296
137	213.39	198.69	0.013653	0.18531	73.242	5.3965	40.372	49.409	99.781	0.078917	0.16298
138	216.01	201.31	0.013684	0.18283	73.079	5.4695	40.634	49.210	99.844	0.079346	0.16300
139	218.65	203.95	0.013715	0.18039	72.914	5.5433	40.898	49.008	99.906	0.079775	0.16302
140	221.32	206.62	0.013746	0.17799	72.748	5.6181	41.162	48.805	99.967	0.080203	0.16304
141	224.00	209.30	0.013778	0.17561	72.581	5.6944	41.427	48.601	99.928	0.080631	0.16306
142	226.72	212.02	0.013810	0.17327	72.413	5.7723	41.693	48.394	99.987	0.081060	0.16308
143	229.46	214.76	0.013842	0.17096	72.244	5.8513	41.959	48.187	99.946	0.081489	0.16310
144	232.22	217.52	0.013874	0.16868	72.075	5.9323	42.227	47.977	99.904	0.081928	0.16312
145	235.00	220.30	0.013907	0.16644	71.904	6.0083	42.495	47.766	99.861	0.082361	0.16314
146	237.82	223.12	0.013941	0.16422	71.732	6.0895	42.763	47.553	99.818	0.082794	0.16316
147	240.65	225.95	0.013974	0.16203	71.559	6.1717	43.035	47.338	99.773	0.083227	0.16318
148	243.51	228.81	0.014008	0.15987	71.386	6.2551	43.306	47.122	99.728	0.083661	0.16320
149	246.40	231.70	0.014043	0.15774	71.211	6.3393	43.578	46.904	99.682	0.084096	0.16322
150	249.31	234.61	0.014078	0.15564	71.035	6.4252	43.850	46.684	99.634	0.084531	0.16324
151	252.24	237.54	0.014113	0.15356	70.857	6.5120	44.124	46.462	99.586	0.084967	0.16326
152	255.20	240.50	0.014148	0.15151	70.679	6.6001	44.399	46.240	99.537	0.085404	0.16328
153	258.19	243.49	0.014184	0.14949	70.500	6.6893	44.675	46.012	99.487	0.085842	0.16330
154	261.20	246.50	0.014221	0.14750	70.319	6.7799	44.951	45.784	99.435	0.086280	0.16332
155	264.24	249.54	0.014258	0.14552	70.137	6.8711	45.229	45.554	99.383	0.086719	0.16334
156	267.30	252.60	0.014295	0.14358	69.954	6.9648	45.508	45.322	99.330	0.087159	0.16336
157	270.39	255.69	0.014333	0.14165	69.770	7.0529	45.787	45.088	99.278	0.087600	0.16338
158	273.51	258.81	0.014371	0.13976	69.581	7.1251	46.066	44.852	99.226	0.088041	0.16340
159	276.65	261.95	0.014410	0.13789	69.397	7.2523	46.350	44.614	99.164	0.088484	0.16342
160	279.82	265.12	0.014449	0.13604	69.209	7.3509	46.633	44.373	99.106	0.088927	0.16344
161	283.02	268.32	0.014489	0.13421	69.019	7.4510	46.917	44.130	99.047	0.089371	0.16346
162	286.24	271.54	0.014529	0.13241	68.828	7.5523	47.202	43.887	98.987	0.089817	0.16348
163	289.49	274.79	0.014570	0.13062	68.635	7.6558	47.489	43.643	98.926	0.090265	0.16350
164	292.77	278.07	0.014611	0.12886	68.441	7.7612	47.777	43.396	98.863	0.090710	0.16352
165	296.07	281.37	0.014653	0.12712	68.245	7.8685	48.065	43.154	98.799	0.091159	0.16354
166	299.40	284.70	0.014695	0.12540	68.048	7.9783	48.355	42.910	98.734	0.091610	0.16356
167	302.76	288.06	0.014738	0.12370	67.850	8.0908	48.647	42.662	98.667	0.092059	0.16358
168	306.15	291.43	0.014782	0.12202	67.643	8.1950	48.939	42.416	98.600	0.092511	0.16360
169	309.56	294.86	0.014826	0.12037	67.447	8.3000	49.233	42.167	98.530	0.092964	0.16362

TABLA 6

Condensadores Frigotherm McQuay (serie CRA)

a) Modelos por capacidades nominales

DT (1)	CALOR TOTAL RECHAZADO EN Kcal/H PARA REFRIGERANTE R-22 (2)									
	004	006	008	009	012	014	016	023	028	031
1	900	1300	1593	1868	2540	2974	3341	4817	5706	6271
2	1800	2600	3186	3736	5080	5948	6682	9634	11412	12542
3	2700	3900	4779	5604	7620	8922	10023	14451	17118	18813
4	3600	5200	6372	7472	10160	11896	13364	19268	22824	25084
5	4500	6500	7965	9340	12700	14870	16705	24085	28530	31355
6	5400	7800	9558	11208	15240	17844	20046	28902	34236	37626
7	6300	9100	11151	13076	17720	20818	23357	33719	39942	43897
8	7200	10400	12744	14944	20320	23792	26728	38536	45648	50168
9	8100	11700	14337	16812	22860	26766	30069	43353	51354	56439
10	9000	13000	15930	18680	25400	29740	33410	48170	57060	62710
11	9900	14300	17523	20548	27940	32714	36751	52987	62766	68981
12	10800	15600	19116	22416	30480	35688	40092	57804	68472	75252
13	11700	16900	20709	24284	33020	38662	43433	62621	74178	81523
14	12600	18200	22302	26152	35560	41636	46774	67438	79884	87794
15	13500	19500	23895	28020	38100	44610	50115	72255	85590	94065
16	14400	20800	25488	29888	40640	47584	53456	77072	91296	100336
17	15300	22100	27081	31756	43180	50558	56797	81889	97002	106607
18	16200	23400	28674	33624	45720	53532	60138	86706	102708	112878
19	17100	24700	30267	35492	48260	56506	63479	91523	108414	119149
20	18000	26000	31860	37360	50800	59480	66820	96340	114120	125420
22	19800	28600	35046	41096	55880	65428	73502	105974	125532	137962

(1) DT = Temperatura condensación (°C.) — Temperatura aire ambiente (°C.)

(2) Para R-12 multiplique por 0.95 y para R-502 multiplique por 0.98.

b) Factores de corrección por elevación

MODELO CRA	ELEVACION (m)			
	305	915	1525	2135
004 a 009	.982	.945	.909	.873
012 y 023	.979	.936	.894	.852
014 y 028	.982	.945	.909	.873
016 y 031	.982	.945	.909	.873

TABLA 7
Válvulas de expansión termostática con igualador externo RIMSA-Saginomiya.

Catálogo No.					Esprea	Cap.	Tons. Ref.		Conexiones			Tube	Wt.
Tipo	Mod.	Conex.	Ref.	Carga	(mm)	R-12	R-22	R-52	Entrada	Salida	Igualador	Cepil.	Kg.
BHX	45030	B (Flare)	R (R-12)	S Especial	4.0	3.0	4.8	3.6	1/2"	5/8"	1/4" Flare	φ3 x 1500 (mm)	0.92
	45040				5.6	4.0	6.4	4.8					
	45050				6.0	5.0	8.0	6.0					
	56070				6.6	7.0	11.2	8.4					
	56090	D (Soldar)	H (R-22)		7.2	9.0	14.4	10.8	5/8"	7/8"	1/4" Soldar		
	57070				6.6	7.0	11.2	8.4					
	57090				7.2	9.0	14.4	10.8					
	71110		T (R-502)		5.8	11.0	17.6	13.2	7/8"	1-1/8"			
	71140				7.4	14.0	22.4	16.8					

TABLA 8
Factores de servicio para servicio
normal de 8 a 10 horas diarias.

	Máquinas impulsoras	
	Motores eléctricos: Fase dividida C.A. Jaula de ardilla par normal Turbinas de vapor Motor combustión int. multicilindro	Motores eléctricos: Monofásicos C.A. Alto torque Máquinas de vapor Motor combustión monocilindro Embraques
Máquinas impulsadas		
Ventiladores Bombas centrífugas Agitadores de líquidos Compresores centríf.	1.1	1.2
Transp. de banda Generadores Ventiladores grandes Máquinas herramienta Máquinas impresoras	1.2	1.3
Molinos de martillos Pulverizadores Compresor de pistón Bombas de pistón Máquinas industriales Maquinaria textil Elevador de cangilón	1.3	1.5
Trituradores rot. Trituradores de quijada Trituradores de rodillo Trituradores de cono Molinos de bolas Roladoras de lámina Malacates	1.4	1.6

TABLA 9
Secciones de bandas recomendadas para
velocidades normales de motores.

H.P. de Díd.	Velocidad del motor en RPM					
	3000/3600	1500/1800	1000/1200	750/900	600/720	500/600
1/2	A	A	A	A		
3/4	A	A	A	A		
1	A	A	A	A		
1 1/2	A	A	A	A		
2	A	A	A	A		
3	A	A	A(B)	A(B)		
5	A	A(B)	B(A)	B(A)		
7 1/2	A	B(A)	B	B		
10	A(B)	B	B	B		
15	A(B)	B	B(C)	C(B)	C(B)	C
20	A(B)	B	C(B)	C	C	C
25	A(B)	B(C)	C	C	C	C(D)
30		C(B)	C	C	C(D)	D
40		C(B)	C	C(D)	D(C)	D
50		C(B)	C(D)	D(C)	D	D
60		C	D(C)	D	D	D
75		C	D	D	D(E)	D(E)
100			D	D	E(D)	E(D)
125			D	D	E	E
150			D	D	E	E
200			D	D	E	E
250			D	D	E	E
300			D	D	E	E

TABLA 10

Diámetros de tuberías de descarga recomendados

Capacidad BTU/Hr	Reducción de capacidad carga ligera	R-12				R-22				R-502			
		Longitud equiv. en pies				Longitud equiv. en pies				Longitud equiv. en pies			
		50	100	150	200	50	100	150	200	50	100	150	200
6,000	0	1/2	1/2	1/2	5/8*	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8*
12,000	0	5/8	5/8	3/4	3/4*	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8	3/4*
18,000	0	5/8	3/4	3/4	3/4	5/8	5/8	5/8	3/4	3/4	3/4*	3/4*	3/4*
24,000	0	3/4	3/4	3/4	3/4	5/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
36,000	0	3/4	3/4	3/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1 1/4*	1 1/4*
48,000	0	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4	1 1/4*	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
60,000	0	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4*
	33%	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4*	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4**
75,000	0	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4
	33%	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4	3/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4*
100,000	0	1 1/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 1/4	1 1/4	1 3/4	1 3/4	1 1/4	1 3/4	1 3/4	1 5/4*
	33% to 50%	1 1/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4*	1 1/4	1 1/4	1 3/4*	1 3/4*	1 1/4	1 3/4*	1 3/4*	1 5/4**

TABLA 11

Diámetros de tuberías de líquido recomendados.

Capacidad BTU/Hr.	Reducción de capacidad carga ligera	Longitud Equivalente en Pies							
		50		100		150		200	
		H	V	H	V	H	V	H	V
6,000	0	3/8	3/8	1 1/8	3/8	1 1/8	3/8	1 1/8	3/8
12,000	0	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8
18,000	0	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8
24,000	0	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	2 1/8	1 3/8
36,000	0	1 3/8	1 3/8	2 1/8	1 3/8	2 1/8	1 3/8	2 1/8	1 3/8
48,000	0	2 1/8	1 3/8	2 1/8	1 3/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
60,000	0 to 33 %	2 1/8	2 1/8	2 3/8	2 1/8	2 3/8	2 1/8	2 3/8	2 1/8
75,000	0 to 33 %	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	3 1/8	2 3/8
100,000	0 to 50 %	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	2 3/8	3 1/8	2 3/8
150,000	0 to 50 %	2 3/8	2 3/8	3 1/8	2 3/8	3 1/8	2 3/8	3 1/8	2 3/8
	66 %	2 3/8	1 3/8 * 2 1/8	3 1/8	1 3/8 * 2 1/8	3 1/8	1 3/8 * 2 1/8	3 1/8	1 3/8 * 2 1/8

TABLA 12

Diámetros de tuberías de succión recomendados

R-12

Capacidad BTU/Hr.	R-12					R-22					R-502						
	Del condensador al receptor	Longitud equivalente en pies. Del receptor al evaporador.				Del condensador al receptor	Longitud equivalente en pies. Del receptor al evaporador				Del condensador al receptor	Longitud equivalente en pies. Del receptor al evaporador					
		50	100	150	200		50	100	150	200		50	100	150	200		
6,000	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8
12,000	1/2	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
18,000	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
24,000	3/4	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
36,000	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/4	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
48,000	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
60,000	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
75,000	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
100,000	1 1/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1 1/8	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
150,000	1 1/8	3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/4	3/4	3/4	3/4	1 1/8	3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8
200,000	1 3/8	3/4	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8
300,000	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8

TABLA 13

Conversión de temperaturas

Localizar la temperatura que se quiere convertir, ya sea en grados fahrenheit o centígrados, en la columna del centro titulada "C o F". A la izquierda se lee la temperatura correspondiente en grados centígrados (si se quiere convertir de fahrenheit a centígrados). A la derecha se lee la temperatura correspondiente en grados fahrenheit (si se quiere convertir de centígrados a fahrenheit).

Cent.	C o F	Fahr.	Cent.	C o F	Fahr.
-40.0	-40	-40.0	-28.9	-20	-4.0
-39.4	-39	-38.2	-28.3	-19	-2.2
-38.9	-38	-36.4	-27.8	-18	-0.4
-38.3	-37	-34.6	-27.2	-17	+1.4
-37.8	-36	-32.8	-26.7	-16	+3.2
-37.2	-35	-31.0	-26.1	-15	+5.0
-36.7	-34	-29.2	-25.6	-14	+6.8
-36.1	-33	-27.4	-25.0	-13	+8.6
-35.6	-32	-25.6	-24.4	-12	+10.4
-35.0	-31	-23.8	-23.9	-11	+12.2
-34.4	-30	-22.0	-23.3	-10	+14.0
-33.9	-29	-20.2	-22.8	-9	+15.8
-33.3	-28	-18.4	-22.2	-8	+17.6
-32.8	-27	-16.6	-21.7	-7	+19.4
-32.2	-26	-14.8	-21.1	-6	+21.2
-31.7	-25	-13.0	-20.6	-5	+23.0
-31.1	-24	-11.2	-20.0	-4	+24.8
-30.6	-23	-9.4	-19.4	-3	+26.6
-30.0	-22	-7.6	-18.9	-2	+28.4
-29.4	-21	-5.8	-18.3	-1	+30.2

TABLA 13

Conversión de temperaturas (continuación).

Cent.	C o F	Fahr.	Cent.	C o F	Fahr.
-17.8	0	+32.0	-3.9	+25	+77.0
-17.2	+1	+33.8	-3.3	+26	+78.8
-16.7	+2	+35.6	-2.8	+27	+80.6
-16.1	+3	+37.4	-2.2	+28	+82.4
-15.6	+4	+39.2	-1.7	+29	+84.2
-15.0	+5	+41.0	-1.1	+30	+86.0
-14.4	+6	+42.8	-0.6	+31	+87.8
-13.9	+7	+44.6	0.0	+32	+89.6
-13.3	+8	+46.4	+0.6	+33	+91.4
-12.8	+9	+48.2	+1.1	+34	+93.2
-12.2	+10	+50.0	+1.7	+35	+95.0
-11.7	+11	+51.8	+2.2	+36	+96.8
-11.1	+12	+53.6	+2.8	+37	+98.6
-10.6	+13	+55.4	+3.3	+38	+100.4
-10.0	+14	+57.2	+3.9	+39	+102.2
-9.4	+15	+59.0	+4.4	+40	+104.0
-8.9	+16	+60.8	+5.0	+41	+105.8
-8.3	+17	+62.6	+5.5	+42	+107.6
-7.8	+18	+64.4	+6.1	+43	+109.4
-7.2	+19	+66.2	+6.7	+44	+111.2
-6.7	+20	+68.0	+7.2	+45	+113.0
-6.1	+21	+69.8	+7.8	+46	+114.8
-5.5	+22	+71.6	+8.3	+47	+116.6
-5.0	+23	+73.4	+8.9	+48	+118.4
-4.4	+24	+75.2	+9.4	+49	+120.2

TABLA 13

Conversión de temperaturas (continuación)

Cent.	C o F	Fahr.	Cent.	C o F	Fahr.
+10.0	+50	+122.0	+23.9	+75	+167.0
+10.6	+51	+123.8	+24.4	+76	+168.8
+11.1	+52	+125.6	+25.0	+77	+170.6
+11.7	+53	+127.4	+25.6	+78	+172.4
+12.2	+54	+129.2	+26.1	+79	+174.2
+12.8	+55	+131.0	+26.7	+80	+176.0
+13.3	+56	+132.8	+27.2	+81	+177.8
+13.9	+57	+134.6	+27.8	+82	+179.6
+14.4	+58	+136.4	+28.3	+83	+181.4
+15.0	+59	+138.2	+28.9	+84	+183.2
+15.6	+60	+140.0	+29.4	+85	+185.0
+16.1	+61	+141.8	+30.0	+86	+186.8
+16.7	+62	+143.6	+30.6	+87	+188.6
+17.2	+63	+145.4	+31.1	+88	+190.4
+17.8	+64	+147.2	+31.7	+89	+192.2
+18.3	+65	+149.0	+32.2	+90	+194.0
+18.9	+66	+150.8	+32.8	+91	+195.8
+19.4	+67	+152.6	+33.3	+92	+197.6
+20.0	+68	+154.4	+33.9	+93	+199.4
+20.6	+69	+156.2	+34.4	+94	+201.2
+21.1	+70	+158.0	+35.0	+95	+203.0
+21.7	+71	+159.8	+35.6	+96	+204.8
+22.2	+72	+161.6	+36.1	+97	+206.6
+22.8	+73	+163.4	+36.7	+98	+208.4
+23.3	+74	+165.2	+37.2	+99	+210.2

TABLA 13

Conversión de temperaturas (continuación)

Cent.	C o F	Fahr.	Cent.	C o F	Fahr.
+37.8	+100	+212.0	+51.7	+125	+257.0
+38.3	+101	+213.8	+52.2	+126	+258.8
+38.9	+102	+215.6	+52.8	+127	+260.6
+39.4	+103	+217.4	+53.3	+128	+262.4
+40.0	+104	+219.2	+53.9	+129	+264.2
+40.6	+105	+221.0	+54.4	+130	+266.0
+41.1	+106	+222.8	+55.0	+131	+267.8
+41.7	+107	+224.6	+55.6	+132	+269.6
+42.2	+108	+226.4	+56.1	+133	+271.4
+42.8	+109	+228.2	+56.7	+134	+273.2
+43.3	+110	+230.0	+57.2	+135	+275.0
+43.9	+111	+231.8	+57.8	+136	+276.8
+44.4	+112	+233.6	+58.3	+137	+278.6
+45.0	+113	+235.4	+58.9	+138	+280.4
+45.6	+114	+237.2	+59.4	+139	+282.2
+46.1	+115	+239.0	+60.0	+140	+284.0
+46.7	+116	+240.8	+60.6	+141	+285.8
+47.2	+117	+242.6	+61.1	+142	+287.6
+47.8	+118	+244.4	+61.7	+143	+289.4
+48.3	+119	+246.2	+62.2	+144	+291.2
+48.9	+120	+248.0	+62.8	+145	+293.0
+49.4	+121	+249.8	+63.3	+146	+294.8
+50.0	+122	+251.6	+63.9	+147	+296.6
+50.6	+123	+253.4	+64.4	+148	+298.4
+51.1	+124	+255.2	+65.0	+149	+300.2

TABLA 13

Conversión de temperaturas (continuación)

Cent.	C o F	Fahr.	Cent.	C o F	Fahr.
+65.6	+150	+302.0	+79.4	+175	+347.0
+66.1	+151	+303.8	+80.0	+176	+348.8
+66.7	+152	+305.6	+80.6	+177	+350.6
+67.2	+153	+307.4	+81.1	+178	+352.4
+67.8	+154	+309.2	+81.7	+179	+354.2
+68.3	+155	+311.0	+82.2	+180	+356.0
+68.9	+156	+312.8	+82.8	+181	+357.8
+69.4	+157	+314.6	+83.3	+182	+359.6
+70.0	+158	+316.4	+83.9	+183	+361.4
+70.6	+159	+318.2	+84.4	+184	+363.2
+71.1	+160	+320.0	+85.0	+185	+365.0
+71.7	+161	+321.8	+85.6	+186	+366.8
+72.2	+162	+323.6	+86.1	+187	+368.6
+72.8	+163	+325.4	+86.7	+188	+370.4
+73.3	+164	+327.2	+87.2	+189	+373.2
+73.9	+165	+329.0	+87.8	+190	+374.0
+74.4	+166	+330.8	+88.3	+191	+375.8
+75.0	+167	+332.6	+88.9	+192	+377.6
+75.6	+168	+334.4	+89.4	+193	+379.4
+76.1	+169	+336.2	+90.0	+194	+381.2
+76.7	+170	+338.0	+90.6	+195	+383.0
+77.2	+171	+339.8	+91.1	+196	+384.8
+77.8	+172	+341.6	+91.7	+197	+386.6
+78.3	+173	+343.4	+92.2	+198	+388.4
+78.9	+174	+345.2	+92.8	+199	+390.2

BIBLIOGRAFIA

Capítulo I: Aspectos Generales de la Transportación Frigorífica.

- Tressler, Donald K.; Van Arsdell, Wallace B.; Copley, Michael J. "The Freezing Preservation of Foods". Vol. 1, Refrigeration and Equipment. 4th Edition. Westport, Conn. - E.U.A., Avi Publishing Co., 1968, 319 pp.
- Dossat, Roy J. "Principles of Refrigeration". Second Edition. New York E.U.A., John Wiley and Sons., 1978, 594 p.
- Molinas Ferrer, M. y Durán Torrallardona, S. "Frigoconservación y Manejo". Barcelona España, Biblioteca Agrícola - AEDOS, 1970, 274 pp.

Capítulo II: Teoría de la Refrigeración

- Tressler, Donald K.; Van Arsdell, Wallace B.; Copley, Michael J. "The Freezing Preservation Of Foods". Vol. 1, Refrigeration and Equipment. 4th Edition. Westport, Conn. -- E.U.A., Avi Publishing Co. , 1968, 319 pp.
- Holman, J.P. "Transferencia de Calor". México, C.E.C.S.A. 1980. 516 pp.
- Air-Conditioning and Refrigeration Institute. "Refrigeración y Aire Acondicionado". Bogotá Colombia, Editorial -- Prentice/Hall Internacional, 1981, 837 pp.
- Academia Húte de Berlín. "Manual del Ingeniero". Vol. 1, - Fundamentos Teóricos. Barcelona España, Editorial Gustavo Gili, S.A., 1980, 1514 pp.
- Van Wylen, Gordon J. y Sonntag, Richard E. "Fundamentos de la Termodinámica". Primera Edición. México, Editorial Limmusa, 1982, 722 pp.
- Dossat, Roy J. "Principles of Refrigeration". Second Edi--

tion. New York E.U.A., John Wiley and Sons., 1978, 594 p.

Capítulo III: Características Requeridas para el Remolque.

- ASHRAE. "ASHRAE Guide and Data Book". Applications volume, Chap. 55. New York E.U.A., American Society of Heating, -- Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1962, -- 864 pp.
- Tressler, Donald K.; Van Arsdell, Wallace B.; Copley, Michael J. "The Freezing Preservation of Foods". Vol. 1, Refrigeration and Equipment. 4th Edition. Westport, Conn. - E.U.A., Avi Publishing Co., 1968, 319 pp.

Capítulo IV: Diseño del Equipo.

- Krick, Edward V. "Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería". Segunda Edición. México, Editorial Limusa, 1981, 238 pp.
- Gilvert Copeland. "Manual de Refrigeración Gilvert Copeland". Vol. 4, Diseño de Sistemas. México, 1986, 113 pp.
- ASHRAE. "ASHRAE Guide and Data Book". Applications volume, Chap. 55. New York E.U.A., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1962, 864 pp.
- Dossat, Roy J. "Principles of Refrigeration". Second Edition. New York E.U.A., John Wiley and Sons., 1978, 594 p.
- Fundidora Monterrey. "Manual para constructores". México, Fundidora Monterrey, S.A., 1975, 488 pp.
- Hall, A.S.; Holowenco, A.R. y Laughlin, H. G. "Diseño de Máquinas". Primera Edición. Bogotá Colombia, Editorial - McGraw-Hill, 1971, 336 pp.
- Aeroquip. "Productos Industriales". México, Aeroquip Mexi-

xicana, S.A. de C.V., 80 pp.

Capítulo V: Aplicación del Equipo Monobloque Mecánico -
de Refrigeración.

- Boletín informativo del decreto publicado en el Diario Oficial de la Federación del 27 de septiembre de 1984, referente a "Estímulos y Apoyos del Gobierno Federal al Sistema Nacional para el Abasto". Editado por:

Secretaría de Comercio y Fomento Industrial.

Subsecretaría de Comercio Interior.

Dirección General de Fomento y Modernización para el Abasto.